



А. С. ОРЛИН, Д. Н. ВЫРУБОВ, Г. Г. КАЛИШ, М. Г. КРУГЛОВ,  
О. Б. ЛЕОНОВ, С. Е. ЛЕБЕДЕВ, Б. Г. ЛИБРОВИЧ, М. М. ЧУРСИН

# ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Т О М 1

## РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ДВИГАТЕЛЯХ И ИХ АГРЕГАТАХ

Под редакцией *проф. А. С. ОРЛИНА*

ИЗДАНИЕ 2-е,  
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

*Допущено Министерством высшего образования СССР  
в качестве учебника  
для машиностроительных и политехнических вузов*



**МАШГИЗ**

ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1957

В книге дан краткий обзор развития отечественного двигателестроения. Рассматриваются теоретические основы действительных циклов двигателей, процессов сгорания, выпуска, продувки, наполнения и наддува. Приводится анализ влияния эксплуатационных и конструктивных факторов на работу двигателя. Рассматриваются вопросы мощности и экономичности, вопросы карбюрации, характеристики транспортных двигателей и основы смесеобразования в двигателях с воспламенением от сжатия и газовых двигателях. Кроме того, излагаются основы теории топливоподачи и регулирования.

Учебник предназначен для студентов машиностроительных и политехнических высших учебных заведений, а также для инженеров, работающих в области двигателестроения.

*Рецензент проф. Т. М. Мелькумов*

*Редактор инж. Л. И. Егоркина*

---

*Редакция литературы по автомобильному, тракторному  
и сельскохозяйственному машиностроению  
Зав. редакцией инж. И. М. БАУМАН*

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В данной книге изложена теория рабочего процесса в поршневых двигателях внутреннего сгорания.

Учебник написан по учебной программе специальности «Двигатели внутреннего сгорания» Московского высшего технического училища имени Баумана (МВТУ). В значительной степени книга удовлетворяет также программам специальности «Двигатели внутреннего сгорания» других машиностроительных вузов. Книга может быть использована студентами других специальностей: автомобили, тракторы, судостроение, тепловозостроение.

Изложение теории процессов, протекающих в цилиндрах двигателей с воспламенением от сжатия (дизелях) и двигателей, работающих на легком топливе, с посторонним зажиганием, приводится параллельно, аналогично тому, как это делается при чтении основных курсов по теории двигателей в МВТУ. Авторы считают, что такое построение курса является наиболее целесообразным: процессы в двигателях указанных типов базируются на тех же термодинамических, газодинамических и физико-химических основах (если не считать некоторого различия в протекании процессов смесеобразования и сгорания); кроме того, целесообразно, чтобы студенты с начала изучения курса усваивали общность рассматриваемых вопросов.

Книга является переработанным и дополненным изданием книги «Двигатели внутреннего сгорания», т. I (Машгиз, 1951 г.). Особенно большой переработке подверглись гл. III, V и IX. Гл. IV и VIII написаны заново.

В настоящий учебник не вошли вопросы, относящиеся к процессам в комбинированных двигателях и нагнетателях, выделенные в особые курсы соответственно учебному плану специальности.

Гл. I и VII написаны А. С. Орлиным.

Гл. II и IV — Д. Н. Вырубовым.

Гл. III — Д. Н. Вырубовым и О. Б. Леоновым.

Гл. V — Д. Н. Вырубовым (§ 1—7), М. Г. Кругловым (§ 12), О. Б. Леоновым (§ 13) и М. М. Чурсиным (§ 8—11).

Гл. VI — М. Г. Кругловым и О. Б. Леоновым.

Гл. VIII и IX — М. Г. Кругловым.

Гл. X — О. Б. Леоновым.

Гл. XI, XII и XIII — Г. Г. Калишем.

При подготовке гл. II, III и V использованы материалы С. Е. Лебедева и Б. Г. Либровича, при подготовке гл. IX — материалы Г. Г. Калиша, опубликованные в первом издании книги.

В редактировании принимал участие Д. Н. Вырубов.

## ОСНОВНЫЕ ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $p_0$  — давление окружающей среды;  
 $p_a$  — давление в цилиндре в начале сжатия;  
 $p_c$  — давление в цилиндре в конце сжатия;  
 $p_z$  — давление в цилиндре в конце сгорания;  
 $p_b$  — давление в цилиндре в конце расширения;  
 $p_r$  — давление остаточных газов;  
 $p_p$  — давление в выпускной системе;  
 $p_i$  — среднее индикаторное давление;  
 $p_e$  — среднее эффективное давление;  
 $p_k$  — давление наддува, давление продувки и впуска;  
 $p$  — давление в цилиндре во время газообмена (текущее);  
 $p_n$  — давление в цилиндре в момент открытия продувочных органов;  
 $p_{ц}$  — среднее давление в цилиндре за время продувки;  
 $p_{кр}$  — критическое давление;  
 $T_0$  — температура окружающей среды;  
 $T_a$  — температура в цилиндре в начале сжатия;  
 $T_c$  — температура в цилиндре в конце сжатия;  
 $T_{ц}$  — температура в цилиндре в конце сгорания;  
 $T_b$  — температура в цилиндре в конце расширения;  
 $T_{ц}$  — средняя температура в цилиндре во время продувки;  
 $T_p$  — температура в выпускной системе;  
 $T_k$  — температура наддувочного и продувочного воздуха, температура впуска;  
 $V_h$  — рабочий объем цилиндра;  
 $V_a$  — объем цилиндра в начале сжатия;  
 $V_c$  — объем цилиндра в конце сжатия;  
 $V_z$  — объем цилиндра в конце сгорания;  
 $V_b$  — объем цилиндра в конце расширения;  
 $L_0$  — теоретически необходимое количество воздуха в молях для сгорания 1 кг топлива;  
 $L$  — действительное количество воздуха в молях на 1 кг топлива;  
 $M_r$  — количество остаточных газов в молях;  
 $M_1$  — количество горючей смеси в молях;  
 $M_2$  — количество продуктов сгорания в молях;  
 $H_u$  — низшая теплотворность топлива;  
 $H_0$  — высшая теплотворность топлива;  
 $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха;  
 $\varepsilon$  — степень сжатия действительная;  
 $\varepsilon'$  — степень сжатия условная (геометрическая);  
 $n_1$  — показатель политропы сжатия;  
 $n_2$  — показатель политропы расширения;  
 $\mu_0$  — коэффициент молекулярного изменения свежей смеси;  
 $\mu$  — коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси;  
 $\gamma_{IV}$  — коэффициент наполнения;  
 $\gamma_{IV, пр}$  — коэффициент подачи продувочного насоса;  
 $\gamma$  — коэффициент остаточных газов;  
 $\lambda$  — степень повышения давления;  
 $\rho$  — степень предварительного расширения;  
 $\delta$  — степень последующего расширения;  
 $\xi_z$  — коэффициент использования тепла на участке видимого сгорания;  
 $\xi$  — коэффициент использования тепла, отнесенный к произвольной точке линии расширения;  
 $\xi_p$  — коэффициент использования тепла на всем участке сгорания и расширения;  
 $g_i$  — индикаторный удельный расход топлива;  
 $g_e$  — эффективный удельный расход топлива;  
 $\eta_t$  — термический к. п. д.;

- $\eta_i$  — индикаторный к. п. д.;  
 $\eta_m$  — механический к. п. д.;  
 $\eta_e$  — эффективный к. п. д.;  
 $\eta_u$  — коэффициент использования продувочного воздуха;  
 $\eta_0$  — степень чистоты заряда (степень очистки);  
 $N_f$  — индикаторная мощность двигателя;  
 $N_e$  — эффективная мощность двигателя;  
 $N_n$  — мощность, затрачиваемая на насосные потери;  
 $D$  — диаметр рабочего цилиндра;  
 $S$  — ход поршня;  
 $n$  — число оборотов вала двигателя;  
 $\omega$  — угловая скорость вращения вала,  
 $c_m$  — средняя скорость поршня рабочего цилиндра;  
 $c_{пор}$  — истинная скорость поршня;  
 $c_n$  — скорость плунжера топливного насоса;  
 $\psi$  — потерянная доля хода поршня;  
 $\psi$  — коэффициент, зависящий от отношения давлений  $\frac{p_p}{p}$ ;
- $\psi_n$  — коэффициент, зависящий от отношения давлений  $\frac{p_c}{p_k}$ ;
- $\psi_v$  — коэффициент, зависящий от отношения давлений  $\frac{p_p}{p_c}$ ;
- $\alpha_{ист}$  — истинный коэффициент сжимаемости топлива;  
 $\alpha_{ср}$  — средний коэффициент сжимаемости топлива;  
 $f_T$  — площадь сечения топливопровода;  
 $\varphi_0$  — коэффициент избытка продувочного воздуха, отнесенный к состоянию окружающей среды;  
 $\varphi_k$  — коэффициент избытка продувочного воздуха, отнесенный к состоянию перед впускными (продувочными) органами;  
 $\tau$  — тактность двигателя;  
 $\tau_z$  — период задержки воспламенения (в сек.);  
 $\varphi_z$  — период задержки воспламенения (в град.);  
 $U$  — внутренняя энергия газов.

## ГЛАВА I

### КРАТКАЯ ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Идея сжигания топлива внутри цилиндра поршневой машины возникла еще в конце XVIII в. В первой половине XIX в. многие изобретатели без особого успеха пытались создать двигатели внутреннего сгорания.

В 1860 г. был создан первый двигатель внутреннего сгорания (газовый двигатель Ленуара, построенный в Париже), работавший на светильном газе, без сжатия с засасыванием смеси на половине хода поршня.

В 1870 г. появились газовые двигатели внутреннего сгорания Лангена и Отто (в г. Дейтце близ Кельна), работавшие по четырехтактному циклу с предварительным сжатием. К этому же времени относится построение первых двухтактных двигателей.

Появление двигателей внутреннего сгорания и их дальнейшее развитие определилось потребностью в компактном двигателе вместо громоздких паровых машин, широко применявшихся в качестве агрегатов, снабжающих энергией промышленные предприятия. Вследствие малого веса и габаритов, а также постоянной готовности к работе двигатель этого типа стал применяться в качестве силовой установки на автомобиле и самолете.

В 1879 г. И. С. Костович предложил бензиновый двигатель для дирижабля. Это был первый двигатель, работающий на жидком топливе. Двигатель И. С. Костовича отличался противоположным расположением цилиндров и электрическим зажиганием (и то и другое применялось впервые). При мощности 80 л. с. двигатель характеризовался удельным весом 3 кг/л. с.

Начиная с 1885 г. получают распространение двигатели, работающие на керосине и более тяжелых сортах жидкого топлива. В 1890 г. на Московском заводе Е. Я. Бромлея был построен четырехтактный калоризаторный керосиновый двигатель.

В 1892 г. было начато производство керосиновых двигателей на Механическом заводе Э. Нобеля (ныне «Русский дизель»). Сначала завод выпускал четырехтактные керосиновые двигатели, а позже на заводе была создана оригинальная конструкция двухтактных двигателей, преимуществом которых явилось отсутствие клапанов и привода к ним и большая плавность хода. В 1893 г. на Всемирной выставке в Чикаго за керосиновые двигатели завод получил высшую награду. Подобные двигатели по заказу Главного артиллерийского управления были установлены заводом на облегченные генераторные повозки (полевые электростанции), применявшиеся в период русско-японской войны.

Наибольшее распространение двигатели внутреннего сгорания получили с появлением двигателей высокого сжатия, работающих на жидком топливе. В этих двигателях воспламенение топлива происходило от теплоты сжатого в цилиндре воздуха.

В 1885 г. Э. Капитэн предложил конструкцию двигателя, в котором сжатие воздуха до температуры воспламенения тяжелого топлива и последующее

его сгорание происходило при постоянном давлении. Однако Капитэн не удалось построить двигатель из-за отсутствия средств.

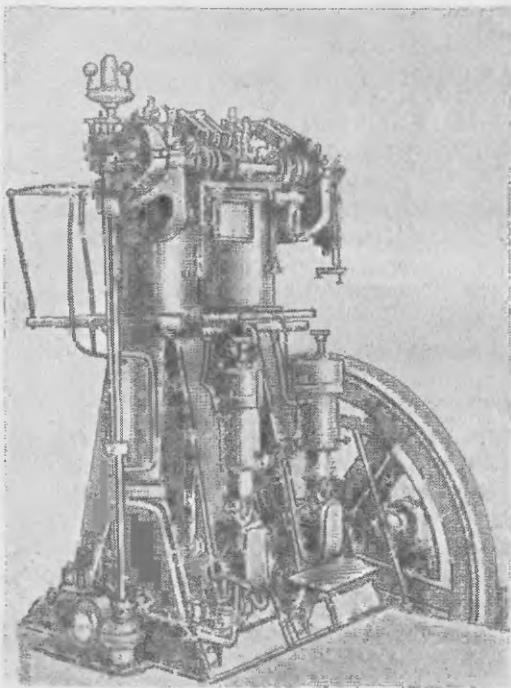
В 1893 г. появилась брошюра Рудольфа Дизеля под названием «Теория и конструкция рационального теплового двигателя для замены паровых машин и известных в настоящее время тепловых двигателей». В этой брошюре Р. Дизель на основании теоретических исследований предлагал (как и Э. Капитэн) повышать температуру воздуха путем сжатия и вводить в нагретый воздух мелко распыленное топливо, которое должно было сгорать без повышения температуры. Изотермическое сгорание должно было дать возможность

работать двигателю без охлаждения стенок цилиндра и приблизить тепловой процесс к циклу Карно.

Предложенное Р. Дизелем сгорание при постоянной температуре и работа двигателя без охлаждения стенок цилиндра оказались неосуществимыми: первый, построенный в 1895 г. двигатель, конструкция которого наиболее близко соответствовала высказанным Р. Дизелем идеям, оказался неработоспособным.

В период 1895—1897 гг. инженеры Аугсбургского завода полностью переконструировали двигатель, и новый двигатель Р. Дизеля промышленного типа был установлен на спичечной фабрике в 1897 г. Вследствие выявившихся при эксплуатации конструктивных недостатков выпуск этих двигателей был прекращен.

Первый четырехтактный двигатель с воспламенением от сжатия, созданный в России, работал на сырой нефти, соляровом масле, а также на керосине. Он был по-



Фиг. 1. Двигатель типа А с крейцкопфом.

строен в 1899 г. на Механическом заводе Э. Нобеля по чертежам этого же завода. Данный двигатель конструктивно и по протеканию рабочего процесса существенно отличался от упомянутого выше двигателя, построенного в 1897 г. и работавшего только на керосине.

Первый отечественный двигатель с воспламенением от сжатия (тип А, фиг. 1), названный дизелем, имел мощность 20—26 л. с. при числе оборотов 193 в минуту и при давлении сгорания  $30 \text{ кг/см}^2$ . Это название прочно утвердилось за всеми двигателями с воспламенением от сжатия, несмотря на то, что процесс и конструкция их отличались от предложенных Р. Дизелем.

За два года заводом Э. Нобеля было построено 40 двигателей с воспламенением от сжатия общей мощностью около 1500 л. с.

В 1902 г. при конструировании двигателя мощностью 50 л. с. завод отказался от конструкции двигателей с крейцкопфом, оставившись на конструкции типа Б без крейцкопфа (фиг. 2). Это позволило уменьшить высоту двигателей, их вес и стоимость.

В новом двигателе, помимо других конструктивных усовершенствований, был установлен топливный насос с регулировкой начала подачи топлива и с



обратным перепуском топлива через впускной клапан. Данный насос очень скоро стал широко применяться в двигателях различного назначения. В этом же двигателе для распыливания топлива впервые была использована система отдельного компрессора-компаунд.

В двухступенчатой системе, принятой Р. Дизелем, первой ступенью являлся рабочий цилиндр. Во время хода сжатия, когда давление достигало  $10 \text{ кг/см}^2$ , необходимое количество воздуха отводилось из этого цилиндра в ресивер через специальный перепускной клапан и далее поступало в компрессор, в котором оно сжималось до давления  $50 \text{ кг/см}^2$ . При такой системе продукты сгорания попадали в распыливающий воздух, вследствие чего ухудшались условия сгорания, увеличивался расход топлива и, кроме того, засорялась форсунка. В результате применения конструкторами завода отдельной системы компрессора улучшилось сгорание, уменьшился расход топлива и распылитель форсунки перестал засоряться.

Предложенная конструкция в дальнейшем получила широкое распространение и была использована за границей.

В 1903—1911 гг. производство двигателей с воспламенением от сжатия было налажено на Коломенском заводе, на заводе Фельзер (ныне «Двигатель революции»), на Николаевском судостроительном и Сормовском заводах.

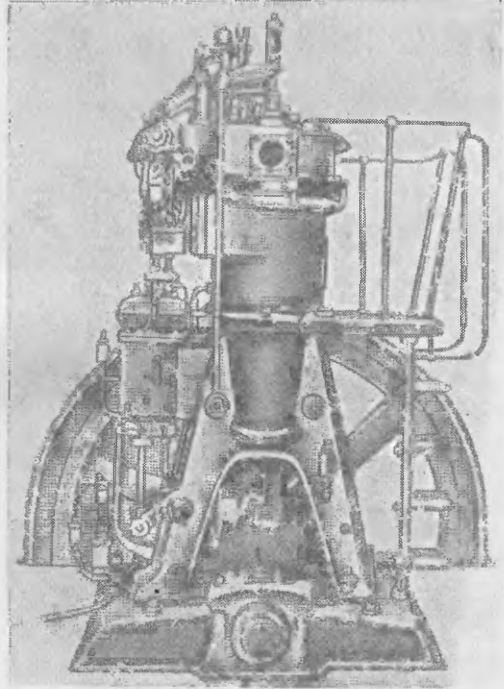
В 1903 г. на Сормовском заводе был построен первый теплоход (нефтеналивная баржа) «Вандал», на котором было установлено

три трехцилиндровых четырехтактных 120-сильных двигателя с воспламенением от сжатия конструкции завода Э. Нобеля.

В 1904 г. Сормовский завод выпустил более совершенный теплоход «Сармат», на нем были установлены два двигателя завода Э. Нобеля, каждый мощностью  $180 \text{ л. с.}$  при  $240 \text{ об/мин.}$  Первые судовые двигатели конструктивно сравнительно мало отличались от стационарных, но были несколько более быстроходными и имели уменьшенный ход поршня, число оборотов можно было изменять вручную при помощи специального приспособления, которым снабжались эти двигатели. Для осуществления заднего хода завод применил систему электропередачи между двигателем и гребным винтом, последний приводился во вращение от специального электродвигателя.

Преимуществом двигателей внутреннего сгорания по сравнению с паровыми было значительное сокращение расхода топлива, а для судовых двигателей также упрощение управления, маневрирования и хранения топлива.

Вскоре после выпуска теплохода «Сармат» главный инженер Коломенского завода Р. А. Корейво сконструировал специальную муфту с пневматическим управлением для маневрирования и обратного хода, названную его именем.



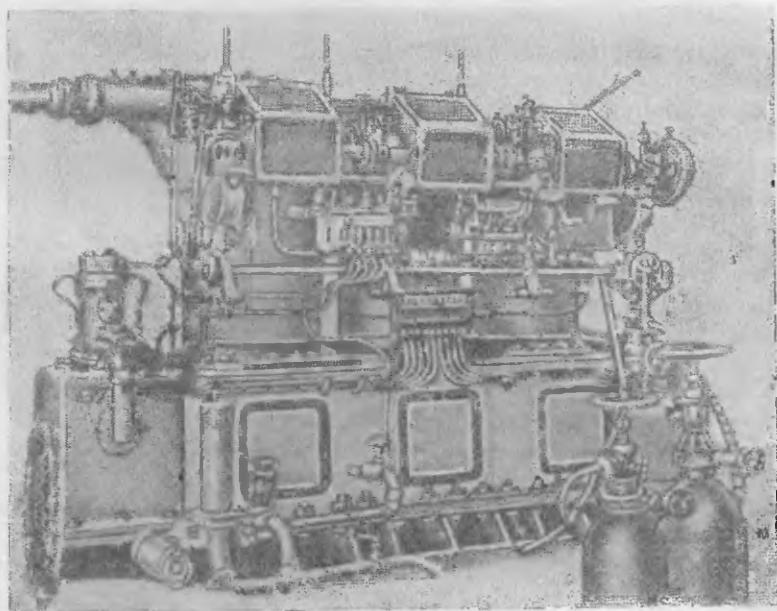
Фиг. 2. Двигатель типа Б без крэйцкофа.

В 1907 г. Коломенский завод построил для Волжского судоходства первый колесный буксирный теплоход «Мысль» с нереверсивным двигателем мощностью 300 л. с. и передачей к колесам по системе Р. А. Корейво.

Почти одновременно в Петербурге инженер К. В. Хагелин создал систему реверса, использованную в 1908 г. для двигателя подводной лодки «Минога».

Это первое военное судно, на котором был установлен двигатель с воспламенением от сжатия.

После появления реверсивных судовых двигателей муфты конструкции Р. А. Корейво использовались для колесных судов как разоблицительные механизмы, позволяющие пускать двигатель без нагрузки, как при переднем, так и при заднем ходе.



Фиг. 3. Первый четырехтактный реверсивный двигатель мощностью 120 л. с.

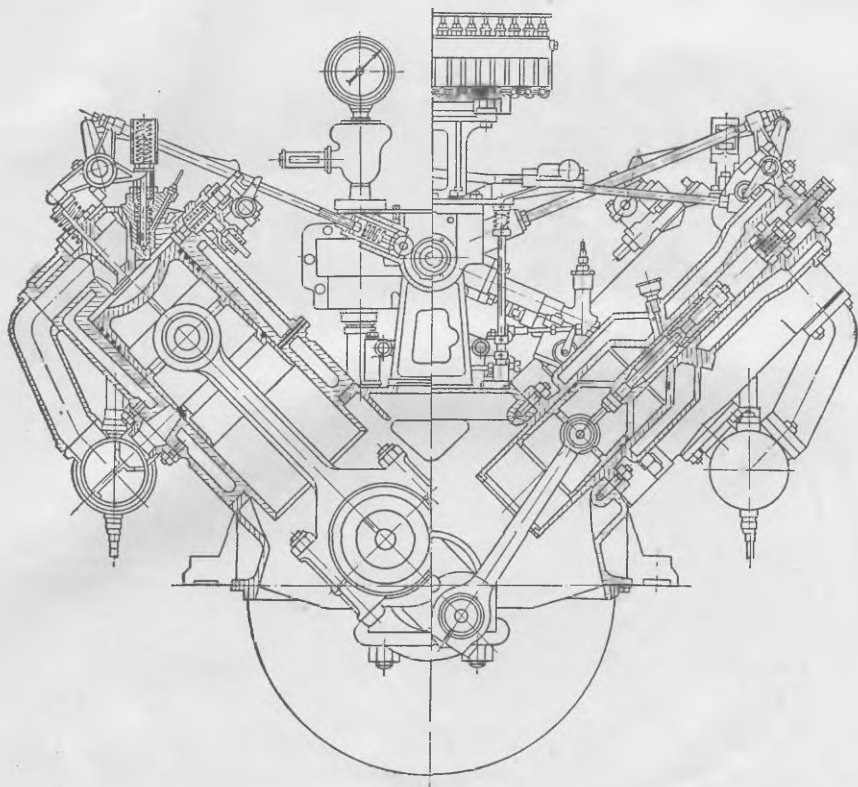
Почти одновременно с выпуском «Миноги» Балтийским судостроительным заводом (по чертежам завода Э. Нобеля и Коломенского завода) были построены канонерские лодки для р. Амур и позднее для Каспийского моря. На канонерках было установлено по четыре двигателя мощностью 250 л. с. каждый (при 360 об/мин). Канонерки более позднего времени имели по два шестицилиндровых двигателя мощностью 500 л. с. каждый.

Применение электропередачи от двигателей к гребным винтам кроме конструктивной сложности установки сопровождалось потерей энергии, что послужило толчком к созданию реверсивных двигателей. В 1908 г. завод Э. Нобеля выпустил первый четырехтактный реверсивный двигатель мощностью 120 л. с. при 400 об/мин (фиг. 3). Два таких двигателя были установлены на подводной лодке «Минога». В том же году фирма «Стандарт мотор констракшен и К<sup>о</sup>» в США сконструировала четырехтактный двигатель мощностью 500 л. с. двойного действия, в котором применялось реверсирование с помощью осевого перемещения двух распределительных валов.

В дальнейшем перевод распределительных механизмов в положение обратного хода осуществлялся иными способами, в частности, была применена

система двойных роликов клапанных рычагов, а кулачки переднего и заднего хода не имели осевого перемещения.

Изучая возможность применения двигателей для военно-морских целей, завод Э. Нобеля начал разработку облегченных конструкций быстроходных двигателей с воспламенением от сжатия. В результате этого в 1910 г. были построены относительно быстроходные (по тому времени) шестицилиндровые двигатели мощностью 160 л. с. при 450 об/мин для подводной лодки «Сом» и других подводных лодок. Двигатели имели спаренные цилиндры, коленча-



Фиг. 4. V-образный восьмицилиндровый двигатель мощностью 200 л. с. при 800 об/мин.

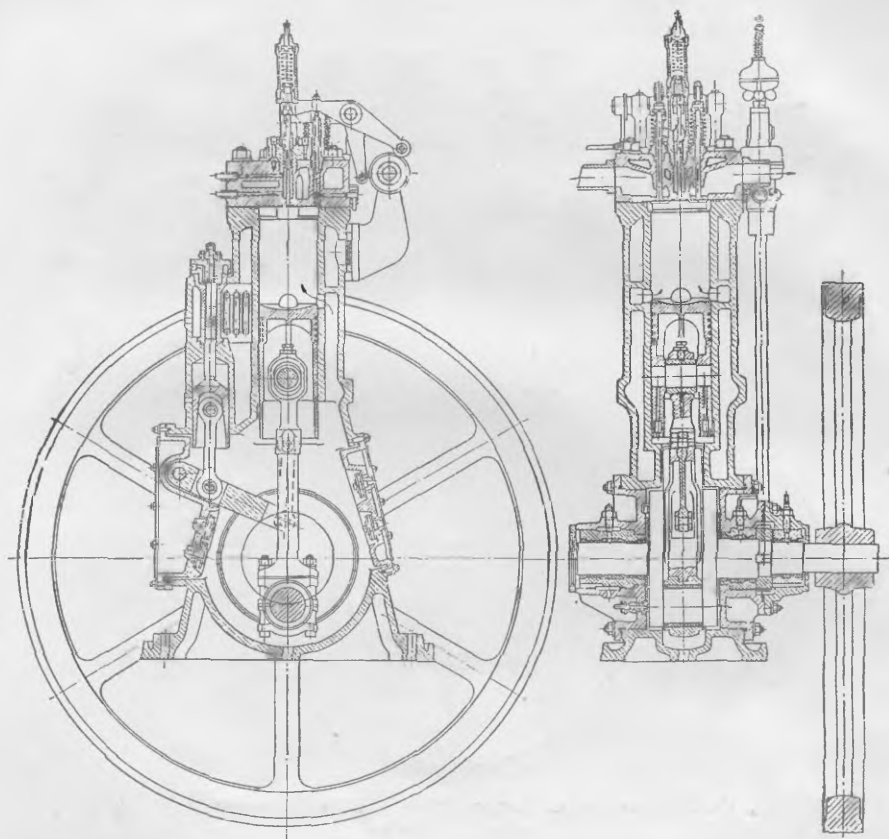
тый вал, опирающийся на четыре коренных подшипника, аналогично современным автотракторным двигателям, фундаментную раму из стальных поперечных балок, цилиндры без крышек с медными рубашками и верхнее расположение распределительного вала.

Особенно важно отметить постройку заводом Э. Нобеля в 1911 г. первого V-образного двигателя (фиг. 4) с удельным весом около 10 кг/л. с. с восемью цилиндрами. Двигатель был выполнен из алюминия, стали и бронзы. Его можно считать прототипом современных V-образных легких двигателей.

К постройке двухтактных двигателей и к опытным работам завод приступил в 1902—1903 гг. Была предложена конструкция двигателя с прямой клапанно-щелевой схемой продувки, с выпуском продуктов сгорания через клапаны. Первый двигатель подобного типа был построен в 1906 г. на Нобелевском заводе (фиг. 5). Следует отметить положительные стороны этой конструкции, в которой при относительно хорошем качестве процессов газообмена поршень омывался холодным воздухом во время зарядки цилиндра.

Многие заводы строили и строят двухтактные двигатели различного назначения, различной мощности и быстроходности, имеющие указанную клапанно-щелевую схему. В первую очередь следует назвать заводы Дженерал Моторс, Бурмайстер и Вайн, Крупп, Сторк, Коломенский тепловозостроительный и Ярославский автомобильный заводы.

Применявшаяся ранее в двухтактных газовых двигателях и несколько позднее в двигателях жидкого топлива прямоточная схема газораспределения, при которой впуск смеси (воздуха) осуществлялся через клапаны, а



Фиг. 5. Первая конструкция двухтактного двигателя с клапанно-щелевой продувкой.

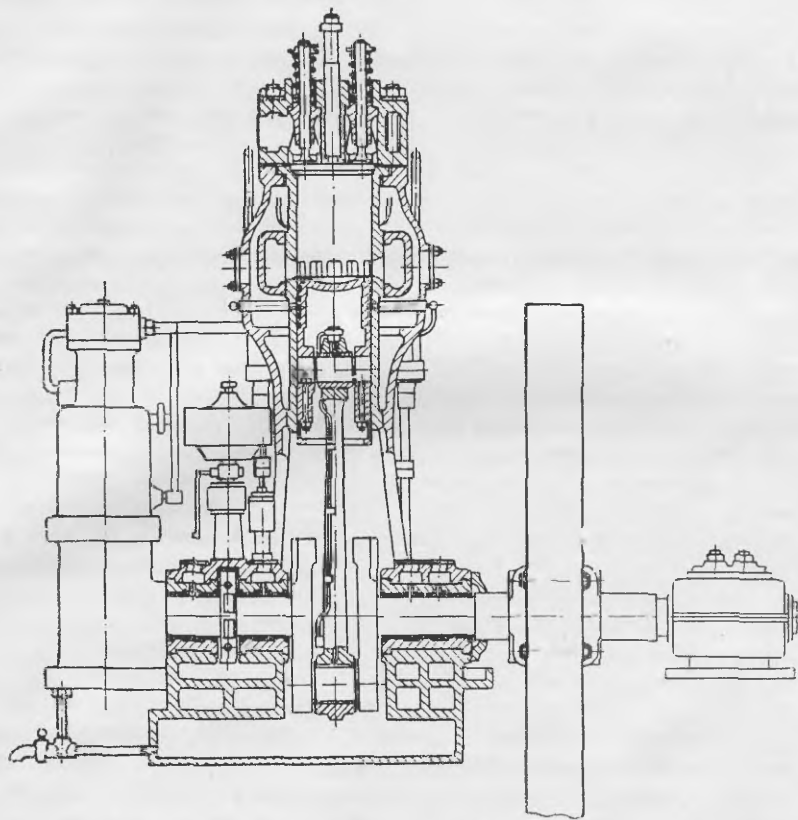
выпуск — через окна, распространения не получила. Данной схеме присущи крупные недостатки, делающие ее неприменимой для двигателей транспортного и промышленного назначения: тяжелые условия работы поршневой группы, омываемой выпускными газами, неблагоприятное изменение сечений распределительных органов по времени и др. В начале текущего столетия отечественные и зарубежные заводы начали строить двухтактные двигатели, работающие на тяжелом топливе, с распределением по этой схеме.

В дальнейшем выпуск подобных двигателей был прекращен вследствие указанных недостатков.

В тот же период времени была осуществлена конструкция двухтактного двигателя с петлевой эксцентричной схемой продувки. Расположение продувочных окон по этой схеме обеспечивало направление потоков продувочного воздуха в одну половину цилиндра и создавало взаимный подпор струй воздуха, способствующий улучшению очистки. Эта конструкция была испытана

Петербургским заводом Э. Нобеля в 1912 г. на опытном двухцилиндровом двигателе мощностью около 440 л. с. при 300 об/мин после проведения эксперимента на специальных стеклянных моделях с целью проверки качества процесса продувки.

Аналогичное расположение окон применяют и иностранные заводы. Следует заметить, что схемы Модааг и Шнюрле, применяющиеся в двигателях небольшой и средней мощности, сравнительно мало отличаются от упомянутой эксцентричной схемы.



Фиг. 6. Экспериментальный двигатель без продувочного насоса.

Конструкция указанного двигателя завода Э. Нобеля характеризовалась наличием анкерных связей, проходящих до средней части рубашек, автоматических клапанов на впуске в продувочные окна и телескопическим охлаждением поршней.

В 1914 г. на том же заводе были проведены экспериментальные работы с двухтактными двигателями (фиг. 6) без продувочных насосов, в которых очистка и наполнение цилиндра совершаются в результате динамических явлений в потоках выпускных газов. Проведенные эксперименты включали подбор размеров выпускного трубопровода, профиля кулачков выпускных клапанов и испытания различных конструкций клапанов, монтируемых в конце выпускного трубопровода.

Применение указанной системы позволяет увеличить вес воздушного заряда, что связано с возможностью введения большего количества топлива в цилиндр и получения большей мощности, улучшения охлаждения поршня, клапанов и цилиндров, упрощения конструкции и повышения механического

к. п. д. В 1922 г. к аналогичным опытам приступили в Англии на так называемом двигателе системы Петера, а также и во Франции (инженер Кадепеси).

В 1893 г. Охельхейзер совместно с Юнкерсом создал двухтактный газовый двигатель с противоположно движущимися поршнями. Один поршень действовал на коленчатый вал через шатун, другой — на тот же вал с помощью траверсы и длинных штанг. В 1910 г. на Международной выставке в Петербурге был выставлен двухтактный двигатель с воспламенением от сжатия и противоположно движущимися поршнями конструкции Р. А. Корейво, построенный Коломенским заводом. В отличие от почти одновременно появившегося в Германии двигателя Юнкерса, имевшего один коленчатый вал, двигатель Корейво имел два коленчатых вала, соединенных шестернями.

В начале текущего столетия русскими учеными были изобретены и построены оригинальные конструкции двигателей с воспламенением от сжатия.

Так, в 1901 г. Г. В. Тринклер создал конструкцию двигателя с воспламенением от сжатия, в котором процесс распыливания топлива осуществлялся при помощи специального устройства, включающего поршень,двигающийся в специальном цилиндре, соединенном с рабочим цилиндром, и систему рычагов. Этот двигатель, работавший без особого компрессора, построенный на Путиловском заводе, работал по смешанному циклу. Несколько позже французский изобретатель Сабатэ получил патент на форсунку, обеспечивающую получение смешанного цикла при воздушном распыливании топлива.

Продолжатель идей Ф. А. Блинова, создавшего трактор, русский изобретатель Я. В. Мамин в период 1903—1909 гг. построил двигатели, работающие с впрыском топлива в цилиндр без применения сжатого воздуха. Двигатели Я. М. Мамина, построенные в 1903, 1904 и 1908 гг., демонстрировались на всероссийской и международных выставках, в частности, в 1910 г. на первой Западно-сибирской выставке в Омске. В 1910 г. Я. В. Мамин построил бескомпрессорный двигатель повышенного сжатия мощностью 25 л. с. под названием «Русский дизель» для созданного им оригинального колесного трактора.

В 1906 г. профессор МВТУ В. И. Гриневецкий предложил конструкцию двигателя с двойным сжатием и расширением, которая была осуществлена в 1911 г. на Путиловском заводе. Работа по доводке двигателя не была завершена из-за отсутствия средств. Это был прототип комбинированного двигателя, представляющего собой сочетание поршневого двигателя, компрессора и турбины, отличающегося высоким к. п. д.

В настоящее время вопросу построения комбинированных двигателей высокой мощности уделяется большое внимание многими конструкторами и исследователями.

В 1912 г. студент МВТУ, впоследствии профессор, А. Н. Шелест, предложил систему комбинированного двигателя, в которой поршневой двигатель (совместно с компрессором) является механическим генератором газа. Подобные двигатели позже стали предлагаться в различных модификациях некоторыми заводами за границей.

Русские ученые достигли больших успехов в вопросах создания теории рабочего процесса, протекающего в двигателях и их агрегатах.

В 1906 г. проф. В. И. Гриневецкий предложил метод теплового расчета, позволяющий установить связь между параметрами индикаторного процесса. Этот метод был положен в основу теории процессов в двигателях внутреннего сгорания. В дальнейшем он был развит русскими учеными—профессорами МВТУ — Н. Р. Брилингом, Е. К. Мазингом, а также Б. С. Стечкиным, связавшим вопросы мощности и экономичности с тепловым балансом двигателя.

После Великой Октябрьской социалистической революции двигателестроение в СССР стало быстро развиваться по многим направлениям и отли-

чалось созданием оригинальных конструкций двигателей внутреннего сгорания различного назначения.

В 30-х годах были созданы мощные авиационные двигатели АМ конструкции А. М. Микулина, установленные на транспортные самолеты, на которых был совершен полет через Северный полюс, авиационные двигатели ВК конструкции В. Я. Климова, авиационные двигатели АШ конструкции А. Д. Швецова и др.

Наряду с развитием авиационных поршневых двигателей, работающих на легком топливе, большое внимание в тот же период времени уделялось созданию авиационных двигателей тяжелого топлива. Во время Великой Отечественной войны применялся авиационный дизель большой мощности АЧ-30 конструкции А. Д. Чаромского. Следует отметить также работу Т. М. Мелькумова по созданию маломощного дизеля Д-11 для учебной и легкомоторной авиации.

В 1935 г. на Харьковском паровозостроительном заводе была начата работа по созданию быстроходного транспортного дизеля повышенной мощности. Коллектив конструкторов, возглавляемый И. Я. Трашутиним, Т. П. Чупахиным, И. Е. Вихманом и другими, создал двигатель, принятый на серийное производство в 1939 г. под маркой В-2. В послевоенный период основные показатели двигателя были значительно улучшены; разработано несколько вариантов этого двигателя для различных отраслей народного хозяйства мощностью в пределах 300—600 л. с.

Как известно, двигатели с воспламенением от сжатия устанавливаются на тракторы С-80, КД-35, ДТ-54 и др. Тракторный двигатель М-17, созданный Научно-исследовательским тракторным институтом (НАТИ), характеризовался мягкостью протекания процесса сгорания. На тракторе КД-35 установлен созданный в послевоенное время дизель Д-35 конструкции А. С. Озерского и др. (НАТИ), на тракторе ДТ-54 установлен дизель Д-54.

Двигатели с воспламенением от сжатия были построены и для автомобилей. Следует назвать автомобильный двигатель «КОДЖУ» (с оригинальным смесеобразованием), вихрекамерный двигатель Д-7 для трехтонного автомобиля конструкции Московского завода имени И. А. Лихачева, двигателя ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 Ярославского автомобильного завода, установленные на грузовых автомобилях ЯАЗ и на автобусах ЗИЛ.

Разнообразные конструкции двигателей легкого топлива автомобильного типа были созданы конструкторами Московского завода имени И. А. Лихачева, Горьковского автомобильного завода, Московского завода малолитражных автомобилей, Научно-исследовательского автомобильного и автомобильного института (НАМИ), НАТИ и других организаций.

Одновременно с развитием автотракторных двигателей создавались конструкции стационарных, судовых и тепловозных двигателей различной мощности и быстроходности на заводах «Русский дизель», Коломенском, «Красное Сормово», «Двигатель революции» и др. (по проектам Н. А. Гостинцева, И. П. Матвеева, М. П. Маркина, И. Д. Калинина, В. И. Чекалина и других ведущих конструкторов). На указанных заводах были созданы оригинальные конструкции двигателей с воспламенением от сжатия, отличающиеся хорошими показателями.

К их числу относятся судовые двухтактные двигатели 9ДКР 51/55 мощностью 4500 л. с., завода «Русский дизель», стационарные и судовые двигатели Д 30/50 и ДР 30/50 (в четырех-, шести- и восьмицилиндровом исполнении с цилиндровой мощностью 100 л. с.), судовые двигатели 8ДР 43/61 мощностью 2000 л. с. Упомянем далее судовые четырехтактные двигатели 18Д мощностью 600 л. с., двигатели 1Д мощностью 2000 л. с. и 9Д мощностью 900 л. с. с газотурбинным наддувом конструкции Коломенского завода, шестицилиндровые двухтактные судовые двигатели 37Д мощностью 2000 л. с. этого же завода

Назовем также судовые и стационарные двигатели 6Ч 23/30 мощностью 450 л. с. и четырехтактные стационарные двигатели БК-38 и БО-38 конструкции завода «Двигатель революции», на базе которых были созданы газовые стационарные двигатели ГЧ 26/38.

Нельзя не отметить роль Центрального научно-исследовательского дизельного института (ЦНИДИ) в развитии оригинальных конструкций двигателей с воспламенением от сжатия малой и средней мощности.

Наряду с построением в предвоенные годы серии четырехтактных двигателей Ч  $\frac{8,5}{11}$ , Ч  $\frac{10,5}{13}$ , Ч  $\frac{13}{18}$  и Ч  $\frac{23}{30}$  и двухтактных двигателей Д  $\frac{16}{20}$  (стационарного и судового типов), в послевоенные годы конструкторами ЦНИДИ Н. Н. Иванченко, С. И. Левко и др. созданы серии малогабаритных двигателей, отличающихся надежностью в работе и простотой в обращении.

Большие работы проведены за последние 15 лет по созданию новых типов газовых двигателей и газогенераторов различного назначения. В ЦНИДИ начаты работы в этой области в 1935 г., когда был разработан проект стационарного газового двигателя ГЧ  $\frac{18}{26}$  оригинальной конструкции. С этого же года ЦНИДИ, а затем завод «Двигатель революции» начали работы по созданию стационарных газовых двигателей других размеров на базе двигателей с воспламенением от сжатия (ГЧ  $\frac{16,5}{21}$ , ГЧ  $\frac{26}{38}$ , ГЧ  $\frac{29}{41,5}$  и ГЧ  $\frac{42,5}{60}$ ). Подобный способ изготовления газовых двигателей является удобным для производства, так как позволяет один и тот же двигатель путем незначительных изменений выпускать или как газовый двигатель или как двигатель жидкого топлива с воспламенением от сжатия.

В области автотракторных двигателей НАМИ и автомобильные, и тракторные заводы таким же образом приспособили для работы на газе автомобильные двигатели ЗИЛ и ГАЗ и тракторные двигатели ХТЗ и ЧТЗ, которые нашли широкое применение на автомобилях, тракторах, судах речного флота и в передвижных и мелких стационарных установках.

Одновременно с созданием газовых двигателей ЦНИДИ, НАМИ и рядом заводов были разработаны и освоены конструкции газогенераторов стационарного, судового и автотракторного типов для различных топлив.

Параллельно с построением газогенераторных установок для автомобилей и тракторов были разработаны и испытаны установки для питания автомобильных двигателей сжатыми и сжиженными высококалорийными газами.



## ГЛАВА II

### ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

#### § 1. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Для изучения тепловых процессов, происходящих в двигателях внутреннего сгорания, для оценки этих процессов в отношении их совершенства и для получения отчетливого представления о способах улучшения экономического использования теплоты в двигателях необходимо прежде всего рассмотреть термодинамические циклы, т. е. термодинамические круговые процессы преобразования теплоты в механическую работу.

В отличие от действительных рабочих циклов, протекающих при работе реальных машин, условно допускается, что в термодинамических циклах отсутствуют какие-либо потери, кроме отдачи теплоты холодному источнику.

Рассмотрение любого термодинамического цикла двигателей внутреннего сгорания основывается на следующих четырех допущениях:

1) цикл протекает с постоянным количеством одного и того же рабочего тела (газа), в результате чего исключаются из рассмотрения потери, возникающие при наполнении цилиндра свежим зарядом и удалении из него отработавших газов;

2) химический состав рабочего тела остается постоянным в течение всего цикла; этим условием исключается из рассмотрения процесс сгорания, который заменяется некоторым фиктивным процессом подвода теплоты извне и, следовательно, не учитываются тепловые потери, в действительности возникающие при сгорании топлива в двигателе;

3) процессы сжатия и расширения протекают по адиабатическому закону, т. е. без теплообмена с окружающей средой. При этом условии не рассматриваются те тепловые потери, которые получаются в действительном цикле во время процессов сжатия и расширения;

4) теплоемкость рабочего тела не зависит от температуры.

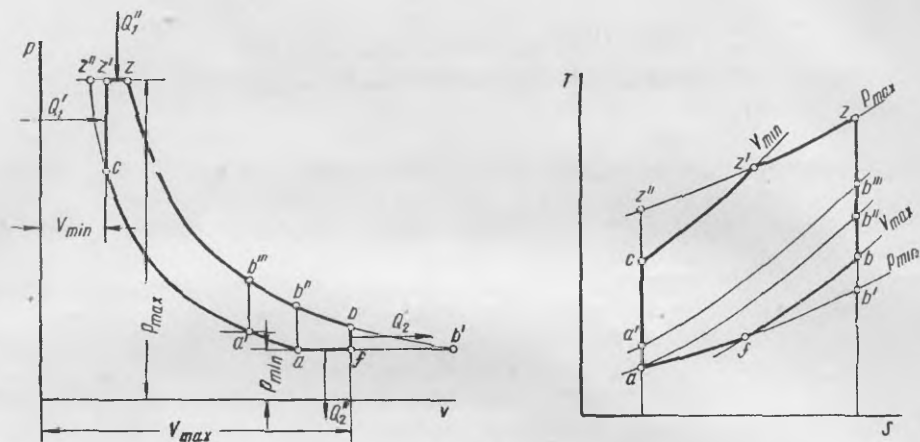
Указанные допущения облегчают рассмотрение термодинамических циклов вследствие более простых аналитических соотношений, что позволяет более точно выделить влияние тех факторов, которые определяют экономичность и эффективность рассматриваемого цикла.

Из приведенного выше следует, что к. п. д. термодинамических циклов получаются более высокими, чем в реальных двигателях. Значение анализа циклов заключается только в том, что его результаты позволяют выяснить влияние основных термодинамических факторов на совершенство обращения теплоты в работу и сравнить различные циклы в отношении их экономичности и эффективности.

Термодинамические циклы, как прототипы реальных процессов, протекающих в двигателях внутреннего сгорания, различаются между собой по условиям сообщения теплоты рабочему телу и отдачи ее холодному источнику. Теплота может подводиться и отводиться на одном или нескольких

участках цикла, причем как сообщение, так и отдача теплоты холодному источнику могут происходить с изменением и без изменения объема рабочего тела.

Экономичность термодинамического цикла характеризуется термическим коэффициентом полезного действия, представляющим собой отношение количества теплоты, превращенной в работу, к количеству теплоты, подведенной к рабочему телу. Наряду с экономичностью цикла такой же важной характеристикой является его эффективность, определяемая удельной работой цикла, т. е. работой, приходящейся на единицу разности максимального и минимального объемов рабочего тела. Удельная работа



Фиг. 7. Термодинамический обобщенный цикл.

(в  $\text{кгм/м}^3$ ) численно равна некоторому среднему постоянному давлению (в  $\text{кг/м}^2$ ), которое при изменении объема рабочего тела от минимального до максимального совершает работу, равную работе цикла. Величина этого среднего давления определяет, таким образом, размеры расширительной машины.

Условия получения максимальной экономичности и максимальной эффективности могут не совпадать. Например, из курса технической термодинамики известно, что наивыгоднейшим по экономичности является цикл с изотермическим подводом и отводом теплоты. Однако осуществление такого цикла в действительном двигателе внутреннего сгорания не имеет практического значения, так как удельная работа этого цикла в реальных пределах изменения состояния рабочего тела ничтожно мала. Таким образом, практическое значение для характеристики совершенства цикла имеет не только его экономичность, но в некоторых случаях выбор цикла может определяться условием получения не наибольшей экономичности, а наибольшей удельной работы.

Прототипом действительных рабочих циклов обычных поршневых двигателей внутреннего сгорания или отдельных элементов комбинированных двигателей<sup>1</sup> служит так называемый обобщенный термодинамический цикл (фиг. 7). Этот цикл состоит из двух последовательных участков, соответ-

<sup>1</sup> Комбинированным двигателем называется двигатель внутреннего сгорания, состоящий из нескольких компрессорных и расширительных машин (поршневых двигателей, газовых турбин, компрессоров) и устройств для подвода и отвода теплоты (холодильников, дожигательных камер), объединенных общим рабочим телом, совершающим единый цикл. Термодинамические циклы комбинированных двигателей рассматриваются в курсе «Комбинированные двигатели внутреннего сгорания».

ствующих подводу теплоты при постоянном объеме  $cz'$  и постоянном давлении  $z'z$ , двух участков, соответствующих отводу теплоты при постоянном объеме  $bf$  и постоянном давлении  $fa$ , и двух участков адиабатического изменения состояния рабочего тела: сжатия  $ac$  и расширения  $zb$ .

Как известно из курса технической термодинамики, увеличение экономичности и эффективности цикла можно получить расширением пределов изменения состояния рабочего тела. При практическом осуществлении рабочих циклов двигателей внутреннего сгорания пределы изменения давлений и объемов определяются следующими условиями.

Нижний предел давления  $p_{\min}$  есть давление окружающей среды (атмосферное давление), в которую удаляется рабочее тело после совершения цикла, так как рабочее тело (продукты сгорания) в основном состоит из газов, неконденсирующихся при температуре окружающей среды. Верхний предел давления  $p_{\max}$  определяется развитием металлургии и технологии, свойствами материалов (прочность, удельный вес и др.), которые могут быть применены в двигателестроении, и совершенством методов их обработки. По мере развития этих областей техники верхний предел давления циклов двигателей повышается. В первых двигателях внутреннего сгорания этот предел составлял около  $20 \text{ кг/см}^2$ , в настоящее время — примерно  $200 \text{ кг/см}^2$ .

Уменьшение минимального объема  $V_{\min}$  рабочего тела ограничивается ростом давления конца сжатия до максимального давления цикла (точка  $z''$ ). В действительном рабочем цикле увеличение потерь при высоком сжатии рабочего тела дополнительно ограничивает возможность уменьшения минимального объема. Наконец, в тех двигателях, в которых сжатию подвергается рабочая смесь, величина минимального объема не может быть выбрана слишком малой во избежание воспламенения рабочей смеси в процессе сжатия вследствие роста температуры.

Наибольший возможный максимальный объем рабочего тела  $V_{\max}$  достигается при продолженном расширении рабочего тела до минимального давления цикла  $p_{\min}$  (точка  $b'$ ). При этом возрастает термический к. п. д. и работа цикла. Однако с увеличением объема  $V_{\max}$  быстро уменьшается среднее давление цикла. При практическом осуществлении цикла с продолженным расширением в поршневом двигателе потери в реальных процессах быстро растут с увеличением разности  $V_{\max} - V_{\min}$ , и некоторое увеличение работы цикла не компенсирует этих потерь. Вместе с тем уменьшение среднего давления цикла приводит к необходимости увеличивать размеры цилиндра. Поэтому в поршневых двигателях внутреннего сгорания осуществляют цикл  $acz'zb''a$ , заканчивая расширение рабочего тела в точке  $b''$ . Дальнейшее увеличение среднего давления цикла может быть получено при окончании расширения в точке  $b''$ . При этом начало сжатия рабочего тела из точки  $a$  переносится в точку  $a'$  с повышением начального давления рабочего тела над давлением окружающей среды. В реальном двигателе это достигается предварительным сжатием воздуха особым нагнетателем (так называемый наддув двигателя).

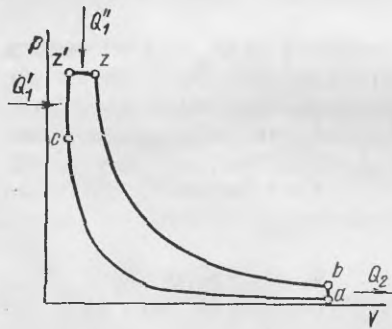
Уменьшение максимального объема рабочего тела  $V_{\max}$  для увеличения среднего давления цикла приводит к уменьшению термического к. п. д. цикла вследствие увеличения (пропорционального площадке  $ab''bf$  на  $Ts$ -диаграмме фиг. 7) количества теплоты, отводящейся от рабочего тела при неполном расширении. При использовании этой теплоты в другой расширительной машине (газовой турбине) или в другом устройстве для утилизации теплоты (паровой котел), в которых не возникает таких больших потерь энергии при увеличении объема  $V_{\max}$ , как это наблюдается в поршневом двигателе, общий термический к. п. д. всей установки может быть получен большим, чем в случае продолженного расширения в поршневом двигателе.

В связи с отмеченными особенностями осуществления действительных рабочих циклов использование циклов с продолженным расширением в поршневых двигателях оказывается нецелесообразным. Поэтому в термодинамических циклах поршневых двигателей, рассматриваемых в настоящем курсе, отдача теплоты холодному источнику осуществляется только при постоянном объеме, а сообщение теплоты может осуществляться различными способами. Ниже исследуются три термодинамических цикла, различающиеся способами подвода теплоты.

## § 2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ

**Смешанный цикл.** Смешанный цикл (фиг. 8) характеризуется тем, что сообщение теплоты происходит сначала при постоянном объеме — участок  $cz'$  ( $Q_1'$ ), а затем при постоянном давлении — участок  $z'z$  ( $Q_1''$ ). При этом общее количество подведенного тепла  $Q_1 = Q_1' + Q_1''$ . Отдача теплоты происходит на участке  $ba$  ( $Q_2$ ).

Как известно из курса технической термодинамики, термический к. п. д. этого цикла выражается формулой



Фиг. 8. Смешанный цикл.

$$\eta_{tr} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}, \quad (1)$$

где  $\epsilon = \frac{V_a}{V_c}$  — степень сжатия, представляющая собой отношение объемов в начале и в конце сжатия;

$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$  — степень повышения давления, представляющая собой отношение максимального давления цикла  $p_z$  к давлению конца сжатия  $p_c$ ;

$\rho = \frac{V_z}{V_c}$  — степень предварительного расширения, представляющая собой отношение объемов в точке  $z$  и в точке  $c$ ;

$k = \frac{c_p}{c_v}$  — показатель адиабаты, определяемый отношением теплоемкости при постоянном давлении к теплоемкости при постоянном объеме.

В выражение (1) не входит степень последующего расширения  $\delta = \frac{V_b}{V_z}$ , которая так же, как величины  $\epsilon$ ,  $\lambda$  и  $\rho$ , является основной характеристикой цикла

Три из основных параметров цикла связаны между собой следующим уравнением:

$$\rho \cdot \delta = \frac{V_z}{V_c} \cdot \frac{V_b}{V_z} = \epsilon, \quad (2)$$

так как  $V_b = V_a$ .

Степень повышения давления  $\lambda$  с этими параметрами непосредственно не связана.

Смешанный цикл обычно принимается в качестве прототипа рабочего цикла двигателей с воспламенением от сжатия.

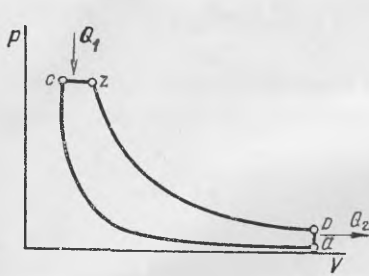
Цикл с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$ . Этот цикл (фиг. 9) отличается от смешанного цикла тем, что на участке, соответствующем

сообщению теплоты  $Q_1$ , давление остается постоянным. В остальном протекание этого цикла одинаково со смешанным циклом. Выражение термического к. п. д. этого цикла может быть легко получено непосредственно из выражения (1) как частный случай.

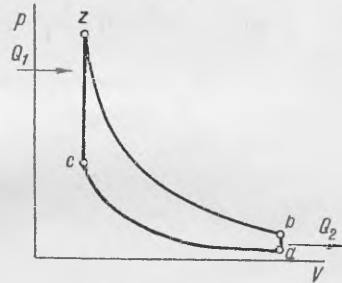
При отсутствии сообщения теплоты при  $V = \text{const}$  давление в этот период цикла не повышается ( $p_z = p_c$ ). В этом случае степень повышения давления принимает частное значение  $\lambda = 1$ . При подстановке этого значения в выражение (1) получим следующее выражение для цикла с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$ :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{p^k - 1}{k(p - 1)}. \quad (3)$$

Этот цикл является прототипом рабочего цикла тех двигателей с воспламенением от сжатия, в которых протекание процесса сгорания может быть отрегулировано при почти постоянном давлении.



Фиг. 9. Цикл с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$ .



Фиг. 10. Цикл с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$ .

Цикл с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$ . Данный цикл (фиг. 10) характеризуется тем, что в нем теплота  $Q_1$  подводится только при постоянном объеме рабочего тела. Выражение термического к. п. д. этого цикла можно также получить из уравнения (1). В данном случае степень предварительного расширения принимает частное значение  $\rho = 1$  (так как  $V_z = V_c$ ). Подставляя это значение  $\rho$  в выражение (1), получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (4)$$

Цикл с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$  принимается в качестве прототипа рабочих циклов всех двигателей, которые могут быть объединены под общим названием двигателей с принудительным зажиганием. К ним относятся бензиновые, керосиновые и газовые двигатели, а из двигателей тяжелого жидкого топлива — калоризаторные двигатели.

В отдельных случаях цикл с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$  служит также для анализа и расчета рабочего цикла быстроходных двигателей с воспламенением от сжатия.

Как было указано выше, работа термодинамического цикла характеризуется величиной среднего давления цикла  $P_t$ , которое представляет собой работу за цикл, отнесенную к 1 м<sup>3</sup> рабочего объема цилиндра (удельная работа):

$$P_t = \frac{L_t}{V_h} \text{ кгм/м}^3 \text{ или } \text{кг/м}^2;$$

$$p_t = P_t \cdot 10^{-4} \text{ кг/см}^2.$$

Среднее давление  $p_t$  было определено так же, как воображаемое постоянное давление, которое за один ход поршня производит работу, равную работе цикла.

Так как работа цикла в калориях выражается произведением  $Q_1 \eta_t$ , то

$$P_t = \frac{Q_1 \eta_t}{AV_h}$$

Вследствие того, что

$$V_h = V_a - V_c = V_a \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon},$$

а для смешанного цикла

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_1' + Q_1'' = c_v(T_{z'} - T_c) + c_p(T_z - T_{z'}) = \\ &= c_v T_c [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] = c_v T_a \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)], \end{aligned} \quad (5)$$

выражение для величины  $P_t$  принимает следующий вид:

$$P_t = \frac{c_v T_a \varepsilon^k \eta_t}{A V_a (\varepsilon - 1)} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]. \quad (6)$$

Учитывая, что

$$\frac{c_v}{A} = \frac{R}{k-1} \text{ и } \frac{RT_a}{V_a} = P_a,$$

окончательно получаем для смешанного цикла

$$P_t = \frac{Q_1 P_a}{ART_a} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \eta_t = \frac{P_a \varepsilon^k \eta_t}{(k-1)(\varepsilon-1)} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)], \quad (7)$$

где  $R$  — газовая постоянная.

В цикле с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$  ( $\lambda = 1$ ) будет иметь

$$P_t = P_a \frac{\varepsilon^k \eta_t}{(k-1)(\varepsilon-1)} k(\rho - 1). \quad (8)$$

В цикле с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$  ( $\rho = 1$ )

$$P_t = P_a \frac{\varepsilon^k \eta_t}{(k-1)(\varepsilon-1)} (\lambda - 1). \quad (9)$$

### § 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ

Цикл с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$ . Наиболее простую форму зависимости термического к. п. д. от различных факторов имеет цикл с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$ . Выражение (4) показывает, что величина  $\eta_t$  этого цикла зависит только от двух величин: от степени сжатия  $\varepsilon$ , которая является конструктивным параметром двигателя (определяется относительной величиной объема сжатия), и от показателя адиабаты  $k$ , т. е. от природы рабочего тела.

Из выражения (4) видно, что чем больше степень сжатия двигателя, тем выше его термический к. п. д. При увеличении показателя  $k$  термический к. п. д.  $\eta_t$  повышается. Эти зависимости графически показаны на фиг. 11. Следует иметь в виду, что термический к. п. д. цикла с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$  при принятых значениях  $\varepsilon$  и  $k$  не зависит от работы цикла. Так как изменение работы цикла связано с соответствующим изменением

количества теплоты, сообщаемой рабочему телу, то увеличение работы цикла сопровождается увеличением степени повышения давления  $\lambda$ , т. е. одновременно увеличиваются максимальное давление и температура цикла. Величина  $\lambda$  не входит в выражение  $\eta_t$  цикла с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$ . Следовательно, для этого цикла изменение количества подведенной теплоты, а также и работы цикла не влияет на термический к. п. д.

Степень повышения давления  $\lambda$ , как видно из выражения

$$\lambda = \frac{Q_1'}{c_v T_a \varepsilon^{k-1}} + 1,$$

с увеличением степени сжатия  $\varepsilon$  уменьшается, а с увеличением теплоты  $Q_1'$  возрастает.

Максимальное давление

$$p_z = \lambda p_c = \lambda p_a \varepsilon^k = p_a \left( \frac{Q_1'}{T_a c_v} \varepsilon + \varepsilon^k \right)$$

увеличивается как с увеличением  $\varepsilon$ , так и с увеличением  $Q_1'$ .

Среднее давление цикла с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k \cdot \eta_t}{(k-1)(\varepsilon-1)} (\lambda - 1)$$

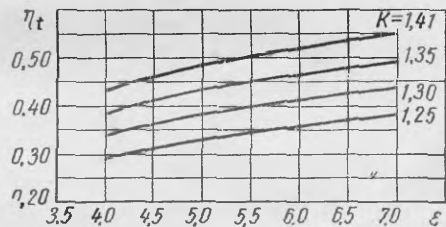
прямо пропорционально давлению  $p_a$  начала сжатия. Величина  $p_a$  существенно влияет на величину работы цикла и мощность двигателя.

С увеличением степени сжатия  $\varepsilon$  среднее давление цикла с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$  при одном и том же количестве сообщаемой теплоты  $Q_1'$  повышается, давление  $p_t$  растет с повышением степени сжатия  $\varepsilon$  медленнее, чем термический к. п. д.  $\eta_t$ . Так, например, при увеличении  $\varepsilon$  от 4 до 7 (при  $k = 1,3$ ) термический к. п. д.  $\eta_t$  повышается на 30%, а давление  $p_t$  на 14%.

Степень повышения давления  $\lambda$  также влияет на среднее давление цикла  $p_t$ : чем больше степень повышения давления  $\lambda$ , тем больше давление  $p_t$ , причем величина  $p_t$  растет быстрее, чем степень повышения давления  $\lambda$ .

Произведенный анализ формул (4) и (9) показал, что для повышения термического к. п. д. и удельной работы двигателей, работающих по циклу с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$ , необходимо стремиться к повышению степени сжатия. Однако в существующих двигателях этого типа верхний допустимый предел степени сжатия, как было указано, лимитируется условиями нормального сгорания, явления преждевременной вспышки и детонации (см. гл. IV) не позволяют чрезмерно повышать величину  $\varepsilon$ . Для современных карбюраторных бензиновых двигателей верхний предел степени сжатия  $\varepsilon = 6,5 \div 9,0$ , для керосиновых двигателей  $\varepsilon = 4,5 \div 5,00$  и для газовых двигателей  $\varepsilon = 8 \div 10$ .

Цикл с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$ . Выражение (3) термического к. п. д. цикла с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$  показывает, что степень использования теплоты в этом цикле зависит не только от степени сжатия  $\varepsilon$  и показателя адиабаты  $k$ , но и от степени предва-



Фиг. 11. Диаграммы термического к. п. д. цикла с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$ .

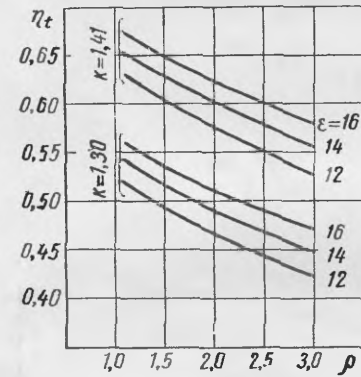
рительного расширения  $p$ . При этом параметры  $\epsilon$  и  $k$  влияют в этом цикле на термический к. п. д.  $\eta_t$  так же, как в цикле с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$ , а увеличение степени предварительного расширения  $p$  вызывает уменьшение термического к. п. д. На фиг. 12 показана зависимость термического к. п. д. цикла с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$  от перечисленных выше параметров. В цикле с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$  степень предварительного расширения  $p$  находится в непосредственной зависимости от количества сообщенной теплоты и, следовательно, от величины работы цикла. Отсюда вытекает, что с увеличением работы цикла с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$  термический к. п. д. падает, максимальное значение коэффициента  $\eta_t$  будет при работе двигателя на холостом ходу, когда количество теплоты, сообщенное на участке  $cz$ , минимально. Максимум к. п. д.  $\eta_t$  при работе двигателя вхолостую указывает на то, что в этом случае преобразование теплоты в механическую работу происходит наиболее экономично, хотя это ни в коей мере не указывает на степень полезного использования этой работы.

Среднее давление цикла с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$

$$p_t = p_a \frac{\epsilon^k}{(\epsilon - 1)(k - 1)} \eta_t k (p - 1)$$

как и любого другого цикла, пропорционально давлению начала сжатия  $p_a$ .

Как и в цикле с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$ , при одном и том же количестве сообщаемой теплоты  $Q_1'$  с увеличением степени сжатия среднее давление  $p_t$  повышается медленнее, чем термический к. п. д.  $\eta_t$ . С увеличением значения  $k$  среднее давление



Фиг. 12. Диаграмма термического к. п. д. цикла с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$ .

цикла  $p_t$  при том же условии увеличивается пропорционально к. п. д.  $\eta_t$ .

Как было указано ранее, с увеличением степени предварительного расширения  $p$  термический к. п. д.  $\eta_t$  понижается, а среднее давление цикла  $p_t$  повышается и при том более резко, чем величина  $p$ . Так, например, с изменением степени предварительного расширения  $p$  от 2 до 3 давление  $p_t$  увеличивается на 84%.

**Смешанный цикл.** В смешанном цикле общее количество сообщенной теплоты может различно распределяться между участками постоянного объема и постоянного давления. В зависимости от этого параметры  $\lambda$  и  $p$ , определяющие собой количества сообщенной теплоты на каждом из этих участков в отдельности, при постоянном суммарном количестве сообщенной теплоты  $Q_1$  могут принимать различные значения, но должны быть связаны между собой некоторым определенным соотношением. Действительно, если общее количество теплоты  $Q_1 = Q_1' + Q_1''$  постоянно, то при увеличении количества теплоты  $Q_1'$ , количество теплоты  $Q_1''$ , сообщенной на участке  $p = \text{const}$ , уменьшится и, следовательно, уменьшится степень предварительного расширения  $p$ .

Функциональная зависимость между величинами  $\lambda$  и  $p$  при  $Q_1 = \text{const}$  может быть установлена на основании выражения (5) общего количества теплоты:

$$\frac{Q_1}{c_v T_c} = \lambda - 1 + k\lambda(p - 1). \quad (10)$$

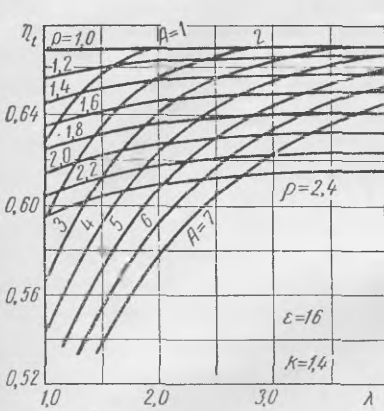


При постоянных значениях  $\epsilon$ ,  $k$  и  $T_a$  температура  $T_c$  также является величиной постоянной. Отсюда следует, что

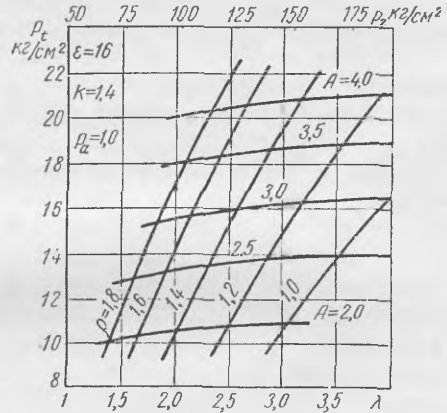
$$\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1) = \frac{Q_1}{c_v T_c} = \text{const} = A.$$

По этому выражению, задаваясь различными значениями  $\lambda$ , можно получить соответствующие значения  $\rho$  или найти величину  $\lambda$  при заданной величине  $\rho$ . Подставляя полученные значения  $\lambda$  и  $\rho$  в выражение (1), можно установить влияние соотношения между этими параметрами на степень использования теплоты в цикле при прочих равных условиях.

На фиг. 13 показана зависимость к. п. д.  $\eta_t$  смешанного цикла от величин  $A$ ,  $\lambda$  и  $\rho$ . На этой диаграмме крутые кривые соответствуют термическому



Фиг. 13. Диаграмма термического к. п. д. смешанного цикла по данным Н. Р. Брилинга



Фиг. 14. Диаграмма среднего давления смешанного цикла.

к. п. д. при постоянных значениях  $A$  в зависимости от изменения параметров  $\lambda$  и  $\rho$ , а пологие кривые к. п. д. —  $\eta_t$  при постоянном значении  $\rho$  в зависимости от степени повышения давления  $\lambda$  для разных количеств сообщенной теплоты. Диаграмма построена для  $\epsilon = 16$  и  $k = 1,4$ .

Из кривых на фиг. 13 видно, что при постоянной величине  $A$  использование теплоты улучшается с увеличением  $\lambda$ , т. е. доли теплоты, сообщенной при  $V = \text{const}$ . Термический к. п. д. достигает максимума при  $\rho = 1$ . С возрастанием значения  $\lambda$  при постоянной величине  $\rho$  вследствие увеличения общего количества сообщенной теплоты термический к. п. д. также несколько повышается.

Из формулы (1) видно, что влияние параметров  $\epsilon$  и  $k$  на термический к. п. д. в смешанном цикле остается таким же, как в циклах с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$  и с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$ : при увеличении степени сжатия  $\epsilon$  и показателя адиабаты  $k$  термический к. п. д.  $\eta_t$  повышается.

Влияние величин  $\lambda$  и  $\rho$  на среднее давление смешанного цикла  $p_t$  видно на фиг. 14.

Если  $\rho = \text{const}$ , а  $\lambda \neq \text{const}$ , то при увеличении значения  $\lambda$  возрастает давление  $p_t$ . Влияние величины  $\lambda$  на давление  $p_t$  в смешанном цикле менее сильно, чем в цикле с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$ , при этом увеличение давления  $p_t$  опережает рост величины  $\lambda$ .

Если  $\rho \neq \text{const}$ , а  $\lambda = \text{const}$ , то влияние величины  $\rho$  на среднее давление цикла аналогично влиянию в цикле с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$ ; с увеличением значения  $\rho$  давление  $p_t$  повышается, опережая рост величины  $\rho$ .

Из выражений (5) и (7) видно, что в том случае, когда величины  $\lambda$  и  $p$  изменяются одновременно при  $Q_1 = \text{const}$  среднее давление смешанного цикла изменяется пропорционально изменению к. п. д.  $\eta_t$ .

На фиг. 13 видно, какой из трех рассмотренных циклов выгоднее в термическом отношении (в случае возможности их осуществления с одинаковой степенью сжатия  $\epsilon$ ). Верхняя горизонтальная прямая соответствует предельному значению  $p = 1$ , т. е. в этом случае смешанный цикл обращается в цикл с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$ . Этой горизонтальной определяется максимальное значение  $\eta_t$  независимо от величин  $A$  и  $\lambda$ . В другом предельном случае ( $\lambda = 1$ ), т. е. при переходе от смешанного цикла к циклу с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$ , при каждом значении  $A$  получается минимальная величина к. п. д.  $\eta_t$ . Таким образом, при одинаковой степени сжатия наиболее экономичным является цикл с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$ , смешанный же цикл занимает в этом отношении промежуточное место.

Следует указать, что при одинаковой степени сжатия  $\epsilon$  и одинаковом количестве подведенной теплоты  $Q_1$  максимальное давление  $p_z$  различных циклов неодинаково. Наибольшее давление цикла  $p_z = \lambda p_c$  изменяется пропорционально величине  $\lambda$  и, следовательно, имеет наименьшую величину для цикла с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$  и наибольшую для цикла с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$  (фиг. 14).

Предельное значение  $\lambda$  возрастает с величиной  $Q_1$ . Поэтому при большом  $Q_1$  давление  $p_z$  цикла с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$  может быть в несколько раз больше давления  $p_z$  цикла с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$ , достигая при этом весьма значительной величины. Таким образом, увеличение экономичности цикла сопровождается повышением его максимального давления.

Однако увеличение экономичности цикла, как видно из кривых (фиг. 13), сильно замедляется с увеличением значения  $\lambda$ . Большое увеличение давления  $p_z$  не оправдывается незначительным возрастанием к. п. д.  $\eta_t$ . Поэтому смешанный цикл оказывается практически более целесообразным, чем цикл с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$ .

Более высокий к. п. д. цикла с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$  перед циклом с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$  получается при одинаковой степени сжатия. Если сравнить циклы при одинаковых значениях  $p_z$  и  $Q_1$ , но различных степенях сжатия  $\epsilon$ , то термический к. п. д.  $\eta_t$  оказывается более высоким у цикла с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$ , чем у цикла с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$ . Это объясняется тем, что при одинаковых давлениях  $p_z$  степень сжатия  $\epsilon$  цикла с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$  будет значительно ниже, чем у цикла с сообщением теплоты при  $p = \text{const}$ . Величина термического к. п. д. смешанного цикла при этом условии имеет промежуточное значение.

## ГЛАВА III

### РАБОЧЕЕ ТЕЛО И ЕГО СВОЙСТВА

#### § 1. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Рабочим телом называется вещество, при помощи которого осуществляется действительный рабочий цикл двигателя. В поршневых двигателях внутреннего сгорания рабочее тело состоит из окислителя, топлива и продуктов его сгорания. Для большей части двигателей внутреннего сгорания окислителем служит атмосферный воздух. При осуществлении рабочего цикла рабочее тело не остается постоянным, а претерпевает физические и химические изменения.

При зарядке, т. е. при процессе наполнения цилиндра, в зависимости от типа двигателя в цилиндр поступает воздух или свежая смесь (смесь горючих газов, паров или мелких капель жидкого топлива с атмосферным воздухом). Воздух или свежая смесь, поступающие в цилиндр за один рабочий цикл и остающиеся в цилиндре к моменту начала сжатия, называются свежим зарядом.

В процессе сжатия рабочим телом является рабочая смесь, представляющая собой смесь воздуха или свежей смеси с остаточными газами, т. е. продуктами сгорания, оставшимися в цилиндре после завершения предыдущего рабочего цикла.

В процессах расширения и выпуска рабочим телом являются продукты сгорания топлива.

При осуществлении цикла тепловые свойства рабочего тела изменяются в зависимости от его температуры и состава.

#### § 2. ТОПЛИВО

Теплота, необходимая для осуществления рабочего цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания, выделяется при химических реакциях сгорания топлива непосредственно в цилиндре двигателя.

В двигателях внутреннего сгорания применяются лишь те топлива, которые легко перемешиваются с воздухом, образуя горючую смесь, и в продуктах сгорания которых не содержится твердого (зольного) остатка. Даже относительно небольшое количество золы, отлагающееся на стенках цилиндра, приводит к быстрому износу гильзы цилиндра, поршневых колец и поршня двигателя. Поэтому в поршневых двигателях можно использовать только газообразные или жидкие топлива, практически не содержащие золы. Твердое топливо может быть использовано в двигателях только после переработки его в жидкое или в горючий газ в специальных устройствах — газогенераторах.

В качестве газообразного топлива в двигателях внутреннего сгорания применяется природный газ из чисто газовых месторождений, промышленные газы, получаемые при добыче и переработке нефти, при выжиге кокса и вы-

плавке чугуна, канализационные газы и газы, специально получаемые из различных твердых топлив путем их газификации. Любое газообразное топливо является механической смесью различных горючих и инертных газов. В состав газообразного топлива могут входить в различных соотношениях окись углерода  $\text{CO}$ , водород  $\text{H}_2$ , метан  $\text{CH}_4$ , тяжелые углеводороды вида  $\text{C}_n\text{H}_m$ , углекислый газ  $\text{CO}_2$ , кислород  $\text{O}_2$  и инертные газы, в основном азот  $\text{N}_2$ .

В общем случае химическую формулу любого, содержащего углерод  $\text{C}$ , водород  $\text{H}$  и кислород  $\text{O}$  горючего или негорючего компонента, входящего в состав газообразного топлива, можно представить в виде  $\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_r^*$ . Число атомов углерода  $n$  в компонентах газообразного топлива меняется от 0 до 5, водорода  $m$  — от 0 до 12, кислорода  $r$  — от 0 до 2.

Состав газообразного топлива, если содержание отдельных его компонентов в 1 кг моль ( $\text{м}^3$ ) выразить в объемных долях и обозначить их химическими формулами этих компонентов, определяется следующим образом:

$$\sum \text{C}_n\text{H}_m\text{O}_r + \text{N}_2 = 1 \text{ кг моль.} \quad (11)$$

Состав некоторых газообразных топлив для двигателей внутреннего сгорания приведен в табл. 1.

Жидкое топливо, применяемое в двигателях внутреннего сгорания, представляет собой, в основном, различные продукты переработки нефти: бензин, лигроин, керосин, дизельное топливо, соляровое масло, тяжелое дизельное топливо (моторное). Применяется также и синтетическое жидкое топливо, получаемое из различных видов твердых топлив и газов.

Жидкие топлива обычно представляют собой смеси различных углеводородов следующих гомологических рядов:

1) парафиновые углеводороды (алканы), имеющие элементарный состав, соответствующий общей формуле  $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$ ;

2) нафтеновые углеводороды (цикланы) с общими формулами  $\text{C}_n\text{H}_{2n}$ ,  $\text{C}_n\text{H}_{2n-2}$  и др.;

3) ароматические углеводороды с общими формулами  $\text{C}_n\text{H}_{2n-6}$ ,  $\text{C}_n\text{H}_{2n-12}$  и др.

В жидких топливах, полученных в результате некоторых видов деструктивной переработки нефтяных фракций, встречаются олефиновые (ненасыщенные) углеводороды (алкены), состав которых также соответствует формуле  $\text{C}_n\text{H}_{2n}$ , совпадающей с формулой для нафтеновых углеводородов, но с другим размещением атомов в молекуле. В топливах, полученных путем прямой перегонки нефти, углеводороды олефинового ряда практически отсутствуют.

В состав жидких топлив входят углеводороды с числом атомов углерода в молекуле от  $n = 5$  до  $n = 30$ . Разнообразие свойств углеводородов в каждом ряду обусловлено величиной их молекулярного веса и структурой молекулы. С ростом молекулярного веса повышаются плотность, вязкость, температуры плавления и кипения углеводорода. Определение количества отдельных углеводородов, входящих в состав топлива, представляет собой весьма сложную задачу. В большинстве случаев ограничиваются определением группового химического и элементарного составов топлива. Групповой химический состав характеризует процентное содержание в топливе углеводородов различных гомологических рядов, определяющих его физико-химические свойства. Элементарный состав показывает содержание в топливе отдельных элементов. В состав жидкого топлива обычно входят углерод  $\text{C}$ , водород  $\text{H}$  и кислород  $\text{O}$ . Иногда в топливе содержится некоторое количество серы  $\text{S}$

\* Так, например, при  $n = 1$ ,  $m = 0$  и  $r = 2$  получим химическую формулу углекислого газа  $\text{CO}_2$ , при  $n = 2$ ,  $m = 6$  и  $r = 0$  — химическую формулу этана  $\text{C}_2\text{H}_6$ , при  $n = 0$ ,  $m = 2$  и  $r = 0$  — химическую формулу водорода  $\text{H}_2$  и т. д.

### Характеристики горючих газов

Газы	Состав по объему в %									
	Водород H <sub>2</sub>	Метан CH <sub>4</sub>	Этан C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Пропан C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Бутан C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	Пентан и более тя- желые уг- леводороды C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	Окись углерода CO	Углекис- лый газ CO <sub>2</sub>	Азот N <sub>2</sub>	Се
одные:										
авский . . . . .	—	97,8	0,5	0,2	0,1	0,05	—	0,05	1,3	
ганский . . . . .	—	93,2	0,7	0,6	0,6	0,5	—	—	4,4	
вропольский (Север- ное поле) . . . . .	—	97,7	—	—	—	—	—	0,7	1,6	
ысловые:										
зненский (Октябрь- ефть) . . . . .	—	53,2	8,1	12,9	17,0	8,1	—	0,7	—	
имбайский (Ишим- айнефть) . . . . .	—	42,4	12,0	20,5	7,2	3,1	—	1,0	11	
акинский . . . . .	—	71,9	10,1	3,2	2,7	1,7	—	10,4	—	
ышленные:										
дифазный крекинг	6,0	30,5	18,0	15,0	6,0	24,0 *	0,5	—	—	
одифазный крекинг .	7,0	32,0	14,0	6,5	2,0	38,5 **	—	—	—	
осовой . . . . .	50,0	25,0	—	—	—	2,0	7,0	6,0	10,0	
тез-газ . . . . .	9,0	52,0	—	—	—	3,4	11,0	—	24,6	
енный . . . . .	4,0	—	—	—	—	—	28,0	8,0	60,0	
ализационный *** .	1,45	89,0	—	—	—	—	—	5,0	4,4	
аторные:										
кусового торфа . .	15,0	3,0	—	—	—	0,4	28,0	7,0	46,4	
антрацита . . . . .	14,0	0,6	—	—	—	—	27,0	6,0	52,0	
дров . . . . .	12,0	2,0	—	—	—	0,3	20,0	11,0	54,5	

\* C<sub>2</sub>H<sub>4</sub> — 4,5<sup>0</sup>/о; C<sub>3</sub>H<sub>6</sub> — 7,5<sup>0</sup>/о; C<sub>4</sub>H<sub>8</sub> — 6,0<sup>0</sup>/о; C<sub>n</sub>H<sub>m</sub> — 6,0<sup>0</sup>/о.  
 \* C<sub>2</sub>H<sub>4</sub> — 12,5<sup>0</sup>/о; C<sub>3</sub>H<sub>6</sub> — 15,0<sup>0</sup>/о; C<sub>4</sub>H<sub>8</sub> — 6,0<sup>0</sup>/о; C<sub>n</sub>H<sub>m</sub> — 5,0<sup>0</sup>/о.  
 \* После отмывки CO<sub>2</sub>.

Таблица 2  
Основные показатели жидких топлив для двигателей внутреннего сгорания

Топливо (среднего состава)	Элементарный состав			Молекулярный вес $M_r$	Теплотворность $H_u$ в ккал/кг	Фракционный состав			Конец перегонки при температуре в °C	Кинематическая вязкость при 20° C $\nu_{20}$ в см <sup>2</sup>
	C	H	O			Перегоняется при температуре в °C				
						10%	50%	90%		
Авиационные бензины	0,853	0,147	—	95—100	10 550	40—50	65—90	95—105	130—145	0,60—0,75
Автомобильные бензины	0,855	0,145	—	110—120	10 500	35—55	65—80	95—145	160—195	0,65—0,85
Тракторные литроины	0,860	0,140	—	130—140	10 400	80—100	130—145	150—170	Не более 200	0,9—1,2
Тракторные керосины	0,860	0,137	0,003	160—180	10 300	95—105	110—180	190—220	240—275	2,0—3,5
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004	180—200	10 150	185—200	200—225	245—280	290—350	2,5—8,5
Тяжелое дизельное топливо (моторное)	0,870	0,125	0,005	220—280	10 000	До 250° C должно перегоняться не более 15% <sub>n</sub>			При 50° C 36,0—65,0	

и азота N, однако их содержание настолько незначительно, что при расчете ими обычно пренебрегают.

Элементарный состав жидкого топлива, если содержание отдельных элементов в 1 кг топлива выразить весовыми долями и обозначить их знаками соответствующих элементов, определяется следующим образом:

$$C + H + O = 1 \text{ кг.} \quad (12)$$

Элементарный состав жидких топлив для двигателей внутреннего сгорания приведен в табл. 2.

Физико-химические свойства топлива должны удовлетворять определенным требованиям учитывающим особенности конструкции данного двигателя и условия его эксплуатации. Поэтому топлива характеризуются рядом показателей.

Одним из важнейших показателей любого топлива является теплотворность, т. е. количество теплоты, которое выделяется при его полном сгорании. При сжигании топлива в воздухе принято относить теплотворность к весовой или объемной единице количества сгоревшего топлива. Обычно теплотворность газообразного топлива относят к 1 м<sup>3</sup> при 0° C и 760 мм рт. ст., а жидкого — к 1 кг. Более высокая теплотворность обуславливает меньшие удельные расходы топлива в двигателе, что особенно важно для двигателей транспортных машин.

Теплотворность топлива может быть определена или экспериментально сжиганием в калориметре или приближенно подсчитана по содержанию в топливе отдельных элементов, а также по эмпирическим формулам. При калориметрировании определяют высшую теплотворность топлива  $H_0$ . При этом величины  $H_0$  несколько различаются в зависимости от того, происходит ли сжигание при постоянном объеме или при постоянном давлении. Разницей между значениями высшей теплотворности, определенной при постоянном объеме и постоянном давлении, обычно пренебрегают ввиду ее незначительности ( $> 1,5\%$ ). Точно так же можно пренебрегать и разницей в значениях теплотворности топлива (около

1%), которая получается в зависимости от того, принималась ли при подсчетах теплоемкость газов от  $0^\circ\text{C}$  или от  $0^\circ\text{абс}$ .

При тепловом расчете двигателей внутреннего сгорания пользуются значением низшей теплотворности топлива  $H_u$ , так как продукты сгорания выпускаются в окружающую среду при температуре более высокой, чем температура конденсации водяных паров, и, следовательно, теплота парообразования не может быть использована.

Между низшей и высшей теплотворностями топлива существует следующая связь:

$$H_u = H_0 - 600W, \quad (13)$$

где  $W$  — количество водяных паров в продуктах сгорания весовой или объемной единицы топлива;

600 — значение теплоты парообразования, принимаемое при технических расчетах, в  $\text{ккал/кг}$ .

Количество водяных паров в продуктах сгорания находят по различным формулам в зависимости от вида топлива.

Для газообразного топлива

$$W = \frac{18}{22,4} \sum \frac{m}{2} C_n H_m O_r + w \text{ кг/м}^3 \text{ топлива}, \quad (14)$$

где  $w$  — содержание влаги в газе в  $\text{кг/м}^3$  топлива.

Для жидкого топлива

$$W = 9H + w \text{ кг/кг топлива}, \quad (15)$$

где  $w$  — весовое содержание влаги в 1  $\text{кг}$  топлива.

При отсутствии данных непосредственного определения теплотворности газообразного топлива ее подсчитывают по формуле

$$H_u = 3050 \text{CO} + 2570 \text{H}_2 + 8520 \text{CH}_4 + 13\,370 \text{C}_2\text{H}_2 + 14\,200 \text{C}_2\text{H}_4 + \\ + 15\,110 \text{C}_2\text{H}_6 + 21\,700 \text{C}_3\text{H}_8 + 28\,600 \text{C}_4\text{H}_{10} + 34\,920 \text{C}_5\text{H}_{12} \text{ ккал/м}^3, \quad (16)$$

где коэффициенты перед объемными долями компонентов газа соответствуют низшей теплотворности 1  $\text{м}^3$  этих компонентов при  $0^\circ\text{C}$  и 760  $\text{мм}$  рт. ст.

Теплотворность жидкого топлива может быть подсчитана по элементарному составу по эмпирической формуле, предложенной Д. И. Менделеевым:

$$H_u = 8100\text{C} + 30\,000\text{H} - 2600(\text{O} - \text{S}) - 600(9\text{H} + w) \text{ ккал/кг}. \quad (17)$$

В формуле (17) коэффициенты, которые стоят перед весовыми долями элементов и воды, входящих в состав топлива, не равны теплотворности этих элементов<sup>1</sup>.

Для подсчета низшей теплотворности нефтяных топлив можно также пользоваться эмпирической формулой Крэнго:

$$H_u = 11\,088 + 757d - 2100d^2 \text{ ккал/кг}, \quad (18)$$

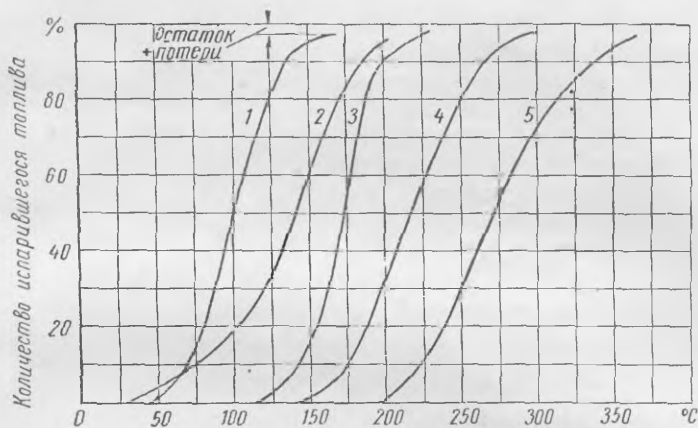
где  $d$  — удельный вес топлива при  $15^\circ\text{C}$  в  $\text{кг/л}$ .

Последняя формула применима для безводных нефтяных топлив с удельным весом от 0,510 до 0,990 и дает расхождение с опытными данными в пределах 3%.

В табл. 1 и 2 приведены величины низшей теплотворности различных видов топлива, применяемых в двигателях внутреннего сгорания.

<sup>1</sup> Теплотворность элемента, входящего в какое-либо соединение, не равна теплотворности того же элемента, взятого в отдельности (обычно первая меньше), так как часть выделяющейся энергии затрачивается на расщепление молекул.

Важнейшим показателем качества жидких топлив является испаряемость, т.е. способность топлива переходить в парообразное состояние. Для двигателей с внешним смесеобразованием особенно необходимо топливо с высокой испаряемостью. От испаряемости топлива существенно зависит протекание рабочего процесса, а также пусковые характеристики двигателя. Испаряемость жидких топлив характеризуется фракционным составом, который показывает объемное содержание углеводородов топлива в процентах, выкипающих до той или иной температуры. График зависимости объема испарившегося топлива от температуры называется кривой фракционной разгонки.



Фиг. 15. Кривые фракционной разгонки топлив:

1 — авиационный бензин; 2 — автомобильный бензин; 3 — тракторный лигроин;  
4 — тракторный керосин; 5 — дизельное топливо.

В табл. 2 приведены значения фракционного состава жидких топлив, а на фиг. 15 показаны кривые фракционной разгонки топлива.

Скрытая теплота испарения жидких топлив оказывает влияние на процесс смесеобразования в двигателе. Процесс испарения сопровождается понижением температуры смеси. Поэтому в двигателях с внешним смесеобразованием при большой скрытой теплоте испарения топлива улучшается наполнение. По абсолютной величине скрытая теплота испарения жидких топлив невелика и уменьшается по мере утяжеления фракционного состава (с увеличением плотности топлива и температуры кипения). Скрытая теплота испарения бензинов составляет примерно 75—80 ккал/кг, тракторных керосинов 70—75 ккал/кг, дизельных топлив 60—65 ккал/кг. С увеличением температуры скрытая теплота испарения жидких топлив уменьшается.

Показателем качества жидких топлив, влияющим на процессы топливоподачи и распыливания, является кинематическая вязкость. Вязкость топлив возрастает по мере утяжеления их фракционного состава. С увеличением температуры вязкость топлива уменьшается, причем чем больше вязкость, тем сильнее она зависит от температуры. Так, например, при понижении температуры от +20° до -20° С кинематическая вязкость бензинов возрастает примерно в 2 раза, керосинов в 3 раза, а дизельных топлив — более чем в 5—10 раз. Значения вязкости (в сантистоксах) жидких топлив приведены в табл. 2.

Одним из важнейших показателей качества топлива для двигателей с посторонним зажиганием является детонационная стойкость. При несоответствии детонационной стойкости топлива степени сжатия двигателя нару-



шается нормальное протекание процесса сгорания в цилиндре и происходит детонационное сгорание<sup>1</sup>. Детонационная стойкость топлива зависит от его группового состава. Наибольшей детонационной стойкостью обладают ароматические и изопарафиновые углеводороды, наименьшей — нормальные парафиновые углеводороды, нафтеновые углеводороды занимают промежуточное положение. Так как соотношение между указанными группами углеводородов меняется в топливах в широких пределах, то при прочих равных условиях каждому топливу соответствует своя максимально допустимая степень сжатия.

Детонационная стойкость топлива характеризуется октановым числом, которое определяется в специальном двигателе при строго стандартных условиях испытания. Октановым числом (О. Ч.) называется процентное по объему содержание изооктана ( $iC_8H_{18}$ ) в такой смеси с нормальным гептаном ( $nC_7H_{16}$ ), которая имеет такую же склонность к детонации, как и исследуемое топливо. Так, например, если исследуемое топливо при испытаниях детонирует так же, как смесь, содержащая 74% изооктана и 26% нормального гептана, то его октановое число равно 74.

Если детонационная стойкость топлива превосходит стойкость изооктана (О. Ч. > 100), то при испытаниях топливо сравнивают с изооктаном, содержащим различные количества антидетонатора (тетраэтилсвинца). В этом случае детонационная стойкость топлива характеризуется содержанием антидетонатора в изооктане или условными показателями (условное октановое число, сортность).

Авиационные бензины имеют октановое число от 70 до 100 (и более), автомобильные бензины от 56 до 85, лигроины не ниже 54, тракторные керосины не ниже 40.

Детонационная стойкость газообразных топлив, как правило, выше детонационной стойкости бензинов, что позволяет использовать газообразные топлива при более высоких степенях сжатия. Для большей части газообразных топлив октановое число лежит в пределах 90—110.

Склонность к воспламенению является одной из важнейших характеристик топлив для двигателей с воспламенением от сжатия. Топлива, более склонные к воспламенению, имеют меньший период задержки воспламенения<sup>1</sup>, вследствие чего рабочий процесс протекает более благоприятно. Воспламеняемость дизельных топлив зависит от группового химического состава. Наибольшей склонностью к воспламенению обладают углеводороды нормального парафинового ряда, наименьшей — углеводороды ароматического ряда. Нафтеновые углеводороды занимают промежуточное положение. Качество воспламеняемости дизельных топлив оценивается цетановым числом, которое определяется в специальном двигателе при строго стандартных условиях испытания. Цетановым числом (Ц. Ч.) называется процентное по объему содержание цетана ( $nC_{16}H_{34}$ ) в такой смеси с альфа-метилнафталином ( $C_{11}H_{10}$ ), которая имеет такую же склонность к воспламенению, как и исследуемое топливо. Так, например, если исследуемое топливо имеет такую же склонность к воспламенению, как смесь, содержащая 55% цетана и 45% альфа-метилнафталина, то его цетановое число равно 55.

Топливо для быстроходных двигателей с воспламенением от сжатия должно иметь цетановое число 40—60.

В технических условиях на проектирование двигателя указывается вид топлива, так как от свойств топлива зависит как выбор рабочего процесса, так и конструкции двигателя.

<sup>1</sup> См. гл. IV.

## § 3. РЕАКЦИИ СГОРАНИЯ И ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ

Полное сгорание при  $\alpha \geq 1$ 

Ниже рассматривается случай сгорания топлива в воздухе, состоящем из 21% (по объему) кислорода и 79% инертных газов, в основном — азота.

Количество воздуха, которое теоретически необходимо для сгорания топлива состава



выражается из стехиометрических соотношений величиной

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ кг моль/кг топлива}, \quad (19)$$

или

$$L_0 = \frac{C}{0,21 \cdot 12} \left[ 1 + \frac{3}{C} \left( H - \frac{O}{8} \right) \right].$$

Эту формулу можно преобразовать так:

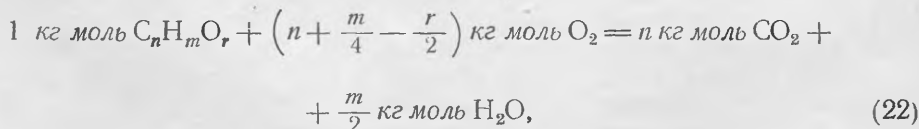
$$L_0 = \frac{C}{1,99} (0,79 + \beta) \text{ кг моль/кг топлива}. \quad (20)$$

где величина  $\beta$  называется характеристикой топлива при сжигании в атмосферном воздухе и зависит как от элементарного состава топлива, так и от содержания кислорода в воздухе

$$\beta = \frac{3 \cdot 0,79}{C} \left( H - \frac{O}{8} \right) = 2,37 \frac{H - \frac{O}{8}}{C}. \quad (21)$$

Из выражения (21) видно, что величина  $\beta$  пропорциональна отношению количества кислорода, подведенного к топливу для сгорания водорода, к количеству кислорода, затрачиваемому на сгорание углерода. При этом предполагается, что кислород, содержащийся в топливе, уже соединен с водородом. Значения  $\beta$  для нефтяных топлив лежат в пределах 0,33—0,42.

Так как для каждого химического соединения вида  $C_n H_m O_r$ , входящего в состав газообразного топлива, реакцию сгорания можно написать в виде



то выражение для количества воздуха, теоретически необходимого для сгорания 1 кг моль ( $m^3$ ) газообразного топлива состава

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1 \text{ кг моль } (m^3),$$

имеет вид

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \sum \left( n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r \text{ кг моль/кг моль или } m^3/m^3 \text{ топлива}. \quad (23)$$

Сгорание топлива с теоретически необходимым количеством воздуха является частным случаем сгорания. В зависимости от способа регулирования мощности, условий работы двигателя (различные нагрузочные и скоростные режимы), способа смесеобразования и условий сгорания топлива соотношение

между количеством воздуха и количеством топлива, поступающим в цилиндр, может изменяться. На каждый килограмм топлива количество воздуха  $L$ , необходимого для сгорания, может быть больше или меньше теоретически необходимого  $L_0$ . В обоих случаях (при  $L \leq L_0$ ) отношение действительного количества воздуха  $L$  к теоретически необходимому  $L_0$  называется коэффициентом избытка воздуха.

$$\alpha = \frac{L}{L_0}. \quad (24)$$

При коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1$  в действительности все введенное топливо не сгорает до конечных продуктов окисления. Это происходит вследствие невозможности получения такой совершенной смеси топлива с теоретически необходимым количеством воздуха, в котором каждая частица топлива была бы обеспечена необходимым для ее сгорания количеством кислорода. Полное сгорание топлива возможно только при  $\alpha > 1$ . Поэтому большая часть двигателей внутреннего сгорания работает с  $\alpha > 1$ . Однако в бензиновых двигателях автомобильного и авиационного типов, а также в двигателях со впрыском топлива и принудительным зажиганием при некоторых режимах работы коэффициент избытка воздуха может быть  $\alpha = 1$  или  $\alpha < 1$ . Топливо при этих режимах сгорает только частично, и экономичность двигателя ухудшается.

Сгорание, при котором все горючие части топлива превращаются в конечные продукты окисления, называется полным сгоранием топлива. Если при полном сгорании топлива в продуктах сгорания отсутствует кислород, то такое сгорание называется совершенным. Теоретически оно возможно при  $\alpha = 1$ .

В настоящем разделе рассматривается полное сгорание топлива при  $\alpha > 1$  и предельный случай такого сгорания — совершенное сгорание при  $\alpha = 1$ .

Горючая смесь до начала сгорания в карбюраторных двигателях состоит из воздуха и испарившегося топлива. Если через  $m_T$  обозначить молекулярный вес топлива, то количество килограмм-моль горючей смеси на 1 кг топлива выразится величиной

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} \text{ кг моль/кг топлива}. \quad (25)$$

В газовых двигателях горючая смесь до начала сгорания состоит из топлива и воздуха, т. е.

$$M_1 = 1 + \alpha L_0 \text{ кг моль/кг моль или м}^3/\text{м}^3 \text{ топлива}. \quad (26)$$

В двигателях с воспламенением от сжатия и в калоризаторных двигателях объемом жидкого топлива, впрыск которого начинается в самом конце хода сжатия, можно пренебречь по сравнению с объемом воздуха<sup>1</sup>, поэтому для этого типа двигателей

$$M_1 = \alpha L_0 \text{ кг моль/кг топлива}. \quad (27)$$

Продукты полного сгорания топлива состоят из углекислого газа  $\text{CO}_2$ , водяного пара  $\text{H}_2\text{O}$ , избыточного кислорода  $\text{O}_2$  и азота  $\text{N}_2$ , поступившего с воздухом. Для жидкого топлива указанного ранее элементарного состава

<sup>1</sup> При удельном весе дизельного топлива 0,88 (удельный объем 0,00114 м<sup>3</sup>/кг) и при  $L_0 = 0,495$  кг моль/кг топлива даже в случае  $\alpha = 1$  объем жидкого топлива составляет  $\frac{0,00114}{22,4 \cdot 0,495} \cdot 100 = 0,01\%$  от объема воздуха при 0° С.

количество килограмм-молей этих компонентов продуктов сгорания выражается следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{CO}_2} &= \frac{C}{12} \text{ кг моль/кг топлива;} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{H}{2} \text{ кг моль/кг топлива;} \\ M_{\text{O}_2} &= 0,21 (\alpha - 1) L_0 = \frac{C}{12 \cdot 0,79} (\alpha - 1) (0,79 + \beta) \text{ кг моль/кг топлива;} \\ M_{\text{N}_2} &= 0,79 \alpha L_0 = \frac{\alpha C}{12 \cdot 0,21} (0,79 + \beta) \text{ кг моль/кг топлива.} \end{aligned} \right\} (28)$$

Общее количество продуктов сгорания определяется как сумма

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \quad (29)$$

т. е.

$$\begin{aligned} M_2 &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,21 (\alpha - 1) L_0 + 0,79 \alpha L_0 = \alpha L_0 + \frac{H + \frac{O}{8}}{4} = \\ &= \frac{H}{2} + \frac{C}{12} \frac{\alpha (0,79 + \beta) - 0,21 \beta}{0,21 \cdot 0,79} \end{aligned} \quad (30)$$

или

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 L_0 + (\alpha - 1) L_0 = M_0 + (\alpha - 1) L_0 \text{ кг моль/кг топлива,} \quad (31)$$

где

$$M_0 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 L_0 \text{ кг моль/кг топлива.} \quad (32)$$

Величина  $M_0$  представляет собой количество продуктов сгорания, получающегося при сгорании 1 кг топлива принятого состава с теоретически необходимым количеством воздуха ( $\alpha = 1$ ), а величина  $(\alpha - 1) L_0$  кг моль/кг топлива — избыточное количество воздуха, находящееся в продуктах сгорания, величина которого зависит от  $\alpha$ .

Выражение (31) показывает, что продукты сгорания 1 кг топлива определенного состава при различных значениях  $\alpha$  представляют собой смесь одного и того же количества продуктов сгорания при  $\alpha = 1$  с тем или иным количеством избыточного воздуха.

В то время как весовое количество продуктов сгорания остается равным сумме весов воздуха и топлива до сгорания, количество  $M_2$  кг моль, как видно из выражения (30), в общем случае не равно количеству килограмм-молей горючей смеси, т. е. не равно  $M_1$ . Такое изменение объема смеси при ее сгорании происходит вследствие изменения числа молекул газообразных продуктов сгорания по сравнению с числом молекул рабочей смеси до сгорания.

Изменение количества килограмм-молей рабочего тела при сгорании определяется как разность

$$\Delta M = M_2 - M_1.$$

Для двигателей с воспламенением от сжатия подстановка в эту формулу выражений (30) и (27) дает

$$\Delta M = \alpha L_0 + \frac{H + \frac{O}{8}}{4} - \alpha L_0 = \frac{H + \frac{O}{8}}{4} \text{ кг моль/кг топлива.} \quad (33)$$

Аналогично для карбюраторных двигателей, подставив выражения (30) и (25), получим

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{m_T} \text{ кг моль/кг топлива.} \quad (34)$$

Выражения (33) и (34) показывают, что:

а) при сгорании жидкого топлива объем всегда увеличивается;  
 б) изменение объема при сгорании не зависит от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ ;

в) изменение объема при сгорании зависит только от содержания в топливе H и O, а в карбюраторных двигателях, кроме того, от молекулярного веса топлива <sup>1</sup>.

Влияние содержания водорода и кислорода в топливе на величину  $\Delta M$  обусловлено следующим: кислород жидкого топлива (объемом которого пренебрегают), при обращении в газообразное состояние дает увеличение объема, равное  $\frac{O}{32}$  кгмоль.

Сгорание водорода жидкого топлива дает объем водяного пара в 2 раза больший, чем объем необходимого кислорода, вследствие чего происходит увеличение объема продуктов сгорания на величину  $\frac{H}{4}$  кгмоль.

Объем испаренного топлива  $\frac{1}{m_T}$  кгмоль в горючей смеси до сгорания не оказывает влияния на количество продуктов сгорания, количество  $M_2$  газов остается одним и тем же независимо от того, находится ли топливо до сгорания в жидком состоянии или в виде паров.

Относительное изменение объема при сгорании горючей смеси характеризуется так называемым коэффициентом молекулярного изменения свежей смеси  $\mu_0$ , который представляет собой отношение количества килограмм-молей продуктов сгорания к количеству килограмм-молей горючей смеси до сгорания. Из этого определения следует, что

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}. \quad (35)$$

При подстановке выражений (34), (25), (33) и (27) получим в случае полного сгорания при  $\alpha \geq 1$  для карбюраторных двигателей

$$\mu_0 = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{m_T}}{\alpha L_0 + \frac{1}{m_T}}, \quad (36)$$

а для двигателей с воспламенением от сжатия

$$\mu_0 = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\alpha L_0}. \quad (37)$$

В правой части графика на фиг. 16 показано изменение величины  $\mu_0$  в зависимости от коэффициента  $\alpha$  (при  $\alpha > 1$ ) для бензина, сгорающего в карбюраторном двигателе, а на фиг. 17 — изменение того же коэффициента для дизельного топлива.

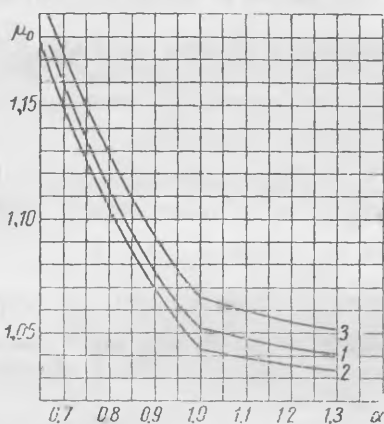
При построении кривых (фиг. 16 и 17) принято:

Бензин . . . . .	C = 0,855; H = 0,145; $m_T = 114$
Дизельное топливо . . . . .	C = 0,870; H = 0,126; O = 0,004

<sup>1</sup> Влияние молекулярного веса  $m_T$  на величину  $\Delta M$  незначительно, так как для большинства топлив, применяемых в карбюраторных двигателях,  $m_T > 100$ .

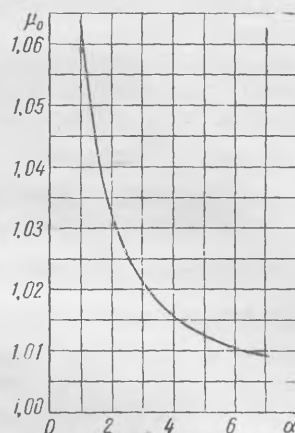
Обе эти кривые, как и формулы (36) и (37), показывают, что коэффициент молекулярного изменения  $\mu_0$  свежей смеси жидкого топлива всегда больше единицы, но зависит от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , уменьшаясь при увеличении  $\alpha$ . Кривые зависимости  $\mu_0$  от  $\alpha$  имеют гиперболический характер: по мере увеличения  $\alpha$  величина  $\mu_0$  асимптотически приближается к единице.

Увеличение объема при сгорании жидкого топлива, характеризуемое величинами  $\Delta M$  и  $\mu_0$ , является положительным фактором, так как при этом полезная работа газов в цилиндре двигателя при расширении продуктов сгорания несколько увеличивается.



Фиг. 16. Влияние коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  на коэффициент  $\mu_0$  молекулярного изменения свежей горючей смеси для легких топлив:

1 — автомобильный бензин; 2 — смесь 70% бензина с 30% моторного бензола; 3 — этиловый спирт (абсолютный).



Фиг. 17. Влияние коэффициента  $\alpha$  на коэффициент  $\mu_0$  молекулярного изменения свежей смеси для дизельного топлива.

Для определения количества различных составляющих продуктов сгорания газообразного топлива служит выражение

$$1 \text{ кг моль } C_n H_m O_r + \left( n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) \text{ кг моль } O_2 = n \text{ кг моль } CO_2 + \\ + \frac{m}{2} \text{ кг моль } H_2O,$$

по которому можно подсчитать, сколько  $CO_2$  и  $H_2O$  получается при сгорании различных соединений вида  $C_n H_m O_r$ .

Таким образом, количество отдельных компонентов продуктов сгорания 1 кг моль ( $m^3$ ) газообразного топлива выразится следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} M_{CO_2} &= \sum n C_n H_m O_r \text{ кг моль/кг моль или } m^3/m^3 \text{ топлива;} \\ M_{H_2O} &= \sum \frac{m}{2} C_n H_m O_r \text{ кг моль/кг моль или } m^3/m^3 \text{ топлива;} \\ M_{O_2} &= 0,21 (\alpha - 1) L_0 \text{ кг моль/кг моль или } m^3/m^3 \text{ топлива;} \\ M_{N_2} &= 0,79 \alpha L_0 + N_2 \text{ кг моль/кг моль или } m^3/m^3 \text{ топлива.} \end{aligned} \right\} (38)$$

Отсюда общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \sum \left( n + \frac{m}{2} \right) C_n H_m O_r + \alpha L_0 - 0,21 L_0 + N_2 \quad (39)$$

или, так как

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1,$$

то

$$M_2 = 1 + \alpha L_0 + \sum \left( \frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n H_m O_r \text{ кгмоль/кгмоль топлива,} \quad (40)$$

или

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + 0,79L_0 + (\alpha - 1)L_0 = M_0 + (\alpha - 1)L_0, \quad (41)$$

где  $M_0$  — количество продуктов сгорания, получающееся при сгорании 1 кгмоль ( $M^3$ ) газового топлива при  $\alpha = 1$ ;

$(\alpha - 1)L_0$  — количество воздуха, находящегося в продуктах сгорания при данном  $\alpha$ .

Изменение объема при сгорании газового топлива

$$\Delta M = M_2 - M_1 = \sum \left( \frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n H_m O_r \text{ кгмоль/кгмоль}$$

или  $M^3/M^3$  топлива. (42)

Из этого выражения следует, что в отличие от жидкого топлива при сгорании газообразного топлива:

- а) возможно как уменьшение, так и увеличение объема;
- б) изменение объема зависит от природы входящих в топливо углеводородов, от количества их и соотношения между количеством углеводородов и количеством водорода и окиси углерода.

Если в соединении  $C_n H_m O_r$  число атомов водорода  $m < (4 - 2r)$ , то величина  $\Delta M$  отрицательна, т. е. объем при сгорании уменьшается. При  $m > (4 - 2r)$  величина  $\Delta M$  положительна, т. е. объем увеличивается.

В генераторном газе содержание углеводородов с числом атомов водорода более четырех обычно незначительно. Поэтому при сгорании генераторного газа наблюдается уменьшение объема ( $\Delta M < 0$ ). При сгорании природного газа обычно получается лишь незначительное увеличение объема ( $\Delta M > 0$ ), так как основным компонентом его является метан  $CH_4$ , не дающий изменения объема при сгорании ( $\Delta M = 0$ ).

Таким образом, коэффициент молекулярного изменения свежей смеси при газообразном топливе может быть меньше и больше единицы.

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}. \quad (43)$$

В двигателях многих типов при изменении режима работы изменяется величина коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . Поэтому представляет интерес анализ зависимости состава продуктов сгорания от  $\alpha$ .

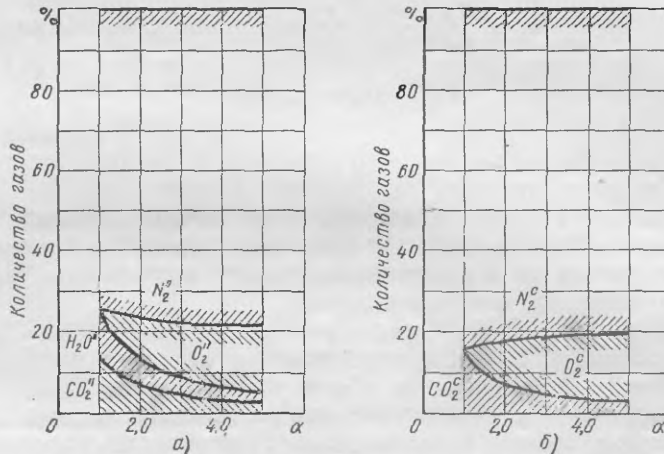
Из формул (28) и (38) видно, что при условии полного и совершенного сгорания коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  не влияет на абсолютные количества  $CO_2$  и  $H_2O$ , содержащиеся в продуктах сгорания. Однако с увеличением коэффициента  $\alpha$  в продуктах сгорания увеличивается количество двухатомных газов ( $N_2$  и  $O_2$ ), а следовательно, увеличивается и величина  $M_2$ . Вследствие этого в зависимости от изменения коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  меняется объемный состав продуктов сгорания.

Объемные доли отдельных компонентов продуктов сгорания легко находятся делением выражений (28) и (38) на выражение (31) или (41) суммарного количества килограмм-молей продуктов сгорания. Если через  $CO_2^0$ ,

$H_2O''$ ,  $O_2''$  и  $N_2''$  обозначить объемные доли соответствующих газов во влажных продуктах сгорания, то для жидкого и газообразного топлива

$$\left. \begin{aligned} CO_2'' &= \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_0 + (\alpha - 1)L_0}; \\ H_2O'' &= \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{M_{H_2O}}{M_0 + (\alpha - 1)L_0}; \\ O_2'' &= \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{M_{O_2}}{M_0 + (\alpha - 1)L_0}; \\ N_2'' &= \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{M_{N_2}}{M_0 + (\alpha - 1)L_0}. \end{aligned} \right\} \quad (44)$$

Эти выражения представляют собой зависимость объемного состава продуктов сгорания от состава горючей смеси до сгорания (т. е. от  $\alpha$ ).



Фиг. 18. Состав продуктов сгорания дизельного топлива: а — влажные продукты сгорания; б — сухие продукты сгорания.

Пример изменения состава (в %) продуктов сгорания жидкого топлива в зависимости от коэффициента  $\alpha$  для топлива приведенного выше элементарного состава показан на фиг. 18, а.

Из диаграммы (фиг. 18, а) видно, что процентное содержание углекислого газа и водяного пара падает с увеличением избытка воздуха. Это падение происходит почти исключительно вследствие увеличивающегося процентного содержания кислорода, объемное же содержание азота мало зависит от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .

### Сухие продукты сгорания при полном сгорании ( $\alpha \geq 1$ )

Состав продуктов сгорания работающего двигателя определяется при помощи химического анализа проб отработавших газов, отбираемых из выпускного трубопровода в аспираторы или непосредственно в газоанализатор. По такому анализу можно судить о полноте сгорания, а также определить коэффициент избытка воздуха и ряд других параметров, характеризующих протекание рабочего процесса в цилиндре двигателя.

При объемном анализе газа обычными газоанализаторами продукты сгорания, находящиеся в бюретке прибора, насыщены водяными парами. Для объемного определения состава газа объемы следует измерять при постоянной температуре и постоянном давлении. При этом условии отношение объемов влажных составляющих к начальному объему влажного газа равно отношению объемов сухих газов. Поэтому объемный состав отработавших газов, определяемый обычными газоанализаторами, выражается в долях от общего количества сухих продуктов сгорания, т. е. продуктов сгорания, не содержащих водяного пара.



При полном сгорании жидкого топлива с воздухом при  $\alpha \geq 1$  между составом топлива, составом сухих продуктов сгорания и коэффициентом избытка воздуха устанавливаются зависимости, характерные для этого случая сгорания.

Для жидкого топлива, как видно из формул (28) и (30), количество сухих продуктов сгорания

$$M_{cyx} = M_2 - M_{H_2O} = \frac{r}{12} + (\alpha - 0,21)L_0 = \frac{C}{12} \frac{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21\beta}{0,21 \cdot 0,79} \quad (45)$$

Следовательно, объемные доли отдельных компонентов сухих продуктов сгорания, согласно формулам (28) и (45), могут быть выражены через характеристику топлива  $\beta$  и коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  следующим образом:

$$CO_2^c = \frac{M_{CO_2}}{M_{cyx}} = \frac{\frac{C}{12}}{M_{cyx}} = \frac{0,21 \cdot 0,79}{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21\beta}; \quad (46)$$

$$O_2^c = \frac{M_{O_2}}{M_{cyx}} = \frac{0,21(\alpha - 1)L_0}{M_{cyx}} = \frac{0,21(\alpha - 1)(0,79 + \beta)}{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21\beta}; \quad (47)$$

$$N_2^c = \frac{M_{N_2}}{M_{cyx}} = \frac{0,79\alpha L_0}{M_{cyx}} = \frac{0,79\alpha(0,79 + \beta)}{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21\beta}. \quad (48)$$

Объемный состав (в %) сухих продуктов сгорания дизельного топлива приведен на фиг. 18, б, из которой видно, что в сухих продуктах сгорания при увеличении коэффициента  $\alpha$  уменьшается содержание углекислого газа и азота вследствие увеличения относительного содержания кислорода. Предельные значения  $CO_2^c$  и  $O_2^c$  получаются при  $\alpha = 1$  и  $\alpha = \infty$ :

$$\text{при } \alpha = 1 \quad CO_2^c = 0; \quad CO_{2\max}^c = \frac{0,21}{1 + \beta};$$

$$\text{при } \alpha = \infty \quad O_2^c = 0,21; \quad CO_2^c = 0 \text{ (чистый воздух).}$$

Формула (46) позволяет выразить величину  $\alpha$  в функции содержания углекислого газа в сухих продуктах сгорания

$$\alpha = \frac{0,21}{(0,79 + \beta)} \left( \frac{0,79}{CO_2^c} + \beta \right). \quad (49)$$

Таким образом, при условии полного сгорания по анализу продуктов сгорания на  $CO_2$  можно подсчитать соответствующую величину коэффициента избытка воздуха (в том случае, если известен элементарный состав топлива). Выражение (49) показывает, что зависимость величины  $\alpha$  от  $CO_2^c$  имеет гиперболический характер.

Формулу для определения коэффициента  $\alpha$  можно получить также из выражения (48):

$$\alpha = \frac{0,21\beta N_2^c}{(0,79 + \beta)(N_2^c - 0,79)}. \quad (50)$$

По выражению (50) можно подсчитать значение  $\alpha$  по величине

$$N_2^c = 1 - (CO_2^c + O_2^c). \quad (51)$$

Совместное решение уравнений (49) и (50) при использовании выражения (51) позволяет установить связь между содержанием  $CO_2^c$  и суммарным содержанием  $CO_2^c + O_2^c$  в сухих продуктах сгорания, которая существует при полном сгорании жидкого топлива принятого состава:

$$CO_2^c + O_2^c = 0,21 - \beta CO_2^c. \quad (52)$$

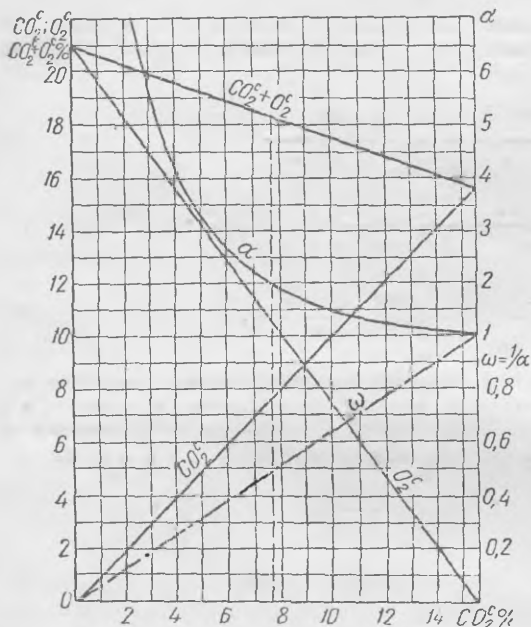
Это уравнение называется контрольным, так как по нему судят о качестве сгорания по результатам анализа отработавших газов двигателя; равенство (52) справедливо только при полном сгорании. При несовершенном сгорании углерода топлива правая часть выражения

становится больше левой<sup>1</sup>. Несовершенным сгоранием при этом называется такое сгорание, при котором горючая часть топлива полностью превращается в конечные продукты окисления, а в продуктах сгорания имеется неиспользованный кислород.

Е. К. Мазингом была предложена диаграмма этих соотношений, которая пригодна как для полного сгорания, так и для несовершенного сгорания (в виде сажи), о чем будет сказано ниже.

Пример такой диаграммы (для дизельного топлива) приведен на фиг. 19. Нанесенная на ней величина  $\omega$  является обратной коэффициенту избытка воздуха  $\alpha$ , т. е.

$$\omega = \frac{1}{\alpha}$$



Фиг. 19. Зависимость количества  $(CO_2^c + O_2^c)$  от содержания  $CO_2^c$  при полном сгорании для дизельного топлива и связь с коэффициентами избытка воздуха  $\alpha$  и использования воздуха  $\omega$  (по Е. К. Мазингу).

возможно при работе карбюраторных двигателей на богатых смесях ( $\alpha < 1$ ), обеспечивающих получение максимальной мощности двигателя. Опыты показывают, что в этом случае продукты сгорания состоят из углекислого газа  $CO_2$ , окиси углерода  $CO$ , водяного пара  $H_2O$ , водорода  $H_2$ , азота  $N_2$ , небольшого количества метана  $CH_4$  (0,2—0,3%) и следов других углеводородов и кислорода  $O_2$ . Небольшая неполнота сгорания углерода в  $CO$  наблюдается и при сгорании стехиометрической смеси ( $\alpha = 1$ ), а свободный кислород и при  $\alpha < 1$ . Анализ продуктов неполного сгорания показывает также, что отношение содержания водорода к содержанию окиси углерода не зависит от коэффициента избытка воздуха, т. е.  $M_{H_2}/M_{CO} = \text{const} = k$ , причем значение  $k$  связано с отношением содержания водорода и углерода в топливе  $H/C$ . Для бензинов ( $H/C = 0,17 \div 0,19$ ) можно принять  $k = 0,45 \div 0,50$ , для бензола ( $H/C = 0,13$ )  $k = 0,30$ , для природного газа  $k = 0,6 \div 0,7$ .

При расчете состава продуктов неполного сгорания жидкого топлива обычно пренебрегают содержанием кислорода, метана и других углеводоро-

Величина  $\omega$  называется коэффициентом использования воздуха, так как показывает, какая часть подведенного к топливу воздуха может быть использована для полного сгорания.

### Неполное сгорание жидкого топлива

Сгорание топлива, при котором часть горючих составляющих топлива превращается в продукты неполного окисления, называется неполным сгоранием. Причиной неполного сгорания может быть или общий недостаток кислорода в горючей смеси при  $\alpha < 1$ , или местный недостаток кислорода в зоне горения вследствие несовершенства смесеобразования, или недостаточность времени для сгорания переобедненных смесей.

Неполное сгорание углеводородных топлив в результате общего недостатка кислорода

<sup>1</sup> Обратное неравенство возможно только при неправильном анализе или при дефектах газоанализатора.

дов, и считают эти продукты состоящими из пяти компонентов:  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{H}_2$  и  $\text{N}_2$ . Для расчетов служат четыре уравнения баланса отдельных компонентов, входящих в состав горючей смеси:

$$\text{углерода} \quad M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} = \frac{C}{12}; \quad (53)$$

$$\text{водорода} \quad M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} = \frac{H}{2}; \quad (54)$$

$$\begin{aligned} \text{кислорода} \quad M_{\text{CO}_2} + 0,5M_{\text{CO}} + 0,5M_{\text{H}_2\text{O}} &= 0,21\alpha L_0 + \frac{O}{32} = \\ &= \alpha \left[ \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right] + \frac{O}{32}; \end{aligned} \quad (55)$$

$$\text{азота} \quad M_{\text{N}_2} = 0,79\alpha L_0 \quad (56)$$

и экспериментально установленная связь

$$M_{\text{H}_2} = kM_{\text{CO}}. \quad (57)$$

Определение величин  $M_{\text{CO}_2}$  и  $M_{\text{H}_2\text{O}}$  из уравнений (53) и (54) с учетом уравнения (57) и подстановка в уравнение (55) дает возможность определить величину  $M_{\text{CO}}$ , а затем и количество остальных компонентов.

Таким образом, содержание отдельных компонентов продуктов неполного сгорания жидкого топлива при  $\alpha < 1$  может быть подсчитано из следующих выражений:

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{CO}} &= 2 \frac{1-\alpha}{1+k} 0,21L_0 \text{ кгмоль/кг топлива;} \\ M_{\text{CO}_2} &= \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+k} 0,21L_0 \text{ кгмоль/кг топлива;} \\ M_{\text{H}_2} &= 2k \frac{1-\alpha}{1+k} 0,21L_0 \text{ кгмоль/кг топлива;} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{H}{2} - 2k \frac{1-\alpha}{1+k} 0,21L_0 \text{ кгмоль/кг топлива;} \\ M_{\text{N}_2} &= 0,79\alpha L_0 \text{ кгмоль/кг топлива.} \end{aligned} \right\} \quad (58)$$

Общее количество продуктов неполного сгорания

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0 = \frac{H}{2} + \frac{C}{12} \cdot \frac{0,21 + \alpha(0,79 + \beta)}{0,21} \text{ кгмоль/кг топлива.} \quad (59)$$

Изменение объема при неполном сгорании

$$\begin{aligned} \Delta M &= M_2 - M_1 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0 - \alpha L_0 - \frac{1}{m_T} = \\ &= 0,21(1-\alpha)L_0 + \frac{H + \frac{O}{8}}{4} - \frac{1}{m_T} \text{ кгмоль/кг топлива.} \end{aligned} \quad (60)$$

В отличие от полного сгорания в этом случае изменение объема  $\Delta M$  зависит не только от содержания в топливе водорода, но также и от содержания углерода, так как при сгорании углерода в  $\text{CO}$  происходит изменение объема, в то время как при сгорании углерода в  $\text{CO}_2$  изменения объема нет.

Принятая ранее предпосылка о составе продуктов сгорания справедлива только при уменьшении коэффициента избытка воздуха до некоторого предельного значения  $\alpha_{np}$ , при котором весь углерод топлива сгорает в  $\text{CO}$  и

$M_{CO_2} = 0$ . При дальнейшем уменьшении коэффициента  $\alpha$  часть углерода совершенно не будет окисляться и появится неполнота сгорания в виде сажи. Значение  $\alpha_{np}$  может быть найдено следующим образом. При  $M_{CO_2} = 0$

$$(M_{CO})_{\max} = \frac{C}{12} = 2 \frac{1 - \alpha_{np}}{1 + k} 0,21L_0,$$

откуда

$$\alpha_{np} = 1 - \frac{C}{12} \cdot \frac{1 + k}{2 \cdot 0,21L_0}$$

или

$$\alpha_{np} = 1 - \frac{1 + k}{2} \cdot \frac{0,79}{0,79 + \beta}. \quad (61)$$

Для бензина среднего состава при  $\beta = 0,4$  и  $k = 0,5$  предельное значение  $\alpha_{np} = 0,5$ .

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси при  $\alpha_{np} < \alpha < 1$  подсчитывают по выражению

$$\mu_0 = 1 + \frac{0,21(1 - \alpha)L_0 + \frac{H + \frac{O}{8}}{4} - \frac{1}{m_T}}{\alpha L_0 + \frac{1}{m_T}}. \quad (62)$$

Изменение величины  $\mu_0$  в зависимости от изменения коэффициента  $\alpha$  для бензина показано в левой части фиг. 16. На той же фигуре приведены кривые изменения величины  $\mu_0$  для смеси состава: 30% моторного бензола, 70% автомобильного бензина, а также для этилового спирта. Все эти кривые показывают, что при  $\alpha < 1$  изменение состава горючей смеси более резко влияет на коэффициент молекулярного изменения горючей смеси  $\mu_0$ , чем при  $\alpha > 1$ . В точке, соответствующей теоретическому количеству воздуха ( $\alpha = 1$ ), кривые имеют излом.

Даже когда общий коэффициент избытка воздуха  $\alpha > 1$  может наблюдаться местный недостаток воздуха из-за несовершенства смесеобразования. В этом случае неполнота сгорания выявляется в виде несгоревшего углерода (сажи) при отсутствии водорода и ничтожно малом содержании окиси углерода в продуктах сгорания. Подобная неполнота сгорания наблюдается в двигателях с внутренним смесеобразованием и воспламенением от сжатия.

При несовершенном сгорании углерода с образованием сажи уравнение сгорания углерода при теоретическом количестве кислорода принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} C \text{ кг углерода} + \frac{C}{12} \text{ кг моль кислорода} &= (1 - \varphi_c) \frac{C}{12} \text{ кг моль углекислоты} + \\ &+ \varphi_c \frac{C}{12} \text{ кг моль кислорода} + \varphi_c C \text{ кг сажи,} \end{aligned} \quad (63)$$

где  $\varphi_c$  — доля несгоревшего углерода.

Выражение (63) показывает, что в этом случае объем продуктов сгорания не зависит от совершенства сгорания, так как чем меньше количество получившегося  $CO_2$ , тем большее количество неиспользованного  $O_2$ , т. е.  $CO_2 + O_2 = \frac{C}{12} = \text{const}$ . Таким образом, коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  определяет количество продуктов сгорания независимо от полноты сгорания, т. е.  $(M_2)_{\text{несовер}} = (M_2)_{\text{полн}}$ .

Содержание углекислого газа  $CO_2^c$  в сухих продуктах несовершенного сгорания

$$CO_2^c = \frac{\frac{C}{12}(1 - \varphi_c)}{M_2^c},$$

полного сгорания

$$(CO_2^c)_{\text{полн}} = \frac{C}{M_2^c},$$

откуда

$$\varphi_c = 1 - \frac{CO_2^c}{(CO_2^c)_{полн}} \quad (64)$$

Из контрольного уравнения (52)

$$CO_2^c + O_2^c = 0,21 - \beta (CO_2^c)_{полн}$$

определяем значение  $(CO_2^c)_{полн}$  и подставляем в выражение (64), при этом получаем

$$\varphi_c = 1 - \frac{\beta CO_2^c}{0,21 - (CO_2^c + O_2^c)} \quad (65)$$

Выражение (65) дает возможность определить неполноту сгорания с образованием сажи по результатам анализа продуктов сгорания, если известна характеристика топлива  $\beta$ . Значения  $\varphi_c$  для двигателей с воспламенением от сжатия при нагрузках, несколько меньших номинальной, обычно не превосходят 0,01, возрастая при ухудшении смесеобразования как в области перегрузок двигателя, так и при холостом ходе.

Неполнота сгорания с образованием сажи не влияет на значения  $\Delta M$  и  $\mu_0$ , так как водород топлива сгорает полностью, а окиси углерода практически не образуются.

#### § 4. ТЕПЛОЕМКОСТИ СВЕЖЕГО ЗАРЯДА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Для расчета рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания необходимо иметь для различных газов значения средних молекулярных теплоемкостей при постоянном объеме  $c_v$  в зависимости от температуры.

Величина средней молекулярной теплоемкости при постоянном давлении  $c_p$  требуется значительно реже, ее легко можно подсчитать по  $c_v$ , учитывая известное соотношение

$$c_p = c_v + 1,985 \text{ ккал/кг моль град.} \quad (66)$$

Значения средних молекулярных теплоемкостей при постоянном объеме  $c_v$  для различных газов, с которыми приходится иметь дело при расчете рабочего процесса двигателя, даны в табл. 3\*. Значения теплоемкостей указаны через каждые  $100^\circ$  в интервале температур  $0-2500^\circ \text{C}$ .

Величину теплоемкостей для промежуточных температур определяют путем интерполяции.

Свежий заряд состоит:

в двигателях с воспламенением от сжатия — из воздуха,

в карбюраторных двигателях — из воздуха и паров топлива,

в газовых двигателях — из смеси воздуха с газообразным топливом.

Вследствие того, что относительное количество топлива в горючей смеси незначительно, в карбюраторных двигателях пренебрегают влиянием паров топлива на теплоемкость заряда. В газовых двигателях весь свежий заряд обычно считают состоящим только из воздуха и при расчетах пользуются только теплоемкостью воздуха  $c_v$ . Таким образом, обычно для двигателей всех типов считают, что теплоемкость свежего заряда  $c'_v = c_v$ . Получающиеся при этом ошибки относительно невелики.

При более точных расчетах газовых двигателей необходимо определять теплоемкость свежего заряда. Эта теплоемкость может быть подсчитана для требуемых температур по обычному уравнению теплоемкости смеси газов

$$c'_v = \sum r_k \cdot c_{vk} \text{ ккал/кг моль град,} \quad (67)$$

\* См. М. П. В у к а л о в и ч, Термодинамические свойства газов, Энергоиздат, 1954.

Таблица 3

Средняя молекулярная теплоемкость газов при постоянном объеме  $c_v$  ккал/кг моль град

$t^{\circ}C$	$H_2$	$O_2$	$N_2$ (атмо-сферный)	Воздух	$H_2O$	$CO$	$CO_2$	$CH_4$	$C_2H_4$	$C_2H_2$	Продукты сгорания при $\alpha = 1$	$t^{\circ}C$
0	4,849	5,006	4,945	4,958	6,015	4,970	6,579	6,311	7,79	8,02	5,30	0
100	4,925	5,069	4,952	4,977	6,073	4,983	7,117	6,805	9,05	8,97	5,38	100
200	4,958	5,163	4,968	5,012	6,163	5,013	7,582	7,431	10,23	9,60	5,47	200
300	4,970	5,275	5,009	5,065	6,272	5,064	7,987	8,111	11,37	10,12	5,57	300
400	4,985	5,389	5,060	5,129	6,395	5,129	8,344	8,805	12,39	10,56	5,67	400
500	5,000	5,498	5,123	5,202	6,524	5,203	8,660	9,473	13,34	10,95	5,78	500
600	5,016	5,600	5,190	5,276	6,659	5,281	8,942	10,117	14,21	11,30	5,88	600
700	5,038	5,693	5,261	5,352	6,801	5,359	9,195	10,739	14,98	11,63	5,99	700
800	5,064	5,777	5,331	5,425	6,945	5,435	9,422	11,366	15,72	11,93	6,09	800
900	5,095	5,854	5,400	5,495	7,092	5,508	9,626	11,946	16,38	12,21	6,18	900
1000	5,129	5,924	5,465	5,561	7,238	5,577	9,811	12,465	17,00	12,47	6,28	1000
1100	5,166	5,988	5,527	5,624	7,383	5,642	9,980	12,931	17,58	12,72	6,36	1100
1200	5,205	6,047	5,587	5,683	7,526	5,703	10,133	13,342	18,10	12,95	6,45	1200
1300	5,248	6,102	5,643	5,739	7,665	5,759	10,272	—	—	—	6,52	1300
1400	5,291	6,153	5,696	5,792	7,801	5,813	10,400	—	—	—	6,60	1400
1500	5,334	6,202	5,746	5,842	7,932	5,862	10,517	—	—	—	6,66	1500
1600	5,378	6,248	5,792	5,888	8,059	5,908	10,625	—	—	—	6,73	1600
1700	5,421	6,292	5,836	5,932	8,183	5,951	10,725	—	—	—	6,79	1700
1800	5,464	6,334	5,876	5,972	8,301	5,992	10,817	—	—	—	6,84	1800
1900	5,507	6,375	5,915	6,011	8,413	6,030	10,902	—	—	—	6,90	1900
2000	5,549	6,414	5,951	6,049	8,522	6,065	10,981	—	—	—	6,95	2000
2100	5,591	6,452	5,986	6,084	8,627	6,099	11,054	—	—	—	7,00	2100
2200	5,631	6,489	6,019	6,117	8,727	6,130	11,122	—	—	—	7,05	2200
2300	5,671	6,525	6,049	6,149	8,823	6,160	11,185	—	—	—	7,09	2300
2400	5,710	6,561	6,078	6,179	8,916	6,188	11,244	—	—	—	7,13	2400
2500	5,749	6,595	6,105	6,208	9,005	6,215	11,298	—	—	—	7,17	2500

\* Теплоемкость  $c_{v0}$  продуктов сгорания при  $\alpha = 1$  подсчитана для топлива следующего состава (в весовых долях): C = 0,870; H = 0,126; O = 0,004.

где  $c_{vk}$  — теплоемкость компонента свежего заряда; $r_k$  — объемная доля этого компонента в заряде.

Следовательно, если содержание какого-нибудь газа, например CO, в газообразном топливе составляет CO долей от объемной единицы газа, то

$$r_{CO} = \frac{CO}{1 + \alpha L_0}.$$

Продукты сгорания в зависимости от состава топлива, величины коэффициента избытка воздуха и характера сгорания содержат различные компоненты и в различном количестве. Этими компонентами могут быть  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ , CO и др.

Если относительное количество этих компонентов  $r_k$  известно, то теплоемкость продуктов сгорания может быть подсчитана как теплоемкость смеси газов по формуле

$$c_v^n = \sum r_k c_{vk} \text{ ккал/кг моль град.} \quad (68)$$

Для двигателей с воспламенением от сжатия и газовых двигателей расчет рабочего процесса производится при  $\alpha > 1$ ; в этом случае сгорание топлива считается полным, а продукты сгорания состоящими только из  $CO_2$ ,  $O_2$ ,  $N_2$  и  $H_2O$ .

Для двигателей, работающих на жидком топливе нефтяного происхождения, состав которого для различных сортов изменяется очень незначительно, подсчет теплоемкостей продуктов сгорания при различных значениях  $\alpha$  может быть значительно упрощен, если задаться средним составом топлива и заранее подсчитать теплоемкость продуктов сгорания при  $\alpha = 1$ , которая далее обозначается через  $c_{v_0}$ .

Как было выяснено ранее, общее количество продуктов сгорания, получающееся при сгорании 1 кг топлива при  $\alpha \geq 1$ ,

$$M_2 = M_0 + (\alpha - 1) L_0.$$

Следовательно, при любом значении  $\alpha$  продукты сгорания состоят из двух частей: продуктов сгорания  $M_0$  при  $\alpha = 1$  и избыточного воздуха  $(\alpha - 1)L_0$ .

Относительное количество продуктов сгорания при  $\alpha = 1$  в общем количестве продуктов сгорания при  $\alpha > 1$  составляет

$$r_0 = \frac{M_0}{M_2}, \quad (69)$$

а относительное количество избыточного воздуха

$$r_\alpha = \frac{(\alpha - 1) L_0}{M_2}. \quad (70)$$

Тогда теплоемкость продуктов сгорания при  $\alpha \geq 1$

$$c_v = r_0 c_{v_0} + r_\alpha c_{v_{\text{возд}}}. \quad (71)$$

В табл. 3 даны значения  $c_{v_0}$ , подсчитанные для топлива, имеющего состав (в % по весу): С = 87, Н = 12,6 и О = 0,4.

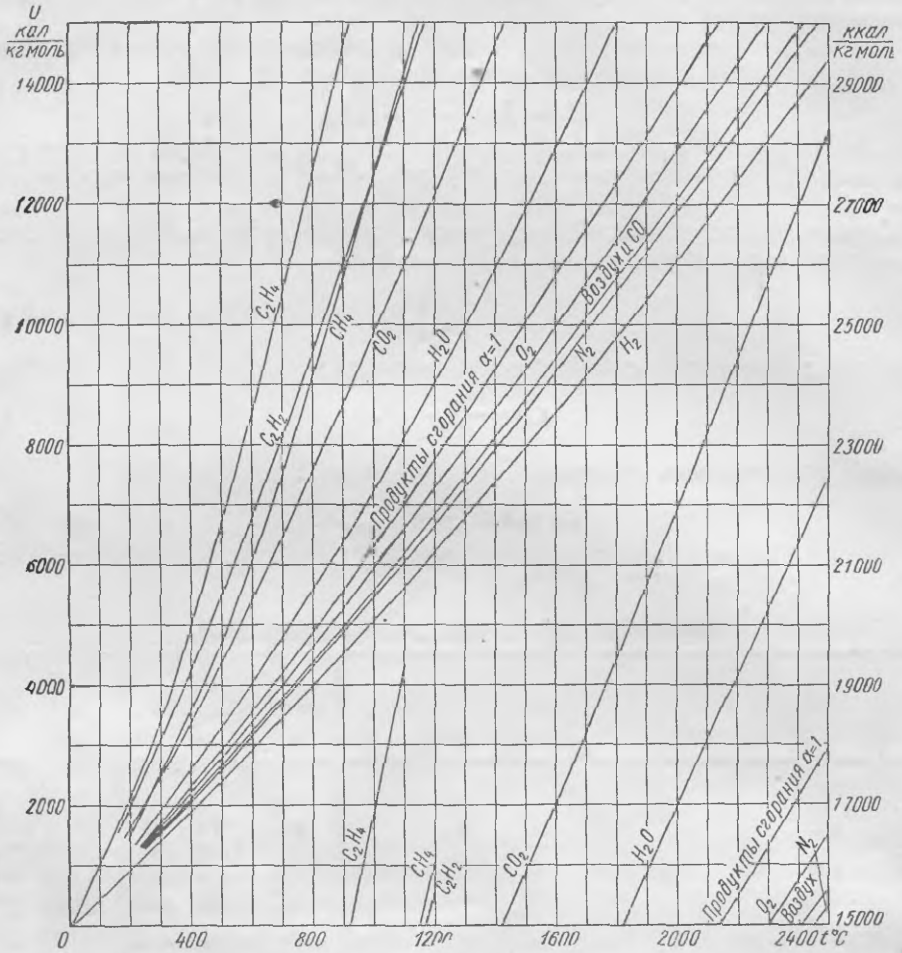
Таблица 4

Внутренняя энергия газов  $U = c_v t$  ккал/кг моль

$t^\circ \text{C}$	$\text{H}_2$	$\text{O}_2$	$\text{N}_2$ (атмосферный)	Воздух	$\text{H}_2\text{O}$	CO	$\text{CO}_2$	$\text{CH}_4$	$\text{C}_2\text{H}_4$	$\text{C}_2\text{H}_2$	Продукты сгорания при $\alpha = 1$	$t^\circ \text{C}$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
100	493	507	495	498	607	498	712	681	905	897	538	100
200	992	1 033	994	1 002	1 233	1 003	1 516	1 486	2 046	1 920	1 094	200
300	1 491	1 583	1 503	1 520	1 882	1 519	2 396	2 433	3 411	3 036	1 671	300
400	1 994	2 156	2 024	2 052	2 558	2 052	3 338	3 522	4 956	4 224	2 268	400
500	2 500	2 749	2 562	2 601	3 262	2 601	4 330	4 736	6 670	5 475	2 890	500
600	3 010	3 360	3 114	3 166	3 995	3 169	5 365	6 070	8 526	6 780	3 528	600
700	3 527	3 985	3 683	3 746	4 761	3 751	6 437	7 517	10 490	8 141	4 193	700
800	4 052	4 621	4 265	4 340	5 556	4 348	7 538	9 093	12 580	9 544	4 872	800
900	4 586	5 269	4 860	4 946	6 383	4 957	8 663	10 750	14 740	10 990	5 562	900
1000	5 129	5 924	5 465	5 561	7 238	5 577	9 811	12 470	17 000	12 470	6 280	1000
1100	5 683	6 587	6 080	6 186	8 121	6 206	10 980	14 220	19 340	13 990	6 996	1100
1200	6 246	7 256	6 704	6 820	9 031	6 844	12 160	16 010	21 720	15 540	7 740	1200
1300	6 822	7 933	7 336	7 461	9 965	7 487	13 350	—	—	—	8 476	1300
1400	7 407	8 614	7 974	8 109	10 920	8 138	14 560	—	—	—	9 240	1400
1500	8 001	9 303	8 619	8 763	11 900	8 793	15 780	—	—	—	9 990	1500
1600	8 604	9 997	9 267	9 421	12 840	9 453	17 000	—	—	—	10 770	1600
1700	9 216	10 700	9 921	10 080	13 910	10 120	18 230	—	—	—	11 540	1700
1800	9 835	11 400	10 580	10 750	14 940	10 790	19 470	—	—	—	12 310	1800
1900	10 460	12 110	11 240	11 420	15 990	11 460	20 710	—	—	—	13 110	1900
2000	11 100	12 830	11 900	12 100	17 040	12 130	21 960	—	—	—	13 900	2000
2100	11 740	13 550	12 570	12 780	18 120	12 810	23 210	—	—	—	14 700	2100
2200	12 390	14 280	13 240	13 460	19 200	13 490	24 470	—	—	—	15 510	2200
2300	13 040	15 010	13 910	14 140	20 290	14 170	25 730	—	—	—	16 310	2300
2400	13 700	15 750	14 590	14 830	21 400	14 850	26 990	—	—	—	17 110	2400
2500	14 370	16 490	15 260	15 520	22 510	15 540	28 250	—	—	—	17 930	2500

Метод определения теплоемкостей по величине  $c_{v0}$  не может быть применен в случае сгорания при  $\alpha < 1$ , так как продукты сгорания нельзя рассматривать как смесь продуктов сгорания  $M_0$  при  $\alpha = 1$  с избыточным воздухом.

В этом случае теплоемкости подсчитывают по выражению (68).



Фиг. 20. Диаграмма  $U - t$  для газов.

Дополнительно можно упростить подсчеты введением вместо теплоемкости величины внутренней энергии газа  $U$ . Подсчет внутренней энергии газовых смесей ничем не отличается по методике от подсчета теплоемкостей, так как

$$U = c_v t = \sum r_k c_{v_k} t = \sum r_k U_k \quad (72)$$

Значения внутренней энергии газов даны в интервале температур 0—2500°C в табл. 4 и на диаграмме (фиг. 20).



## СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ И СГОРАНИЕ

## § 1. СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ

Необходимым условием возникновения и развития реакций горения является предварительное смешение реагентов. Во многих случаях скорость горения определяется не временем, необходимым для протекания химических реакций, а временем ввода компонентов в зону реакции, т. е. скоростью образования горючей смеси из топлива и окислителя (воздуха).

Образование горючей смеси может быть осуществлено или до начала сгорания, или смесь может сжигаться по мере ее образования. Первый из этих способов смесеобразования осуществляется в двигателях с принудительным зажиганием, а второй — в двигателях с воспламенением от сжатия.

Если топливо так равномерно распределено в воздухе, что вблизи каждой молекулы топлива находится одинаковое число молекул кислорода, то такую равномерную смесь называют *о д н о р о д н о й*. Получить однородную смесь возможно только при условии, если компоненты находятся в одинаковом агрегатном состоянии, и если для процесса смешения предоставляется достаточный промежуток времени, длительность которого зависит от свойств компонентов и условий перемешивания. Таким образом однородная топливо-воздушная смесь может быть получена только в случае газо- и парообразных топлив. Для получения однородной смеси из жидкого топлива необходимо его предварительное испарение.

Смешение компонентов, находящихся в одинаковом агрегатном состоянии, может происходить в результате молекулярной диффузии, т. е. взаимного проникания молекул каждого из компонентов в другой через поверхность раздела неподвижных объемов или ламинарных потоков компонентов. Однако процессы молекулярной диффузии протекают относительно медленно и не могут обеспечить образования однородной смеси в короткий промежуток времени, предоставляемый для смесеобразования в рабочем цикле двигателя. Более интенсивное смесеобразование может быть получено путем перемешивания турбулентных потоков компонентов, при котором в дополнение к молекулярной возникает турбулентная диффузия. В этом случае происходит обмен уже не отдельными молекулами, а некоторыми объемами компонентов; размер этих объемов зависит от масштаба турбулентности. Поэтому скорость и совершенство смешения определяется не только физическими свойствами компонентов, а главным образом турбулентными характеристиками смешиваемых потоков. В обоих случаях, однако, количество диффундирующего газа пропорционально поверхности соприкосновения газовых потоков. Поэтому для ускорения смесеобразования поток одного из смешиваемых компонентов делят на ряд отдельных струй, пронизывающих другой поток, причем для увеличения турбулентности потоки направляют под углом один относительно другого.

Хорошее перемешивание газообразных компонентов можно получить, если количества обоих компонентов примерно одинаковы. Такой случай наблюдается при образовании горючей смеси из генераторного газа, для которого теоретически необходимое объемное количество воздуха примерно равно количеству газа. Значительно труднее получить однородную смесь из природного газа, так как для него объемы газа и воздуха (при  $\alpha = 1$ ) относятся примерно как 1 : 9. Наконец, особые трудности представляет получение однородной смеси из воздуха и паров жидкого топлива, так как, например, даже для наиболее легкого горючего — бензина отношение объемов паров топлива и воздуха в смеси при  $\alpha = 1$  составляет около 1 : 50. Это приводит к необходимости отказаться от способа смешения потоков двух однофазных компонентов и перейти к другому способу смесеобразования.

Этот способ состоит в распределении в воздушном потоке или объеме воздуха мелких капель, полученных распыливанием струи жидкого топлива, выталкиваемой под некоторым напором из отверстия малого диаметра. В результате, капли топлива, движущиеся с определенной скоростью, проникают в поток воздуха и могут быть распределены в нем более или менее равномерно. Таким образом, при этом способе смесеобразования получается прежде всего н е о д н о р о д н а я (двухфазная) смесь, состоящая из воздуха и капель жидкого топлива. В дальнейшем топливо начинает испаряться с поверхности капель, пары топлива диффундируют в окружающий воздух, концентрация топлива в воздухе быстро выравнивается, в особенности при наличии турбулентных пульсаций, и получается однородная смесь, если время, предоставленное для выравнивания концентраций, достаточно.

Скорость испарения определяется из выражения

$$\frac{dG}{dt} = \beta_p \Delta p_n f \text{ кг/сек.} \quad (73)$$

где  $\beta_p$  — коэффициент испарения, отнесенный к разности упругостей паров, в 1/сек;  
 $\Delta p_n = p_n - p_{n0}$  — разность упругостей паров топлива на поверхности капли и в окружающей среде в кг/см<sup>2</sup>;  
 $f$  — поверхность капель в см<sup>2</sup>.

Выражение (73) показывает, что для увеличения скорости испарения необходимо увеличивать поверхность испарения  $f$ . Это возможно путем улучшения мелкости распыливания, так как общая поверхность всех капель, полученных при распыливании некоторого объема жидкости, растет обратно пропорционально диаметру капель. Так, при распыливании 1 см<sup>3</sup> топлива (поверхность шара объемом 1 см<sup>3</sup> равна 4,85 см<sup>2</sup>) на капли диаметром 20 мк общая поверхность всех получающихся примерно  $240 \cdot 10^6$  капель составит приблизительно 3000 см<sup>2</sup>.

В начальный момент испарения в окружающем воздухе паров топлива нет, т. е.  $p_{n0} = 0$ ; в дальнейшем по мере испарения давление  $p_{n0}$  растет. Значение упругости (парциального давления) паров при полном испарении может быть получено из характеристических уравнений для воздуха, пара и смеси.

Температура поверхности капли, определяющая упругость пара  $p_n$ , зависит от свойств топлива: его теплоемкости и скрытой теплоты испарения, а также от параметров окружающего воздуха (температуры и давления). Теплоту, затрачиваемую на нагрев и испарение жидкости, капля получает от воздуха вследствие теплопередачи. Если в начальный период испарения температура капли выше или равна температуре воздуха, то испарение происходит за счет уменьшения теплосодержания капли, и ее температура понижается. В результате образовавшейся разности температур возникает тепловой поток из окружающей среды к капле, компенсирующий затрату теплоты

на испарение. Таким образом, устанавливается некоторая равновесная температура испарения  $t_u$  (меньшая температуры окружающей среды  $t_0$ ), при которой количество подводимой к капле извне теплоты равно количеству теплоты, затрачиваемой на нагрев и испарение жидкости и перегрев пара до температуры окружающей среды.

Интенсивность нагрева и испарения зависит от относительной скорости движения капли в воздухе, его температуры и давления, а также от свойств топлива. Скорость движения капли в воздухе зависит от давления, под которым вытекает струя топлива из отверстия, и от скорости и направления потока воздуха. При распыливании в карбюраторе в начальный момент относительная скорость равна разности скоростей воздушного потока в диффузоре карбюратора и скорости истечения топлива из форсунки. Затем капля увлекается потоком и относительная скорость становится равной нулю. При распыливании топлива в камере сгорания двигателя с внутренним смесеобразованием в момент распада струи на капли относительная скорость практически равна скорости истечения из форсунки. Затем капли затормаживаются вследствие сопротивления воздуха, относительная скорость уменьшается до нуля и далее капли движутся только вместе с воздушным потоком в камере, который может быть создан в процессе наполнения цилиндра или возникает в результате впрыска топлива.

Топливная аппаратура поршневых двигателей обеспечивает получение неоднородной смеси с каплями диаметром обычно в пределах от 5 до 50 мк, причем наибольшее число капель имеют диаметр 10—30 мк. Капли такого диаметра весьма быстро увлекаются (или тормозятся) воздухом и поэтому количество топлива, испарившегося в период изменения относительной скорости, невелико. Турбулентные пульсации также не могут значительно ускорить испарение, так как обычно масштаб интенсивных пульсаций существенно больше размеров капель, и они увлекаются этими пульсациями. Кроме того, для таких мелких капель время прогрева (или охлаждения) до равновесной температуры испарения также мало. В первом приближении можно пренебречь периодом установления стационарного гидродинамического и теплового режимов и предположить, что неподвижные относительно воздуха капли испаряются при постоянной равновесной температуре и, следовательно, упругость паров топлива также постоянна. Тогда, используя уравнение (73) и известные из теории теплообмена выражения для коэффициента теплопередачи и коэффициента испарения, можно получить зависимости размеров капли от времени испарения. Если обозначить  $x_\tau$  диаметр капли через промежуток времени  $\tau$  после начала испарения, то

$$x_\tau^2 = x_0^2 - K\tau, \quad (74)$$

где  $x_0$  — диаметр капли в начальный момент времени;

$$K = \frac{8D_p \Delta p_r}{\gamma};$$

$D_p$  — коэффициент диффузии, отнесенный к градиенту парциального давления;

$\gamma$  — удельный вес топлива.

Время полного испарения определяется, если положить  $x_\tau = 0$ ,

$$\tau_0 = \frac{x_0^2}{K} = \frac{x_0^2 \gamma}{8D_p \Delta p_r}. \quad (75)$$

Выражение (75) показывает, что время полного испарения: 1) прямо пропорционально квадрату начального диаметра капли, т. е. быстро уменьшается с улучшением мелкости распыливания; 2) обратно пропорционально

коэффициенту диффузии, который, в свою очередь, возрастает с увеличением температуры и уменьшается с ростом давления; 3) обратно пропорционально упругости пара топлива, которая быстро растет с температурой испарения  $t_u$ . Эта температура повышается с увеличением температуры воздуха  $t_0$ , но рост температуры  $t_u$  постепенно замедляется в связи с увеличением интенсивности испарения. Необходимо также отметить, что по мере испарения капли упругость пара несколько уменьшается вследствие более быстрого испарения наиболее легких фракций топлива.

Время перемешивания паров топлива с воздухом, т. е. собственно образование однородной смеси, зависит от турбулентности потока и обычно мало сравнительно с временем испарения.

При распыливании топлива получают капли различных размеров (см. гл. XI), и время испарения капель различно. Поэтому в факеле топлива в начальный период происходит быстрое испарение мелких капель, а испарение более крупных капель затягивается. Неиспарившиеся капли топлива в смеси, поступающей в цилиндр карбюраторного двигателя, могут попадать на стенки цилиндра, в результате чего ухудшается экономичность работы, так как часть топлива не сгорает, и увеличивается износ деталей двигателя вследствие разжижения смазки топливом.

При образовании горючей смеси в карбюраторе некоторая часть капель топлива попадает на стенки впускного трубопровода и движется в виде пленки, увлекаемой потоком воздуха. Испарение пленки вследствие малой поверхности протекает медленно, и для улучшения испарения подогревают стенки впускного трубопровода, что приводит к увеличению упругости пара и, следовательно, ускоряет испарение.

Затрата теплоты на испарение приводит к понижению температуры смеси. Это понижение можно определить из выражения баланса теплоты

$$G_T c_T T_T + G_B c_{p,B} T_B = (G_T + G_B) c_{p,см} T_{см} + \delta G_T r, \quad (76)$$

где  $G_T$  и  $G_B$  — весовые количества топлива и воздуха в смеси;  
 $c_T$ ,  $c_{p,B}$  и  $c_{p,см}$  — весовые теплоемкости топлива, воздуха и смеси;  
 $T_T$ ,  $T_B$  и  $T_{см}$  — температура топлива, воздуха и смеси;  
 $r$  — скрытая теплота испарения;  
 $\delta$  — доля испарившегося топлива.

Теплоемкость смеси

$$c_{p,см} = \frac{G_T c_{p,T} + G_B c_{p,B}}{G_T + G_B}.$$

Полагая  $T_T = T_B = T$  и  $c_T = c_{p,T}$  (теплоемкости паров топлива), из выражения (76) можно определить понижение температуры от испарения

$$\Delta T = T_{см} - T = \frac{\delta G_T r}{G_T c_T + G_B c_{p,B}} = \frac{\delta r}{c_T + \alpha l_0 c_{p,B}}, \quad (77)$$

где  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха;

$l_0$  — весовое теоретически необходимое количество воздуха.

Доля испарившегося топлива  $\delta$  при входе смеси в цилиндр обычно составляет 60—80%, что определяет понижение температуры смеси вследствие испарения на 10—15°.

В двигателях с внутренним смесеобразованием топливо распыливается внутри камеры сгорания. Совокупность капель, получающихся при распаде струи, образует факел топлива, движущийся в камере сгорания, причем объем факела увеличивается в результате подсасывания воздуха внутрь факела при движении капель. Распределение топлива в факеле обычно весьма

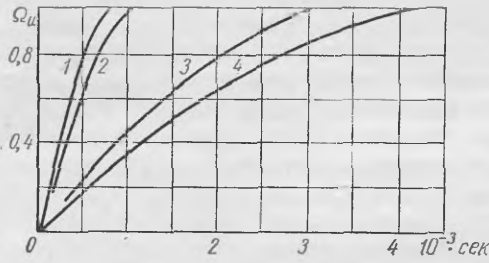
неравномерно. Для струйных форсунок наибольшая концентрация топлива наблюдается вдоль оси факела, для штифтовых, наоборот, факел представляет собой полый конус, внутри которого концентрация топлива невелика.

При движении факела в камере происходит некоторая сепарация капель по размерам. Мелкие капли затормаживаются скорее на небольшом расстоянии от форсунки, в то время как крупные капли, обладающие большей кинетической энергией, проникают в более удаленные части камеры сгорания. Подобная сепарация происходит также при впрыске топлива в поперечный поток воздуха, так как мелкие капли увлекаются потоком воздуха раньше, чем более крупные. При согласовании формы камеры сгорания с формой факелов распыленного топлива и образования соответствующих потоков воздуха в камере достигается более или менее равномерное распределение капель топлива и образуется неоднородная (двухфазная) топливо-воздушная смесь. При равномерном распределении капель одного диаметра в смеси, для которой соотношение между количеством топлива и воздуха соответствует стехиометрическому ( $\alpha = 1$ ), расстояния между каплями нефтяных топлив составляют около 17 диаметров капли при атмосферных условиях и около 8 диаметров для условий в камере сгорания двигателя с воспламенением от сжатия.

Во время движения капель в воздухе образующиеся пары удаляются с их поверхности и остаются в следе за каплями; при уменьшении скорости и, наконец, прекращении относительного движения вокруг каждой капли образуется сначала вытянутая, а затем почти сферическая оболочка смеси из паров топлива и воздуха, причем концентрация паров на поверхности капли соответствует упругости насыщенного пара при температуре этой поверхности и уменьшается по мере удаления от капли. Форма поля концентраций вокруг капли изменяется во времени и зависит также от концентрации паров в окружающей среде. Одновременно около капель возникает поле температур, так как теплота, затрачиваемая на испарение, поступает из окружающей среды. Температура смеси на поверхности капли близка к температуре испарения, а на достаточном расстоянии от капли — температуре окружающей среды. Большая плотность расположения капель внутри факела вызывает понижение температуры вследствие испарения, что приводит к увеличению времени испарения капель.

В двигателях с внутренним смесеобразованием и воспламенением от сжатия, в отличие от двигателей с посторонним зажиганием, получение однородной смеси нежелательно, так как в результате одновременного воспламенения и сгорания такой смеси происходит чрезмерно быстрое повышение давления в цилиндре, что ухудшает условия работы и увеличивает износ деталей механизма двигателя. Поэтому в двигателях с воспламенением от сжатия процесс смесеобразования стремятся осуществить параллельно с процессом горения, что оказывается возможным при образовании неоднородных смесей. В таких смесях при испарении капель, как было сказано выше, вокруг каждой капли появляются зоны, в которых образуется горючая смесь, в то время как в других зонах пары топлива могут полностью отсутствовать ( $\alpha = \infty$ ) или отсутствует воздух ( $\alpha = 0$ ). Следовательно, для неоднородных смесей понятие коэффициента избытка воздуха, определенного по общему соотношению количеств воздуха и топлива в свежем заряде, не характеризует действительного состава смеси в зоне смешения. Независимо от значения общего коэффициента избытка воздуха в неоднородной смеси возникают зоны, в которых состав смеси лежит в пределах, обеспечивающих возникновение и развитие реакций горения. Таким образом, изменением условий образования горючей смеси путем изменения, например, момента впрыска топлива, мелкости распыливания, длительности впрыска и др., а также изме-

нения температуры, давления и турбулентных характеристик в камере сгорания оказывается возможным воздействовать на протекание процессов воспламенения и горения и, следовательно, управлять изменением давлений в цилиндре двигателя.



Фиг. 21. Изменение степени испарения  $Q_u$  каплей дизельного топлива при давлении 30 атм:

1 — диаметр капли  $d_0 = 10$  мк, температура воздуха  $t_0 = 600^\circ\text{C}$ , температура капли  $t_u = 322^\circ\text{C}$ ; 2 —  $d_0 = 10$  мк,  $t_0 = 500^\circ\text{C}$ ,  $t_u = 301^\circ\text{C}$ ; 3 —  $d_0 = 20$  мк,  $t_0 = 600^\circ\text{C}$ ,  $t_u = 322^\circ\text{C}$ ; 4 —  $d_0 = 20$  мк,  $t_0 = 500^\circ\text{C}$ ,  $t_u = 301^\circ\text{C}$ .

Приближенный расчет испарения каплей топлива в камере двигателя с воспламенением от сжатия может быть проведен указанным ранее методом. Результаты расчетов степени испарения  $Q_u$  каплей дизельного топлива диаметром 10 и 20 мк в зависимости от времени при температуре воздуха  $500$  и  $600^\circ\text{C}$  и давлении 30 атм приведены на фиг. 21. Из диаграммы видно, что время полного испарения каплей диаметром 10 мк составляет не более 1 миллисекунды.

В реальном факеле топлива находятся капли различных размеров. Кроме того, в средней части факела

испарение каплей замедляется из-за взаимодействия полей концентраций и температур соседних каплей. Поэтому время испарения всех каплей факела существенно больше, чем для отдельной капли, и к моменту воспламенения все топливо не успевает испариться. После воспламенения образовавшейся горючей смеси скорость испарения неиспарившихся каплей сильно возрастает вследствие повышения температуры.

## § 2. ТЕПЛОТВОРНОСТЬ СМЕСИ

В двигателях внутреннего сгорания топливо сжигается в замкнутом объеме цилиндра. Эффективность использования этого объема характеризуется количеством получаемой работы, а следовательно, количеством теплоты, выделяющейся в цилиндре в результате сжигания горючей смеси. Таким образом, эффективность использования объема цилиндра зависит от объемной теплотворности горючей смеси, т. е. от количества теплоты, выделяющейся при полном сгорании единицы ее объема  $H_{см}$ .

Если теплотворность горючей смеси отнесена к 1 кг моль, то

$$H_{см} = \frac{H_u}{M_1} \text{ ккал/кг моль}, \quad (78)$$

где  $M_1 = \alpha L_0$  — для двигателей с воспламенением от сжатия в кг моль/кг;

$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T}$  — для карбюраторных двигателей в кг моль/кг;

$M_1 = \frac{1 + \alpha L_0}{22,4}$  — для газовых двигателей в м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>.

Теплотворность смеси, отнесенная к 1 м<sup>3</sup> при  $0^\circ\text{C}$  и 760 мм рт. ст.

$$H'_{см} = \frac{H_u}{M'_1}, \quad (79)$$

где  $M'_1 = 22,4 \alpha L_0$  — для двигателей с воспламенением от сжатия в м<sup>3</sup>/кг;

$M'_1 = 22,4 \left( \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} \right)$  — для карбюраторных двигателей в м<sup>3</sup>/кг;

$M'_1 = 1 + \alpha L_0$  — для газовых двигателей в м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>.

Выражения (78) и (79) показывают, что теплотворность горючей смеси зависит, с одной стороны, от элементарного состава топлива, а с другой — от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . Эти выражения применимы для расчетов теплотворности смеси при  $\alpha \geq 1$ .

В случае  $\alpha < 1$  и, следовательно, невозможности полного сгорания топлива в выражения (78) и (79) вместо теплотворности топлива  $H_u$  должно входить количество теплоты, которое может выделиться при полном использовании кислорода в смеси, т. е.  $H_u - \Delta H_u$  (см. стр. 109).

В табл. 5 приведены значения  $H_{см}$  для различных топлив при  $\alpha = 1$ . При сравнении этих значений с данными для  $H_u$  обращает внимание то, что значения  $H_{см}$  для различных жидких топлив мало отличаются одно от другого и не пропорциональны значениям  $H_u$  для соответствующих топлив. Это происходит потому, что теоретически необходимое количество воздуха  $L_0$  зависит не только от тех же величин (С,

Н и О), от которых зависит и теплотворность топлива  $H_u$ , но и приблизительно пропорционально теплотворности топлива. Чем больше кислорода затрачивается на сгорание топлива, тем больше теплоты выделяется при этом.

Таблица 5

Теплотворность горючих смесей при  $\alpha = 1$ 

Топливо	$H_{см}$ в ккал/кг моль	$H'_{см}$ в ккал/м <sup>3</sup>
Бензин . . . . .	20 030	893
Керосин . . . . .	20 040	895
Дизельное топливо . . . . .	20 100	897
Этиловый спирт (абсолютный) . . . . .	19 390	866
Моторный бензол . . . . .	19 900	888
Бутан . . . . .	19 150	855
Пропан . . . . .	18 900	844
Генераторный газ		
из дров . . . . .	12 500	555
из антрацита . . . . .	13 850	618
Природный газ . . . . .	18 200	813

### § 3. СГОРАНИЕ

Горение является сложным процессом — его возникновение, развитие и полнота зависят от химических и гидродинамических факторов, а также от условий теплообмена зоны реакций с окружающей средой.

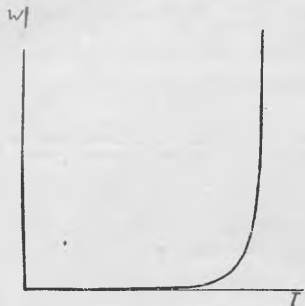
Обычные стехиометрические уравнения реакций окисления отдельных элементов, входящих в состав топлива, не описывают действительного протекания процесса сгорания. Этот процесс является многостадийным процессом, в течение которого происходит ряд последовательных реакций с образованием различных промежуточных продуктов и химически активных частиц (атомов и радикалов). Появлению «горячего» пламени, сопровождающего быстрые экзотермические реакции, предшествует ряд предпламенных реакций, протекающих с меньшим тепловыделением («холодные» пламена). Последовательность отдельных реакций при сгорании углеводородов и состав продуктов промежуточных реакций до настоящего времени окончательно не выяснены. Согласно одной из распространенных теорий сгорания, первоначально происходит внедрение активной молекулы кислорода в молекулу топлива и образование перекисей и гидроперекисей, которые в дальнейшем при достижении определенной концентрации распадаются с большим тепловыделением и образованием активных частиц, разветвляющих цепь реакций.

С повышением температуры быстро растет тепловая активация. Поэтому скорость реакции  $\omega$ , т. е. количество вещества, прореагировавшее в единицу времени, весьма сильно зависит от температуры:

$$\omega = \frac{dC}{d\tau} = Fe^{-\frac{E}{T}}, \quad (80)$$

где  $C$  — концентрация реагента;  
 $E$  и  $F$  — константы;  
 $T$  — абсолютная температура;  
 $\tau$  — время.

График этой зависимости (фиг. 22) показывает, что в области низких температур скорость реакции настолько мала, что реакция практически не происходит; в области высоких температур скорость реакции быстро увеличивается и реакции протекают в очень короткий промежуток времени.



Фиг. 22. Зависимость скорости реакции от температуры.

Скорость реакций зависит также от концентрации реагентов. При наличии в зоне реакции веществ, не участвующих в ней (например, азота при горении в воздухе), уменьшается скорость реакции, так как часть выделяющейся теплоты расходуется на нагрев, а активные частицы дезактивируются при столкновениях с молекулами этих веществ. Такое же действие оказывает наличие одного из реагентов в количестве, избыточном против необходимого по стехиометрическим соотношениям. В результате, если соотношения компонентов сильно отличаются от стехиометрического,

скорость реакции настолько уменьшается, что реакция практически может прекратиться, и в такой однородной топливно-воздушной смеси пламя не сможет распространяться. Таким образом, существуют верхний и нижний концентрационные пределы, вне которых смесь не горит.

Верхним пределом распространения пламени называют состав смеси, при котором дальнейшее увеличение количества топлива в смеси (обогащение смеси) делает смесь негорючей. Нижним пределом называют состав, при котором дальнейшее уменьшение количества топлива в смеси (обеднение смеси) также делает смесь негорючей. Эти пределы зависят как от свойств топлива и окислителя, так и от условий определения (температура и давление смеси, теплообмен и др.). Пределы распространения пламени<sup>1</sup> характеризуются или объемным содержанием паров топлива в смеси или коэффициентом избытка воздуха.

В табл. 6 в качестве примера приведены данные о пределах распространения пламени в однородных смесях некоторых топлив с воздухом (при атмосферном давлении и температуре при определении в лабораторном приборе). Для топлив различных видов эти пределы значительно разнятся между собой как по абсолютным значениям  $\alpha_{\max}$  и  $\alpha_{\min}$ , так и по диапазону их изменения. С повышением температуры смеси пределы распространения пламени несколько расширяются,

Таблица 6

Концентрационные пределы распространения пламени в смесях с воздухом

Топливо	Верхний предел		Нижний предел	
	$\tau$ в %	$\alpha_{\min}$	$\tau$ в %	$\alpha_{\max}$
Водород . . . . .	65,2	0,22	9,5	4,0
Окись углерода . . . . .	70,9	0,17	15,5	2,3
Метан . . . . .	11,9	0,78	6,5	1,5
Ацетилен . . . . .	52,3	0,08	3,5	2,3
Светильный газ . . . . .	19,1	0,8	7,9	2,2
Бензин . . . . .	5,9	0,3	1,5	1,3
Бензол . . . . .	6,5	0,4	1,5	1,6
Этиловый спирт . . . . .	13,7	0,4	4,0	1,7

<sup>1</sup> Эти пределы называют также «пределами горючести» или «пределами воспламеняемости», что не вполне соответствует сущности явления, так как достаточно мощным источником зажигания можно сжечь смесь любого состава, но пламя не будет распространяться по смеси.



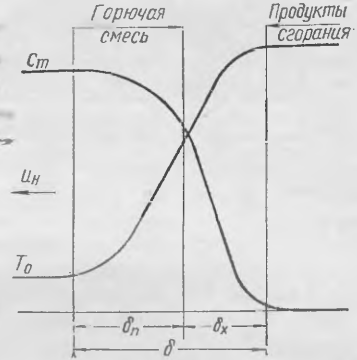
с увеличением содержания в смеси инертных газов (остаточные газы) эти пределы сближаются.

Верхний предел распространения пламени у большей части топлив не имеет практического значения, так как ему соответствуют весьма малые значения коэффициента избытка воздуха, не реализуемые в двигателях. Нижний предел распространения пламени в смесях для топлив, применяемых в двигателях, как можно видеть из табл. 6, ограничен также довольно низкими значениями  $\alpha_{\max}$ . Это обстоятельство не позволяет применять качественное регулирование в двигателях с внешним смесеобразованием, в которых сжигаются однородные смеси, так как при малых нагрузках двигателя смесь становится более бедной, чем нижний предел распространения пламени.

Для неоднородных (двухфазных) смесей понятие концентрационных пределов распространения пламени условно, так как вокруг каждой капли жидкого топлива образуется сферический слой (оболочка) смеси, в котором при соответствующей температуре и упругости паров топлива имеются зоны горючей смеси.

Процесс горения однородной смеси при принудительном зажигании осуществляется путем распространения в горючей смеси от источника зажигания зоны реакции — фронта пламени. В пространстве достаточно большого объема фронт пламени в неподвижной смеси имеет форму сферической поверхности с центром в точке зажигания. Фронт в неподвижной или ламинарно движущейся смеси представляет собой относительно узкую зону (при атмосферном давлении шириной  $\delta$  порядка десятых или нескольких миллиметров), в которой происходит повышение температуры и протекают химические реакции; фронт пламени (фиг. 23) является границей, разделяющей области несгоревшей смеси и продуктов сгорания. Фронт пламени состоит из зоны прогрева  $\delta_n$ , в которой свежая горючая смесь разогревается вследствие передачи теплоты теплопроводностью до температуры начала реакций со значительным тепловыделением и из зоны химических реакций  $\delta_x$ . Одновременно происходит диффузия активных продуктов промежуточных реакций из химической зоны в свежую смесь. В химической зоне  $\delta_x$  концентрация топлива уменьшается от первоначальной почти до нуля, т. е. происходит превращение горючей смеси в продукты сгорания, состав которых при наличии диссоциации зависит от температуры. В этой зоне температура возрастает в результате экзотермичности реакций окисления. Максимальная температура горения  $T_2$  может быть получена, если нет отвода теплоты из зоны горения. Значение максимальной температуры горения определяется тепловыделением при реакциях, зависящим от теплотворности горючей смеси и степени диссоциации, и теплосодержанием продуктов сгорания. Количество выделяющейся теплоты, температура горения и состав продуктов сгорания взаимосвязаны условиями равновесия прямых реакций окисления топлива и обратных реакций диссоциации продуктов сгорания. На фиг. 24 в качестве примера показано с учетом диссоциации изменение расчетной температуры горения окиси углерода и бензина при различных коэффициентах избытка воздуха.

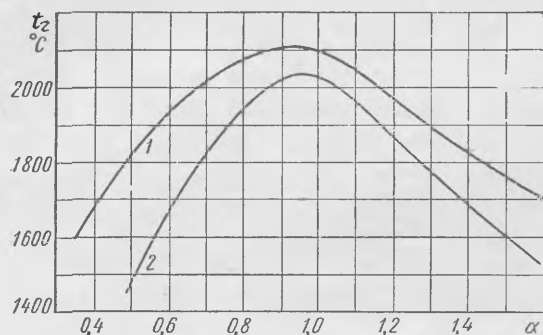
В реальных условиях сгорания смесей в камере двигателя температуры горения не достигают максимального значения вследствие теплообмена со стенками камеры и диссоциации. Следует, однако, отметить, что протекание химических реакций горения возможно лишь при высоких температурах в относительно небольшом диапазоне их изменения. Усиленный теплоотвод



Фиг. 23. Схема ламинарного фронта пламени.

из зоны реакции может вызвать прекращение горения, например, вблизи холодных стенок камеры сгорания.

Последовательный прогрев свежей горючей смеси и ее сгорание приводит к перемещению фронта пламени в направлении несгоревшей смеси. Скорость перемещения фронта пламени  $u_n$  называется н о р м а л ь н о й (в направлении нормали к поверхности фронта) скоростью пламени.



Фиг. 24. Зависимость расчетной температуры горения смесей от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  с учетом диссоциации:

1 — окись углерода, начальная температура смеси 20°;  
2 — бензин Б70, начальная температура смеси 100°.

пламени, чем воздушные. Выше было отмечено, что скорости реакций зависят от концентрации реагентов, причем наличие в смеси компонентов, не участвующих в реакции, замедляет реакцию. Этим объясняется зависимость скорости  $u_n$  от концентрации кислорода в окислителе и от состава смеси.

Таблица 7

Нормальные скорости пламени при атмосферных давлении и температуре

Топливо	$u_n$ в м/сек	
	Смесь топлива с воздухом	Смесь топлива с кислородом
Водород . . . . .	2,5	9,0
Окись углерода (влажная) . . . . .	0,42	1,1
Метан . . . . .	0,37	—
Бензин . . . . .	0,12	—

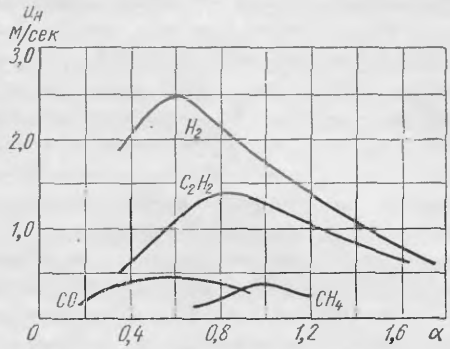
На фиг. 25 показано изменение нормальной скорости распространения пламени для смесей некоторых топлив в зависимости от коэффициента избытка воздуха. Кривые  $u_n$  имеют максимум в области значений  $\alpha < 1$ , соответствующий оптимальному сочетанию влияния температуры процесса и концентрации реагентов. Для бензино-воздушных смесей этот максимум лежит в пределах  $\alpha = 0,85 \div 0,90$ .

Приведенные в табл. 7 максимальные значения нормальной скорости пламени показывают, что в течение того короткого промежутка времени, который предоставляется для сгорания в рабочем цикле двигателя, невозможно осуществить сжигание неподвижной или ламинарно движущейся однородной смеси. Необходимое ускорение процесса может быть получено при турбулентном движении смеси.

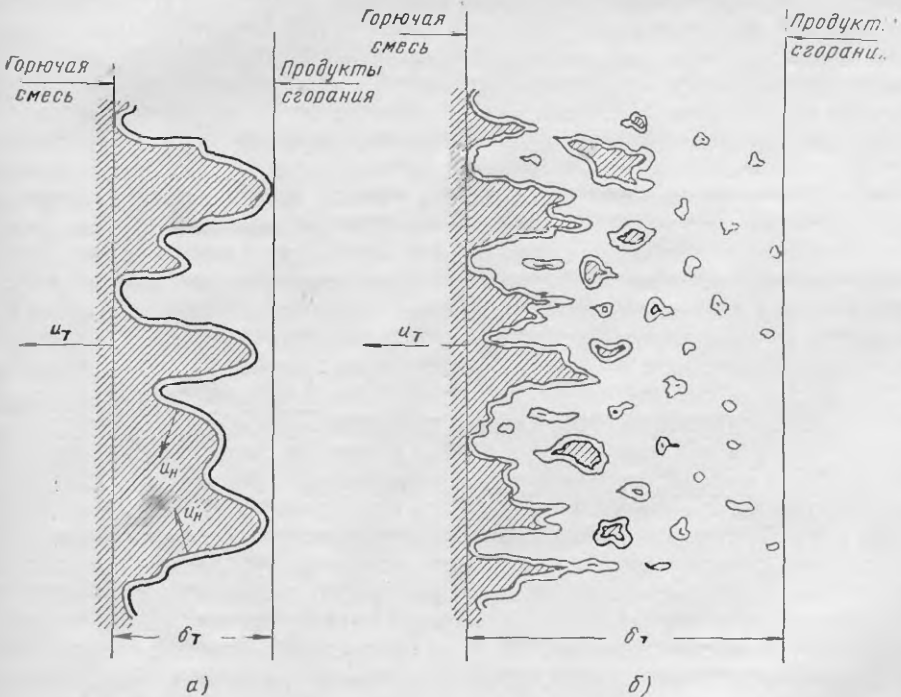
Механизм воздействия турбулентных пульсаций на протекание процесса горения зависит от масштаба пульсаций. Если этот масштаб меньше толщины фронта пламени, то такие пульсации ускоряют подготовку смеси к горению в результате замены кондуктивной теплопроводности турбулентной, а молекулярной диффузии активных центров из химической зоны в свежую смесь — турбулентной диффузией. Крупномасштабные пульсации изгибают фронт пламени, вследствие чего его поверхность увеличивается, что приводит к уве-

личению скорости сгорания (фиг. 26, а). Интенсивная крупномасштабная турбулентность приводит к разрыву изогнутого фронта и образованию многочисленных объемов смеси, горящих по своей поверхности, что значительно увеличивает скорость сгорания. В этом случае (фиг. 26, б) турбулентным фронтом пламени условно называют всю зону, в которой происходит горение (толщиной порядка десятков миллиметров), хотя собственно фронты пламени образуются на поверхности горящих объемов. Вследствие сильного увеличения скорости сгорания скорость турбулентного фронта пламени  $u_T$  значительно больше нормальной скорости и в основном определяется турбулентными характеристиками смеси в период сгорания (масштабом и интенсивностью пульсаций).

Перемещение фронта пламени в однородной смеси, горящей в замкнутом объеме камеры сгорания, определяется не только нормальной или турбулентной скоростью пламени. Продукты сгорания, образующиеся во фронте пла-



Фиг. 25. Зависимость нормальной скорости  $u_n$  распространения пламени в однородных воздушных смесях от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .



Фиг. 26. Схемы турбулентного фронта пламени.

мени, расширяются вследствие разогрева примерно в 7—8 раз сравнительно с объемом сгоревшей смеси. Поэтому наблюдаемые скорости фронта пламени

в замкнутой камере определяются не только распространением пламени, но и перемещением фронта вследствие сжатия еще несгоревшей горючей смеси перед фронтом. Кроме того, скорость фронта относительно стенок камеры сгорания зависит от общего движения всего заряда.

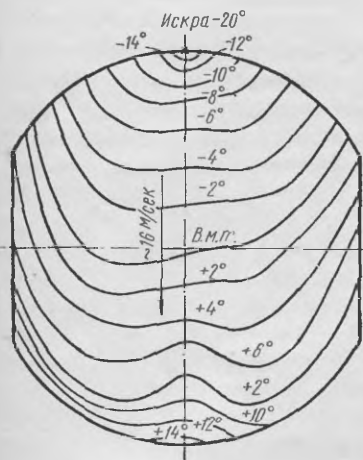
Характеристики турбулентности в камере сгорания однокамерного двигателя в основном определяются скоростью горючей смеси при проходе через органы впуска, а также формой камеры сгорания и длительностью периода сжатия, в течение которого происходит затухание турбулентных пульсаций. Для увеличения турбулентности заряда выполняют разделенные камеры. При увеличении числа оборотов коленчатого вала скорость распространения пламени растет, а время сгорания уменьшается. Длительность периода сгорания, выраженная в углах поворота кривошипа, при этом возрастает незначительно, что и обеспечивает возможность осуществления рабочего процесса при высоких числах оборотов.

Воспламенение однородной горючей смеси в большинстве современных двигателей производится электрической искрой. При пробивании искрового промежутка свечи высоковольтным разрядом образуется небольшой объем газа, нагретого до температуры в несколько тысяч градусов. От этого объема в окружающую смесь распространяется температурная волна, разогревающая прилегающие слои горючей смеси. Если ближайший слой смеси толщиной, близкой к ширине фронта пламени, успеет прогреться до такой температуры, что вследствие начавшихся экзотермических реакций количество и скорость выделения теплоты будут достаточны для появления пламени, то в результате прогрева следующего слоя пламя начнет распространяться по смеси, т. е. произойдет воспламенение. Если энергия искрового разряда не достаточна для прогрева, или если количества теплоты, выделяющейся в слое, недостаточно, или выделение ее происходит медленно и теплота успевает рассеиваться в окружающей среде, то первичный фронт пламени не может возникнуть, и смесь не воспламеняется.

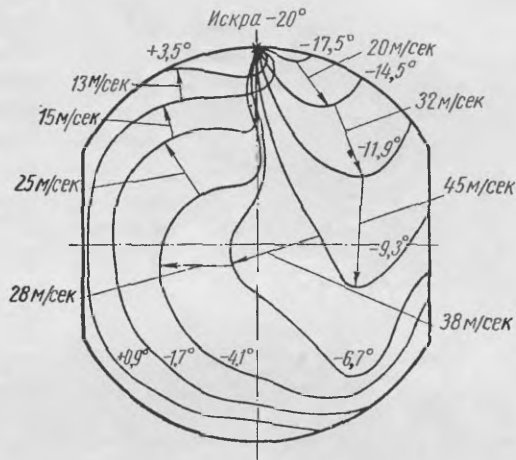
На формирование первоначального очага горения затрачивается определенный период времени, в течение которого протекают предпламенные реакции. Этот период называется з а д е р ж к о й в о с п л а м е н е н и я, так как в течение этого периода не наблюдается заметного выделения теплоты и, соответственно, повышения давления в цилиндре. Практически длительность задержки воспламенения определяют не как период от момента проскакивания искры до момента появления первого очага пламени, а как период от момента проскакивания искры до начала быстрого повышения давления в цилиндре. Длительность задержки воспламенения выражают или в градусах поворота кривошипа, или в миллисекундах. Величина задержки воспламенения зависит от структуры молекул топлива, энергии искрового разряда, состава, температуры и давления смеси. Обеднение смеси и понижение температуры увеличивают задержку воспламенения. Нормальные парафиновые углеводороды (алканы) дают наименьшую задержку воспламенения.

На фиг. 27 показаны последовательные положения при различных углах поворота кривошипа усредненного фронта пламени (турбулентные пульсации не показаны) в камере сгорания карбюраторного двигателя при малой скорости общего движения смеси в камере. Период задержки воспламенения в данном случае составляет около  $5^\circ$  угла поворота кривошипа, т. е. примерно 15% от полного периода распространения пламени, равного  $35^\circ$ . Образовавшийся фронт пламени движется почти равномерно; некоторое уменьшение скорости наблюдается около стенок в результате охлаждения. При наличии вращательного движения смеси в цилиндре форма фронта и скорость распространения пламени существенно изменяются (фиг. 28). Скорости распространения пламени в карбюраторных двигателях обычно составляют 15—40 м/сек.

При горении однородных смесей реакции сгорания почти полностью завершаются во фронте пламени и позади фронта происходит лишь рекомбинация продуктов диссоциации. В период сгорания рабочее тело в различных частях камеры сгорания неодинаково по составу: перед фронтом находится топливо-воздушная смесь, содержащая большее или меньшее количество продуктов предпламенных реакций, а позади фронта — продукты сгорания. Состав этих продуктов (после завершения рекомбинации) определяется коэффициентом избытка воздуха в горючей смеси, причем в случае смесей более богатых, чем стехиометрическая, в продуктах сгорания кислород практически



Фиг. 27. Распространение фронта пламени при малой скорости движения смеси в цилиндре (по данным А. Н. Воинова).



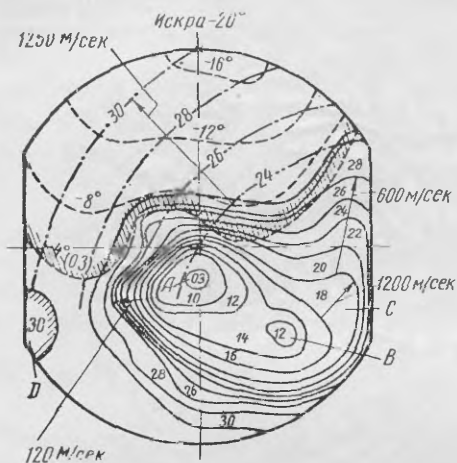
Фиг. 28. Распространение фронта пламени при вращении смеси в цилиндре (по данным А. Н. Воинова).

отсутствует, а при более бедных смесях отсутствуют продукты неполного сгорания (СО), даже при коэффициенте избытка воздуха весьма близком к единице.

Отмеченное ранее дополнительное сжатие смеси перед фронтом пламени вследствие расширения продуктов сгорания приводит к повышению температуры еще несгоревшей смеси. Это вызывает последовательное увеличение скорости сгорания слоев смеси, непосредственно прилегающих к фронту пламени.

Одновременно рост температуры всей несгоревшей смеси ускоряет протекание в ней предпламенных реакций. При достаточно сильном сжатии скорость этих реакций в некоторой зоне несгоревшей смеси может настолько возрасти, что до прихода фронта пламени в эту зону в ней возникнет очаг воспламенения (самовоспламенения), который начнет расширяться в результате последовательного воспламенения соседних слоев смеси, также уже подготовленных к сгоранию прошедшими предпламенными реакциями. Скорость распространения такой волны воспламенения смеси весьма высока и может превосходить скорость звука в данной среде. В результате возникают мощные ударные волны, распространяющиеся по несгоревшей смеси и продуктам сгорания со скоростью 1200—2300 м/сек. Эти волны, перемещаясь в камере сгорания и отражаясь от стенок, могут вызвать новые очаги воспламенения, а при определенных условиях (большие концентрации активных продуктов предпламенного окисления) ударная волна может перейти в детонационную, когда химические превращения полностью протекают в самой ударной волне.

Схема распространения фронта пламени и воспламенения перед фронтом показана на фиг. 29. Положения фронта пламени при различных углах поворота кривошипа от момента зажигания ( $-20^\circ$ ) до момента появления очага воспламенения  $A$  перед фронтом ( $-4^\circ$ ) показаны штриховыми линиями. Мгновенные положения волны воспламенения, нанесенные сплошными линиями, помечены цифрами условной шкалы, одно деление которой соответствует  $0,66 \cdot 10^{-5}$  сек., так как весь процесс распространения воспламенения заканчивается в течение времени, соответствующего десятым долям градуса угла поворота кривошипа. Скорость распространения воспламенения от очага  $A$  и возникающего несколько позже очага  $B$  значительно больше скорости фронта пламени и в зоне  $C$  достигает  $1200$  м/сек. Положения возникшей ударной волны показаны штрих-пунктирными линиями. Скорость распространения этой волны составляет  $1250$  м/сек. При отражении ударной волны от стенки в зоне  $D$  возникает отраженная волна большей интенсивности, распространяющаяся в камере сгорания со скоростью  $1300$ — $2300$  м/сек (дальнейшие положения этой волны на схеме не показаны).



Фиг. 29. Распространение фронта пламени при воспламенении перед фронтом, распространение воспламенения и ударных волн (по данным А. Н. Воинова)

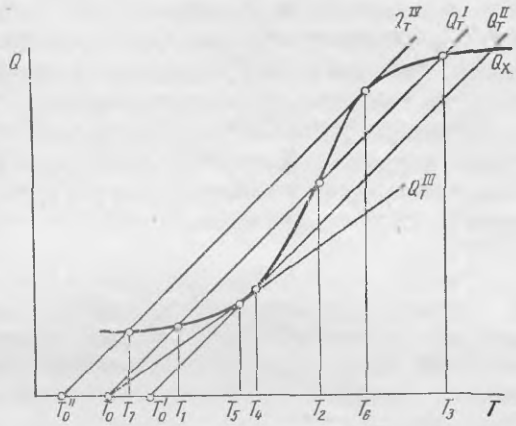
При таком протекании процесса сгорания полнота сгорания значительно ухудшается. Реакции сгорания не успевают завершиться в волне воспламенения. Кроме того, местные резкие повышения температуры приводят к термическому разложению углеводородов и диссоциации продуктов сгорания. В результате этого в продуктах сгорания наблюдается значительное количество сажи. Такое протекание процесса сгорания в двигателе называют детонационным, хотя образование действительной детонационной волны, т. е. ударной волны, в которой полностью протекают химические превращения, наблюдается не всегда. Внешние признаки детонации в двигателе и влияние детонации на его работу, а также нарушения процесса сгорания, связанные с несвоевременным зажиганием смеси, рассмотрены ниже в гл. V.

Увеличение скорости горения бедных однородных смесей достигается в так называемых предкамерных двигателях с внешним смесеобразованием применением мощного источника зажигания — факела пламени. В таких двигателях основное пространство камеры сгорания заполняется бедной смесью, а соединенная с этим пространством небольшая предкамера — богатой смесью. Богатая смесь зажигается электрической искрой и образовавшееся пламя выбрасывается в основное пространство сгорания в виде факела, зажигающего бедную смесь и увеличивающего скорость ее горения вследствие роста температуры, введения активных продуктов и турбулизации.

Протекание процесса сгорания неоднородной смеси существенно отличается от сгорания однородных смесей. Зажигание неоднородных смесей в двигателях обычно производится не от постороннего источника, а происходит в результате воспламенения смеси, вызываемого разгоном экзотермических реакций окисления до появления пламени. Этот разгон реакций осуществляется в основном вследствие тепловой активации. Такое воспламенение

можно получить при образовании горючей смеси в воздухе, нагретом до высокой температуры, например в результате сжатия. Двигатели, в которых используется этот принцип воспламенения горючей смеси, получили наименование двигателей с воспламенением от сжатия (дизели).

Выше было указано, что скорость химических реакций находится в экспоненциальной зависимости от температуры. Поэтому в области низких температур скорость реакции очень мала, но по достижении определенной области температур скорость реакции быстро растет (фиг. 22). При сжигании неоднородных смесей процессу сгорания должен предшествовать процесс испарения топлива и смешение его паров с воздухом для образования горючей смеси. Поэтому скорость сгорания неоднородных смесей зависит не только от скорости химических реакций горения, но и от скорости образования горючей смеси или подвода ее в зону горения. Скорость диффузии, определяющая процессы смешения, зависит от температуры значительно слабее, чем скорость реакций. Как известно, скорость сложного процесса определяется протеканием его наиболее медленной стадии. Поэтому в области низких температур скорость сгорания определяется в основном химической кинетикой (кинетическая область). При высоких температурах, когда скорость реакций сильно возрастает, лимитирующим процессом становится процесс диффузии реагентов в зону горения и продуктов горения из этой зоны (диффузионная область). В результате зависимость от температуры скорости сгорания и, соответственно, количества теплоты  $Q_x$ , выделяющейся в единицу времени, принимает вид, показанный на фиг. 30.



Фиг. 30. К определению температур воспламенения и потухания.

Возможность повышения температуры смеси до появления пламени определяется, с одной стороны, количеством теплоты  $Q_x$ , выделяющейся в результате химических реакций, а с другой — отводом теплоты  $Q_T$  из зоны реакций в окружающую среду. Если  $Q_x > Q_T$ , то температура смеси в зоне реакций будет расти, что вызовет дальнейшее быстрое увеличение количества теплоты  $Q_x$ , и произойдет воспламенение. Наоборот, если  $Q_x < Q_T$ , то температура в зоне будет понижаться и, соответственно, замедляться реакции. Тепловой поток  $Q_T$  из зоны реакций в окружающую среду пропорционален разности температур в зоне  $T$  и окружающей среды  $T_0$  (первоначальной температуры смеси).

Значения  $Q_T$  для различных условий теплоотвода и температур окружающей среды показаны на фиг. 30.

Если количество теплоты, отводящейся из зоны реакций, определяется линией  $Q_T^I$ , то в зоне реакций возможны две установившиеся температуры  $T_1$  и  $T_3$ , при которых количества выделяющейся  $Q_x$  и отводящейся теплоты  $Q_T$  равны. Если первоначальная температура смеси  $T_0 < T_1$ , то  $Q_x > Q_T$  и смесь будет разогреваться до тех пор, пока ее температура не достигнет  $T_1$ ; дальнейший разогрев смеси невозможен, так как  $Q_x$  становится меньше  $Q_T^I$ . То же самое наблюдается соответственно для температуры  $T_3$ , так как в области от  $T_2$  до  $T_3$   $Q_x > Q_T^I$ , а при температуре больше  $T_3$   $Q_x < Q_T^I$ . Температура  $T_1$

соответствует весьма медленному протеканию реакций, без горения;  $T_3$  — температура горения. Температура  $T_2$  соответствует неустойчивому режиму, так как небольшое увеличение теплоотвода приводит к замедлению реакций с понижением температуры до  $T_1$ , а небольшой добавочный разогрев — к разгону реакций с повышением температуры до  $T_3$ . При более высокой температуре среды (начальной температуры смеси) линия теплоотвода будет проходить ниже и точки  $T_2$  и  $T_1$  будут сближаться.

В предельном случае, когда линия  $Q_T^{II}$  (фиг. 30) станет касательной к линии  $Q_x$ , точка касания определит температуру  $T_4$ , ту наименьшую температуру, при которой в данных условиях  $Q_x = Q_T^{II}$ . При этой температуре в зоне реакций хотя и возможно протекание медленных реакций, но небольшое превышение этой температуры сразу приводит к разогреву смеси, так как  $Q_x$  становится больше  $Q_T^{II}$ , и, следовательно, происходит воспламенение смеси. Температура  $T_4$  называется температурой самовоспламенения. Зависимость температуры самовоспламенения от условий теплоотвода и начальной температуры  $T_0'$ , т. е. от условий ее определения, показывает, что эта температура не является физико-химической характеристикой топлива. Например, при начальной температуре смеси  $T_0$  и менее интенсивном теплоотводе, характеризуемом линией  $Q_T^{III}$ , температура самовоспламенения равна  $T_5$ .

Таким же образом изменение протекания линии выделения теплоты  $Q_x$  вследствие изменения состава смеси также изменит положение точки касания линии теплоотвода и, следовательно, значение температуры самовоспламенения. Наконец, при практическом определении температуры самовоспламенения фактически измеряется не температура  $T_5$ , а температура среды  $T_0$ . Различие между этими температурами определяется наклоном линии  $Q_T^{III}$ , т. е. условиями теплоотвода.

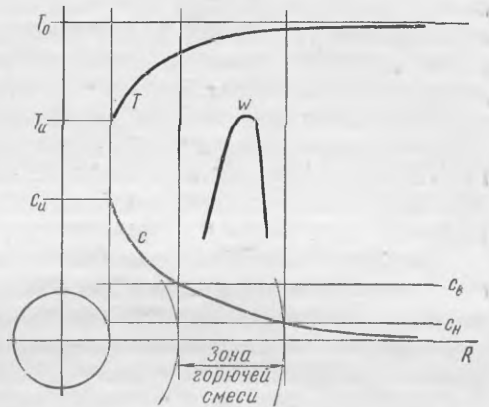
Если при установившемся процессе горения при температуре  $T_3$  понижать температуру свежей смеси, поступающей в зону реакций, то линия теплоотвода сдвигается влево (фиг. 30). Когда температура смеси снизится до  $T_0''$ , линия теплоотвода  $Q_T^{IV}$  становится касательной к линии выделения теплоты  $Q_x$  и в точке касания, соответствующей температуре  $T_6$  в зоне реакции,  $Q_x = Q_T^{IV}$ . При всех более низких температурах  $Q_x < Q_T^{IV}$  и, следовательно, при небольшом дальнейшем понижении температуры произойдет прекращение горения, и температура в зоне реакций уменьшится до  $T_7$ . Температура  $T_6$  называется температурой потухания. Значение этой температуры также зависит не только от свойств горючей смеси, но и от условий теплообмена. Температура потухания (при охлаждении) выше температуры самовоспламенения (при разогреве). Таким образом, в объемах смеси, воспламенившихся вследствие высокой температуры в средней части камеры сгорания двигателя, реакции горения могут прекратиться при приближении к охлажденным стенкам камеры.

Воспламенение неоднородной смеси естественно происходит в тех зонах, в которых состав горючей смеси около испаряющихся капель обеспечивает наибольшую скорость тепловыделения, что соответствует коэффициенту избытка воздуха, несколько меньшему единицы. Расстояние этих зон от поверхности капель зависит от упругости паров топлива. Кроме того, расположение зон воспламенения зависит от температурного поля вокруг капли, определяемого температурой окружающей среды и температурой поверхности капли (температурой испарения), от тепловых свойств смеси и тепловыделения при предпламенных реакциях. Форма полей концентраций паров топлива и температурных полей зависит также от скорости движения капли в воздухе и меняется во времени.



В начальный период испарения, когда относительная скорость капли велика, пары топлива, образующие след за каплей, смешиваются с окружающим воздухом. Однако вследствие быстрого торможения капель количество паров, образующихся в этом периоде, незначительно. При прекращении относительного движения капли поверхности равных концентраций и температур вокруг капли принимают сферическую форму (фиг. 31). Температура около капли уменьшается от температуры окружающей среды  $T_0$  до температуры испарения  $T_u$ . Концентрация  $c_u$  паров топлива наибольшая на поверхности капли и соответствует температуре испарения. По мере удаления от поверхности капли концентрация паров уменьшается. Область горючей смеси, ограниченная верхним  $c_v$  и нижним  $c_n$  пределами распространения пламени, находится на некотором расстоянии от поверхности капли.

Расположение зоны воспламенения в области горючих смесей определяется оптимальным сочетанием влияния температур и концентрацией на скорость реакций. Если неподвижная капля топлива испаряется и поля концентраций и температур сферические, то оптимальная для воспламенения зона, в которой скорость реакций  $w$  достигает максимума, располагается на расстоянии двух-трех диаметров от поверхности капли. В дальнейшем, после образования пламени вокруг капли, фронт пламени удаляется от поверхности, а скорость испарения возрастает вследствие увеличения температу-



Фиг. 31. Схема полей температур и концентраций у поверхности неподвижной капли.

ры. Скорость горения капли определяется диффузией паров топлива от поверхности капли и кислорода из окружающего воздуха в зону горения и диффузией продуктов сгорания из этой зоны в окружающую среду.

Смесь в пространстве между каплями, находящимися на периферии факела топлива, обычно не достигает горючей концентрации. Но в центральной части факела, где капли движутся близко одна от другой, концентрация паров топлива настолько возрастает, что смесь становится негорючей вследствие перехода за верхний концентрационный предел. Одновременно внутри факела температура уменьшается в результате испарения.

В наиболее благоприятных для воспламенения условиях находятся капли малого диаметра, движущиеся вместе с воздухом в наружных частях факела. Место образования одного или нескольких очагов воспламенения определяется длительностью предпламенных реакций, скоростью движения факела и условиями теплообмена со стенками. При наличии сильно нагретых частей стенок камеры сгорания (например, поверхности поршня и выпускного клапана) первый очаг воспламенения обычно возникает в наружной части факела, ближайшей к наиболее нагретой части камеры.

Появление очагов горения приводит к общему повышению температуры в камере, что ускоряет процессы испарения капель и протекание предпламенных реакций в образующейся топливно-воздушной смеси. Одновременный рост давления вызывает дополнительное сжатие смеси и повышение температуры. В результате этого пламя от первоначально возникших и вновь образующихся очагов распространяется по всей смеси. При этом сгорание неоднородной смеси может происходить как в результате перемещения фронта пламени в тех участках, где смесь горючая, так и вследствие распространения

по негорючей смеси тепловой волны от горящей к еще невоспламенившейся капле или зоне горючей смеси.

Процессы образования горючей смеси и протекание предпламенных реакций занимают определенный промежуток времени, и воспламенение неоднородной смеси происходит не в момент образования горючей смеси, а несколько позже. Этот промежуток времени называется задержкой воспламенения. Практическое значение имеет не момент появления первого очага воспламенения, а характер изменения давления в камере сгорания. Поэтому на практике задержкой воспламенения называют период (выраженный в градусах угла поворота кривошипа или миллисекундах) между началом впрыска топлива и началом быстрого повышения давления в цилиндре двигателя вследствие уже значительного выделения теплоты сгорания. Таким образом, в период задержки воспламенения включается также время, в течение которого происходит распад струи топлива на капли, образование факела, прогрев капель, их испарение, вызывающее небольшое понижение давления вследствие затраты теплоты, и период предпламенных реакций, сопровождающийся слабым повышением давления (холодное пламя).

Воспламеняемость характеризуется цетановым числом топлива (см. гл. III). Улучшение воспламеняемости можно получить добавлением в топливо небольших количеств специальных веществ (нитраты, перекиси), ускоряющих протекание предпламенных реакций.

Величина задержки воспламенения существенно влияет на протекание процесса сгорания в цилиндре двигателя. Чем больше задержка воспламенения, тем больше количество топлива оказывается впрыснутым в камеру сгорания к моменту воспламенения, тем большее количество горючей смеси успевает образоваться, и тем глубже протекают предпламенные реакции. В результате возникает большее число очагов воспламенения, и одновременное горение большого количества прошедшей предпламенную подготовку горючей смеси приводит к быстрому тепловыделению, сопровождающемуся резким повышением давления в камере сгорания. Характер изменения давления в цилиндре двигателя и влияние задержки воспламенения на показатели рабочего процесса двигателя рассмотрены ниже в гл. V.

Кроме структуры молекул топлива на величину задержки воспламенения влияют также другие его свойства, определяющие мелкость распыливания, так как с уменьшением диаметра капель скорость испарения возрастает. Повышение температуры воздуха в камере сгорания в результате подогрева всасываемого воздуха, повышения степени сжатия или наличия горячих стенок камеры приводит к уменьшению задержки воспламенения вследствие ускорения как физических процессов образования горючей смеси, так и химических процессов подготовки топлива к сгоранию. Повышение давления при наддуве или повышении степени сжатия также уменьшает задержку воспламенения в результате увеличения концентрации реагентов, несмотря на некоторое уменьшение скорости испарения.

Выше было отмечено, что при образовании неоднородной топливно-воздушной смеси распыливанием капли топлива распределяются в воздухе неравномерно. В средней части факела соотношение между количеством воздуха и количеством топлива значительно меньше стехиометрического. Поэтому при возникновении очагов воспламенения в наружной части факела пламя не может распространяться внутрь факела, где концентрации паров топлива в смеси выше верхнего предела распространения пламени. Образование переобогащенных участков смеси, так же как и образование паровых оболочек вокруг капель, определяет диффузионный характер горения, когда скорость сгорания зависит от скорости диффузии паров топлива и кислорода в зону горения. Значительное повышение температуры внутри этих переобогащенных участков при одновременном недостатке кислорода

приводит к термическому разложению паров топлива, а при малой испаряемости топлива — к образованию коксовых частиц в каплях.

В отличие от однородных смесей, при сгорании которых, даже в случае стехиометрического состава, наблюдается лишь незначительное количество продуктов неполного сгорания, при сжигании неоднородных смесей происходит разложение углеводородов с выделением водорода и углерода (сажи) и образование окиси углерода.

Дожигание жидкого топлива, продуктов его разложения и неполного сгорания происходит в период расширения в течение поворота кривошипа на  $50-60^\circ$  и более за в. м. т.

Таким образом, скорость и полнота сгорания неоднородных смесей при внутреннем смесеобразовании определяются скоростью образования смеси горючей концентрации из переобогащенных смесей в результате молекулярной и турбулентной диффузии и воздействия направленных потоков воздуха в камере сгорания. Осуществить полное перемешивание топлива и воздуха в тот короткий промежуток времени, который представляется для сгорания, весьма затруднительно. Поэтому в двигателях с внутренним смесеобразованием достаточно полное сгорание может быть получено только при коэффициентах избытка воздуха больших единицы. Методы улучшения использования воздуха, а следовательно, и объема цилиндра, рассмотрены в гл. XI.

Сжигание бедных однородных смесей при воспламенении факелом запального жидкого топлива производится в так называемых газо-жидкостных двигателях. В этих двигателях высокому сжатию подвергается газо-воздушная смесь, имеющая состав более бедный, чем нижний предел распространения пламени при условиях конца сжатия ( $\alpha = 2,0 \div 2,5$ ). Так же, как и в двигателях с внутренним смесеобразованием и воспламенением от сжатия вокруг капель запального топлива, впрыскиваемого в конце сжатия, образуется горючая смесь из паров топлива, газа и воздуха, которая и воспламеняется. При этом задержка воспламенения вследствие меньшей концентрации кислорода в газо-воздушной смеси значительно больше, чем в воздухе. В результате воспламенения капель по окружающей газо-воздушной смеси начинает распространяться фронт пламени. Несмотря на то, что скорость его распространения в бедной смеси невелика, наличие очень большого числа очагов зажигания (капель) приводит к быстрому сгоранию почти всей газо-воздушной смеси, за исключением медленно сгорающих участков, не захваченных факелом запального топлива. Однако условия сгорания капель жидкого топлива, окруженных продуктами сгорания газо-воздушной смеси, весьма неблагоприятны, и обычно наблюдается значительное догорание смеси.

## ГЛАВА V

### ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

#### § 1. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Изучение процессов, составляющих рабочий цикл двигателя, необходимо для того, чтобы установить закономерности их протекания, выявить факторы, влияющие на эти процессы, и найти пути повышения экономичности и эффективности двигателя. Нахождение общих закономерностей протекания процессов позволяет выработать методы расчета показателей работы, которые можно ожидать от вновь проектируемого двигателя при заданных параметрах и условиях работы. Сложность процессов, составляющих рабочий цикл, и большое число определяющих параметров естественно приводит к известной приближенности расчетов. Точность их тем больше, чем более изучены процессы рабочего цикла и чем ближе по своей конструкции и условиям работы проектируемый двигатель к тем двигателям, при испытаниях которых получены закономерности и показатели, положенные в основу методики расчета. Следует также иметь в виду, что эти экспериментально полученные показатели соответствуют некоторым усредненным значениям, в то время как даже последовательные циклы в реальном двигателе всегда в большей или меньшей степени отличаются один от другого.

Эксперименты показывают, что неидентичность рабочих циклов по величине максимального и среднего давлений двигателей с внутренним смесеобразованием колеблется в пределах 5—10%, достигая 15% и более в двигателях с внешним смесеобразованием. Кроме того, наряду с основными конструктивными факторами, влияющими на протекание рабочего процесса (способы газообмена и смесеобразования, степень сжатия и др.), существует также ряд регулировочных параметров (фазы распределения, состав смеси и др.), которые можно изменять в достаточно широких пределах при заданной конструкции двигателя, влияя таким образом на протекание рабочего процесса. В связи с этим чрезмерное усложнение методов расчета для его кажущегося уточнения оказывается практически неоправданным.

Выбор метода расчета рабочего процесса зависит от поставленной задачи. В том случае, если в результате расчета должны быть получены показатели экономичности и эффективности двигателя и ориентировочные (в пределах точности, требуемой для прочностного расчета деталей двигателя) данные давлений газов, нет необходимости в определении точных закономерностей изменения давлений в период сгорания. При оптимальных регулировочных параметрах, для которых собственно и ведется расчет, изменение объема рабочего тела в течение этого периода относительно мало, и характер протекания давления влияет на показатели экономичности и эффективности лишь в пределах точности самого теплового расчета. Если же ставится задача определения динамических нагрузок от давления газов на детали двигателя, может

возникнуть необходимость в методике расчета протекания давления газов в период всего рабочего цикла.

Метод теплового расчета для определения показателей экономичности и эффективности был впервые предложен В. И. Гриневецким и в дальнейшем уточнен и обоснован Н. Р. Брилингом, Е. К. Мазингом и Б. С. Стечкиным. Методы расчета изменения давления в цилиндре в период сгорания предлагались многими исследователями, однако в связи с наличием ряда условных предпосылок эти методы не получили широкого практического применения.

## § 2. ПРОЦЕСС ЗАРЯДКИ

### Наполнение цилиндра

В действительном рабочем цикле двигателя в начале каждого цикла в цилиндр поступает извне определенное количество воздуха или готовой горючей смеси воздуха с топливом.

Процесс наполнения цилиндра свежим зарядом, или, как его называют, процесс зарядки, зависит от целого ряда факторов. В результате влияния этих факторов действительное количество горючей смеси или воздуха, поступившее в цилиндр за период наполнения, не равно тому количеству, которое теоретически могло бы заполнить рабочий объем цилиндра  $V_h$  при тех условиях, при которых свежий заряд находится перед впускными органами двигателя, т. е. во впускном патрубке двигателя с внутренним смесеобразованием или перед впускным патрубком карбюратора или газосмесителя двигателя с внешним смесеобразованием. Эти параметры свежего заряда ( $p_k$  и  $T_k$ ) могут существенно отличаться от параметров воздуха в окружающей среде ( $p_0$  и  $T_0$ ). Давление перед впускными органами в четырехтактных двигателях без наддува меньше давления окружающей среды вследствие сопротивлений, возникающих при протекании воздуха (свежего заряда) через воздушный фильтр и по впускному трубопроводу. В двигателях с наддувом, а также во всех двухтактных двигателях давление  $p_k$  больше  $p_0$ , так как воздух предварительно сжимается нагнетателем или продувочным насосом. Температура свежего заряда также может отличаться от температуры окружающей среды. В двигателях, работающих на генераторном газе, температура поступающего в смеситель газа обычно выше температуры воздуха, и поэтому температура свежего заряда (смеси газа и воздуха) выше температуры окружающей среды; при работе на сжатом газе температура смеси может быть ниже температуры воздуха вследствие охлаждения газа при редуцировании давления. При предварительном сжатии в нагнетателе температура свежего заряда повышается.

Таким образом, для четырехтактных двигателей без наддува

$$p_k = p_0 - \Delta p_0,$$

где  $\Delta p_0$  — сопротивление воздушного фильтра и впускного трубопровода, включая для газогенераторных двигателей сопротивление газогенераторной установки.

Для двигателей с воспламенением от сжатия и карбюраторных двигателей без наддува обычно принимают  $T_k \approx T_0$ . Для газовых двигателей при значительном различии температур воздуха  $T_a$  и газа  $T_g$  средняя температура свежей смеси

$$T_k = \frac{c_{p.g} T_g + c_{p.a} T_a L_0}{(1 + \alpha L_0) c_{p.c}},$$

где  $c_{p.g}$ ,  $c_{p.a}$  и  $c_{p.c}$  — теплоемкости газа, воздуха и смеси.

Полагая приближенно  $c_{p,z} \approx c_{p,v} \approx c_{p,см}$

$$T_k = \frac{T_e + \alpha L_0 T_e}{1 + \alpha L_0} \quad (81)$$

Для четырехтактных двигателей с наддувом и всех двухтактных двигателей давление  $p_k$  определяется степенью повышения давления в нагнетателе или продувочном насосе; пренебрегая сопротивлением трубопровода, считают  $p_k$  равным давлению  $p_n$  по выходе из нагнетателя. При наличии воздушного холодильника

$$p_k = p_n - \Delta p_x,$$

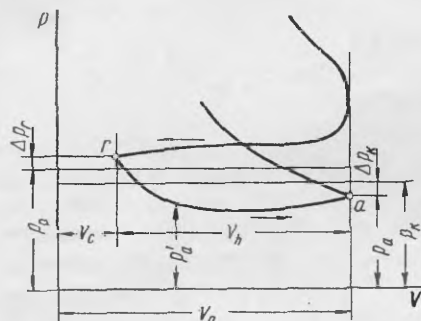
где  $\Delta p_x$  — сопротивление холодильника.

Температуру  $T_k$  при отсутствии холодильника и пренебрежении охлаждением воздуха от нагнетателя до впускных органов двигателя определяют из выражения

$$T_k = T_0 \left( \frac{p_n}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (82)$$

Показатель  $n$  политропы сжатия воздуха принимают в пределах 1,6—1,8 в зависимости от типа нагнетателя или продувочного насоса.

Фиг. 32. Диаграмма выпуска и впуска четырехтактного двигателя.



Если сжатый воздух перед поступлением во впускной патрубке охлаждается в воздушном холодильнике, то

$$T_k = T_0 \left( \frac{p_n}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - \Delta T_x,$$

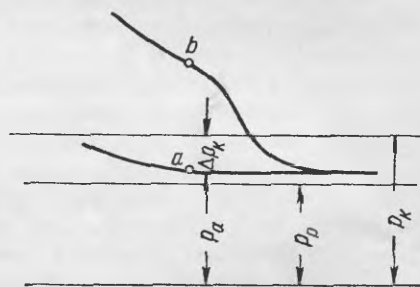
где  $\Delta T_x$  — понижение температуры воздуха в холодильнике.

Основным фактором, определяющим количество рабочего тела, которое поступает в цилиндр четырехтактного двигателя, является перепад давлений  $\Delta p_k$  (фиг. 32). В цилиндре четырехтактного двигателя, работающего без наддува, текущее давление  $p'_a$  в период впуска обычно меньше, чем давление  $p_k$ , так как для создания скорости протекания впускаемого газа через впускные органы, а также для преодоления сопротивлений в этих органах и во впускном трубопроводе требуется некоторая разность давлений  $\Delta p'_k = p_k - p'_a$ .

В четырехтактных двигателях разрежение  $\Delta p'_k$  создается вследствие движения поршня от в. м. т. в период впуска.

В двухтактных двигателях давление продувочного воздуха  $p_k$  также понижается на величину  $\Delta p_k$  вследствие сопротивления продувочных органов (фиг. 33).

В результате этого в четырехтактных двигателях давление свежего заряда в конце впуска  $p_a$  меньше, чем давление перед впускными органами  $p_k$ . В двухтактных двигателях давление в цилиндре к моменту закрытия продувочных органов обычно меньше давления продувочного воздуха, но больше давления в выпускном патрубке  $p_p$ .



Фиг. 33. Диаграмма выпуска и продувки двухтактного двигателя.

Такое соотношение между давлением в цилиндре и давлением перед впускными органами двигателя сохраняется в начале сжатия до тех пор, пока давление в цилиндре вследствие сжатия не выравнивается с давлением  $p_k$ . Наличие разницы давлений вне и внутри цилиндра может быть использовано тем или иным способом для дополнительного ввода в цилиндр свежей смеси, что является способом увеличения общего количества заряда в цилиндре и называется дозарядкой.

Воздух или горючая смесь, поступающие в рабочий цилиндр, соприкасаются с внутренними поверхностями цилиндра (днище поршня, головка, клапаны, гильза цилиндра), температура которых значительно выше температуры свежего заряда. Поэтому в процессе наполнения свежий заряд подогревается от этих поверхностей. Кроме того, в карбюраторных двигателях свежий заряд часто подогревается во впускном патрубке от выпускного трубопровода для лучшего испарения топлива.

Подогрев рабочего заряда, где бы он ни происходил, может быть оценен некоторой разностью температур  $\Delta T$  и является фактором, уменьшающим его плотность, а следовательно, и количество действительно поступающего в цилиндр заряда.

Следующим фактором, влияющим на наполнение цилиндра, является невозможность полностью удалить из цилиндра в период выпуска и выталкивания продукты сгорания предшествовавшего цикла, которые называются остаточными газами. В четырехтактных двигателях некоторое количество остаточных газов остается после хода выпуска в объеме сжатия  $V_c$ .

В двухтактных двигателях количество остаточных газов зависит от качества процесса продувки и может колебаться для двигателей разных типов в весьма широких пределах.

При  $p_p \geq p_k$  остаточные газы имеют давление  $p_r$ , превышающее давление свежего заряда  $p_k$ . Давление  $p_r$  выше давления  $p_p$  вследствие сопротивлений органов выпуска.

Остаточные газы имеют температуру  $T_r$  и давление  $p_r$ , значительно превышающие температуру и давление окружающей среды.

В четырехтактных двигателях, работающих с наддувом от приводного пагнетателя, обычно  $p_p < p_k$ , так как выпуск производится в атмосферу; при газотурбинном наддуве возможно соотношение  $p_p > p_k$ , так как продукты сгорания поступают в камеру перед газовой турбиной и имеют повышенное давление.

В двухтактных двигателях давление остаточных газов равно давлению внутри цилиндра в конце продувки.

Остаточные газы, занимая некоторую часть объема цилиндра, уменьшают количество свежего заряда, которое может поступить в цилиндр в процессе наполнения. Следует также иметь в виду, что в четырехтактных двигателях без наддува повышенное давление остаточных газов несколько уменьшает продолжительность впуска потому, что во время начала хода поршня от в. м. т. происходит расширение остаточных газов от давления  $p_r$  до давления  $p_k$ .

При смешении свежего заряда с остаточными газами заряд подогревается, а остаточные газы охлаждаются. Дополнительно остаточные газы охлаждаются вследствие расширения при уменьшении давления от  $p_r$  до  $p_a$ . При подогреве уменьшается плотность заряда, а при охлаждении остаточных газов уменьшается объем, занимаемый ими. В результате такого смешения заряда с остаточными газами температура смеси к концу периода наполнения повышается, что вследствие неодинаковых теплоемкостей остаточных газов и свежего заряда также несколько влияет на количество поступающего в цилиндр свежего заряда.

Факторы, влияющие на наполнение рабочего цилиндра, в свою очередь, зависят от целого комплекса условий конструктивного и эксплуатационного характера.

Необходимо установить влияние подобных условий на каждый параметр, определяющий наполнение, в отдельности, а затем обобщить это влияние на весь процесс наполнения в целом.

При протекании свежего заряда через впускные органы его давление и температура изменяются весьма незначительно (в карбюраторных и газовых двигателях это справедливо только в случае полного открытия дроссельной заслонки). На этом основании можно принять приближенно постоянную плотность газа на его пути от входного отверстия впускной системы до входа в цилиндр ( $\gamma = \text{const} = \gamma_k$ ). Если при этом допущении процесс поступления заряда в цилиндр двигателя рассматривать подчиняющимся законам установившегося движения, то можно применить к нему уравнение Бернулли. Пренебрегая начальной скоростью движения у входа во впускной трубопровод, будем иметь

$$\frac{\bar{p}_k}{\gamma_k} = \frac{p'_a}{\gamma_k} + \frac{\omega^2}{2g} + \zeta_0 \frac{\omega^2}{2g}, \quad (83)$$

где  $\omega$  — скорость заряда в наиболее узком проходном сечении впускной системы;

$p'_a$  — текущее значение давления в цилиндре;

$\zeta_0$  — коэффициент сопротивления впускной системы.

Из выражения (83) получаем

$$\Delta p'_k = p_k - p'_a = (1 + \zeta_0) \frac{\gamma_k}{2g} \omega^2, \quad (84)$$

т. е. в каждый момент потери давления  $\Delta p'_k$  пропорциональны квадрату скорости  $\omega$  газа во впускной системе и зависят от коэффициента сопротивления этой системы  $\zeta_0$ .

Применяя к процессу выпуска уравнения неразрывности потока, будем иметь

$$\omega f_1 = c_{nop} F,$$

где  $f_1$  — наиболее узкое проходное сечение впускной системы;

$c_{nop}$  — истинная скорость поршня в рассматриваемый момент;

$F$  — площадь поршня.

Следовательно,

$$\omega = c_{nop} \frac{F}{f_1}.$$

Так как скорость поршня при прочих равных условиях пропорциональна числу оборотов коленчатого вала  $n$ , то

$$\omega = K \frac{n}{f_1}, \quad (85)$$

где  $K$  — коэффициент пропорциональности, зависящий от геометрических размеров цилиндра двигателя и кривошипно-шатунного механизма, а также от угла поворота коленчатого вала.

Сравнение выражений (84) и (85) показывает, что перспад давлений  $\Delta p'_k$  пропорционален квадрату числа оборотов  $n$  коленчатого вала двигателя и обратно пропорционален квадрату проходного сечения  $f_1$ :

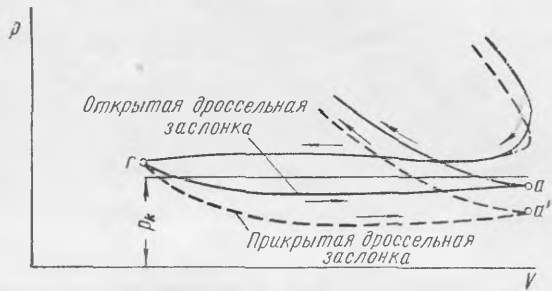
$$\Delta p'_k = K_0 \frac{n^2}{f_1^2}. \quad (86)$$



При определенных размерах цилиндра и коэффициенте сопротивления  $\zeta_0$ , разрежение в цилиндре и в конце впуска прямо пропорционально квадрату числа оборотов вала двигателя и обратно пропорционально квадрату площади наиболее узкого проходного сечения во впускной системе. Обычно таким сечением является проходное сечение впускного клапана.

В двигателях с воспламенением от сжатия, в которых регулирование мощности производится только посредством изменения вводимого в цилиндр количества топлива, число оборотов  $n$  является единственным эксплуатационным фактором, влияющим на величину  $\Delta p_k$ ; величины  $f_1$  и  $\zeta_0$  для каждого данного двигателя остаются постоянными при всех режимах его работы.

В карбюраторных и газовых двигателях, имеющих количественное регулирование, при изменении положения дроссельной заслонки (в соответствии с развиваемым двигателем крутящим моментом) изменяется величина коэффициента сопротивления впускной системы  $\zeta_0$ , относимого к проходному сечению клапана  $f_1$ . Во время работы на малых нагрузках при закрытой дроссельной заслонке увеличивается сопротивление впуска и, следовательно, увеличивается величина  $\Delta p_k$ . На фиг. 34 изображено влияние дросселирования двигателя на линию впуска (точки  $a$  и  $a'$ ).



Фиг. 34. Влияние дросселирования на линию впуска.

Процесс зарядки в двухтактном двигателе значительно сложнее, чем в четырехтактном.

Величина  $p_a$  (фиг. 33) зависит от давления продувочного воздуха  $p_k$ , размеров и соотношений сечений впускных и выпускных органов и от длительности процесса зарядки. В результате влияния всех этих факторов при понижении числа оборотов величина  $\Delta p_k$  уменьшается и давление начала сжатия  $p_a$  приближается к значению  $p_k$ . Таким же образом при увеличении числа оборотов величина  $\Delta p_k$  увеличивается, а давление  $p_a$  — уменьшается.

При тепловом расчете давление  $p_a$  обычно определяют из экспериментальных зависимостей:

для четырехтактных двигателей без наддува

$$p_a = (0,85 \div 0,90) p_k;$$

с наддувом

$$p_a = (0,90 \div 0,95) p_k.$$

Подогрев  $\Delta T$  поступающего заряда от нагретых поверхностей цилиндра зависит главным образом от скоростного режима двигателя (от числа оборотов  $n$ ), от нагрузки, от условий охлаждения двигателя и от размера цилиндра.

Опыты показывают, что с увеличением числа оборотов величина  $\Delta T$  при неизменном крутящем моменте двигателя уменьшается приблизительно линейно.

В двигателях с большим рабочим объемом цилиндра подогрев заряда оказывается меньшим, чем в двигателях с малым рабочим объемом цилиндров.

В том случае, если у карбюраторного двигателя нет специального подогрева впускного трубопровода, можно считать, что подогрев горючей смеси

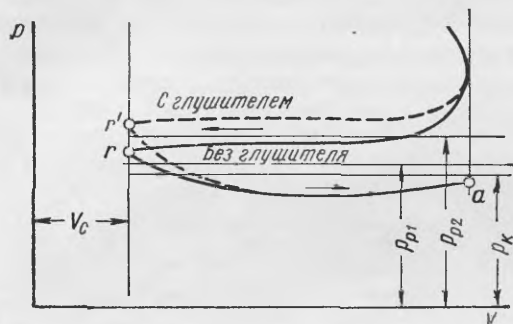
при поступлении в цилиндр лишь компенсирует потери теплоты на испарение топлива в карбюраторе и, следовательно, при тепловом расчете такого двигателя можно принимать  $\Delta T = 0$ .

Количество остаточных газов характеризуется коэффициентом остаточных газов, который представляет собой отношение количества килограмм-молей этих газов к количеству килограмм-молей свежего заряда:

$$\gamma = \frac{M_r}{M_1}, \quad (87)$$

где  $M_r$  — количество остаточных газов в кгмоль/кг топлива.

На величину коэффициента остаточных газов в четырехтактном двигателе (если нет продувки пространства сжатия при перекрытии клапанов) влияют относительный объем, занимаемый остаточными газами в конце выталкивания, т. е. степень сжатия  $\epsilon$ , давление  $p_r$  и



Фиг. 35. Влияние установки глушителя на линию выпуска.

температура  $T_r$ , при которых эти газы заполняют объем  $V_c$ .

В четырехтактных двигателях при отсутствии продувки пространства сжатия коэффициент остаточных газов  $\gamma$  при полной нагрузке колеблется в следующих пределах:

Карбюраторные и газовые двигатели . . . . .	0,06—0,16
Двигатели с воспламенением от сжатия . . . . .	0,03—0,06

При наличии продувки величина коэффициента остаточных газов зависит от степени продувки, т. е. от количества оставшихся остаточных газов.

В двухтактных двигателях величина  $\gamma$ , по существу, определяется только качеством продувки и для различных систем продувки колеблется в пределах 0,03—0,40.

Влияние степени сжатия в четырехтактных двигателях вполне очевидно: чем больше величина  $\epsilon$ , т. е. чем меньше относительный объем, занимаемый остаточными газами, тем меньше коэффициент  $\gamma$ .

Давление  $p_r$  влияет на плотность остаточных газов в данном объеме, и, следовательно, увеличение  $p_r$  вызывает одновременное увеличение коэффициента остаточных газов  $\gamma$ . Величина  $p_r$ , подобно давлению  $p_a$ , зависит от скоростного режима двигателя, от проходного сечения его выпускных органов  $f_2$  и от коэффициента сопротивления выпускной системы. Давление  $p_r$  может быть выражено через давление  $p_p$  в выпускном патрубке

$$p_r = p_p + \Delta p_r,$$

причем перепад давлений

$$\Delta p_r = K_2 \frac{n^2}{f_2^2}. \quad (88)$$

Значительное влияние на коэффициент остаточных газов оказывает сопротивление выпускной системы. Так, например, при установке глушителя повышается сопротивление при выпуске, в результате чего увеличивается избыточное давление в цилиндре (точки  $r$  и  $r'$  на фиг. 35) и соответственно повышается величина  $\gamma$ .

Температура  $T_r$ , как и давление  $p_r$ , влияет на плотность остаточных газов, и, следовательно, повышенные значения  $T_r$  соответствуют меньшему

значению коэффициента остаточных газов  $\gamma$ . Температура  $T_r$  зависит, в свою очередь, от степени сжатия двигателя, от нагрузки и числа оборотов. При увеличении степени сжатия двигателя температура остаточных газов уменьшается вследствие того, что повышенная величина степени сжатия определяет большую степень расширения продуктов сгорания.

В соответствии с изменением температуры  $T_r$ , коэффициент остаточных газов  $\gamma$  с уменьшением нагрузки возрастает, так же как и с увеличением числа оборотов при неизменном крутящем моменте двигателя. При расчетах теплового процесса величину  $T_r$  приходится оценивать ориентировочно, учитывая, что она близка к температуре отработавших газов, измеренной непосредственно за выпускным клапаном. Ошибка в величине  $T_r$ , обусловленная таким способом ее оценки, при малых значениях  $\gamma$  отражается незначительно на конечных результатах расчетов.

Нагрев заряда, поступающего в цилиндр, от горячих внутренних поверхностей на величину  $\Delta T$  и смешение этого заряда с остаточными газами приводят к тому, что температура газов в цилиндре в конце процесса наполнения, т. е. температура  $T_a$ , превышает температуру  $T_k$  заряда до поступления его в цилиндр.

### Зависимости между параметрами процесса зарядки, общие для четырехтактных и двухтактных двигателей

Рассмотренные выше условия очистки и зарядки цилиндра дают возможность установить теоретические связи между различными параметрами, характеризующие эти процессы, которые являются общими для четырехтактных и двухтактных двигателей.

Уравнение баланса теплоты, составленное для свежего заряда  $M_1$  и остаточных газов  $M_r$  до их смешения в цилиндре и после смешения в конце зарядки<sup>1</sup>, позволяет приблизительно определить температуру  $T_a$  в конце процесса наполнения:

$$c_p M_1 (T_k + \Delta T) + c_p'' M_r T_r = c_p' (M_1 + M_r) T_a, \quad (89)$$

где  $c_p$ ,  $c_p''$  и  $c_p'$  — теплоемкости свежего заряда, остаточных газов и рабочей смеси;

$T_k$  — температура свежего заряда перед впускными органами;

$\Delta T$  — величина подогрева заряда при впуске его в цилиндр;

$T_r$  — температура остаточных газов.

Теплоемкость свежего заряда  $c_p$  при температуре  $T_k$  мало отличается от теплоемкости рабочей смеси  $c_p'$  при температуре  $T_a$ , поэтому можно принять, что они равны, т. е.  $c_p = c_p'$ , а теплоемкость  $c_p''$  остаточных газов при температуре  $T_r$  можно считать равной  $\zeta c_p$ , где  $\zeta$  — поправочный коэффициент.

После сокращения на  $c_p$ , деления всех членов уравнения (89) на  $M_1$  и после замены  $\frac{M_r}{M_1} = \gamma$  можно найти температуру конца наполнения

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \zeta \gamma T_r}{1 + \gamma}. \quad (90)$$

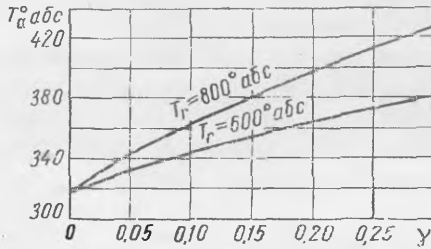
Коэффициент  $\zeta$  зависит от величины  $T_r$ ,  $\alpha$  и состава топлива, например, при  $T_r = 750^\circ$  абс.,  $\alpha = 1,8$  и жидком топливе среднего состава  $\zeta = 1,1$ . С понижением температуры  $T_r$  (при увеличении коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ ) коэффициент  $\zeta$  приближается к единице.

<sup>1</sup> Если в процессе зарядки цилиндра часть свежего заряда поступает после точки  $a$ , то температура в точке  $a$  несколько отличается от температуры в конце зарядки. Далее температуры в конце зарядки и в точке  $a$  принимаются равными и обозначаются через  $T_a$ , что близко к действительности.

Полученное выражение для  $T_a$  справедливо для четырехтактных и двухтактных двигателей жидкого и газообразного топлива. На фиг. 36 показан пример зависимости  $T_a$  от  $T_r$  и  $\gamma$  при постоянной величине  $(T_k + \Delta T)$  и  $\zeta = 1$ .

В конце процесса наполнения цилиндр имеет объем  $V_a$  и заполнен рабочей смесью под давлением  $p_a$  и при температуре  $T_a$ . Количество свежей смеси, поступившее в цилиндр за период наполнения, оказывается меньше, чем то количество, которое могло бы поместиться в объеме  $V_h$  при давлении  $p_k$  и температуре  $T_k$ .

Дозарядка, производимая в начале хода сжатия, несколько увеличивает количество свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя.



Фиг. 36. Зависимость температуры  $T_a$  конца наполнения от температуры  $T_r$  и коэффициента остаточных газов  $\gamma$  при  $T_k = 288^\circ$  абс. и  $\Delta T = 30^\circ$ .

Тогда по характеристическому уравнению количество свежего заряда

$$M_1 = \frac{p_k \eta_V V_h}{848 T_k} \text{ кгмоль.} \quad (91)$$

Это количество свежего заряда может состоять из двух частей: количества  $L$ , находящегося в цилиндре, когда общий объем его составляет  $V_a = V_c + V_h$ , и количества  $M_1 - L$ , поступившего в цилиндр при дозарядке.

Первая часть заряда  $L$  кгмоль вместе с количеством остаточных газов  $M_r$  кгмоль заполняет цилиндр объемом  $V_a$  при давлении  $p_a$  и температуре  $T_a$ .

Следовательно, из характеристического уравнения количество рабочей смеси

$$L + M_r = \frac{p_a V_a}{848 T_a}. \quad (92)$$

После дозарядки количество рабочей смеси увеличивается до

$$M_1 + M_r = \zeta_1 (L + M_r), \quad (93)$$

где  $\zeta_1$  — коэффициент дозарядки, показывающий относительное увеличение количества рабочей смеси после дозарядки по сравнению с тем, которое находилось в объеме  $V_a$ .

Значения  $\zeta_1$  для двигателей различных типов лежат в пределах 1,02—1,07. Таким образом, общее количество рабочей смеси

$$M_1 + M_r = \zeta_1 \frac{p_a V_a}{848 T_a}. \quad (94)$$

Разделив почленно выражение (94) на выражение (91) и учитывая, что

$$V_a = V_h + V_c = V_h + \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} V_h,$$

а

$$\frac{M_r}{M_1} = \gamma,$$

формулу для коэффициента наполнения можно написать в следующем виде:

$$\eta_V = \zeta_1 \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{p_a T_K}{p_K T_a (1 + \gamma)} \quad (95)$$

или

$$\eta_V = \zeta_1 \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_K} \cdot \frac{T_K}{T_K + \Delta T + \gamma \zeta T_r} \quad (96)$$

Выражение (95) справедливо для любого двигателя, независимо от тактности, способа смесеобразования и способа поступления заряда в цилиндр.

Выражение (95) показывает, что при увеличении степени сжатия  $\epsilon$  коэффициент наполнения уменьшается. Однако было бы совершенно неправильно подходить к этому заключению обобщенно.

Для четырехтактного двигателя в выражении (95) нельзя влиять степени сжатия рассматривать отдельно от влияния коэффициента остаточных газов  $\gamma$ , величина которого, как указывалось выше, при отсутствии продувки пространства сжатия тесно связана со степенью сжатия  $\epsilon$ . В формуле (95) степень сжатия  $\epsilon$  влияет через коэффициент  $\gamma$  более сильно, чем непосредственно через отношение  $\frac{\epsilon}{\epsilon - 1}$ , и в результате увеличение  $\epsilon$  четырехтактного двигателя вызывает увеличение коэффициента наполнения. Следует также добавить, что при большей степени сжатия температура рабочих поверхностей цилиндра меньше вследствие более полного расширения продуктов сгорания, что также увеличивает коэффициент наполнения двигателя.

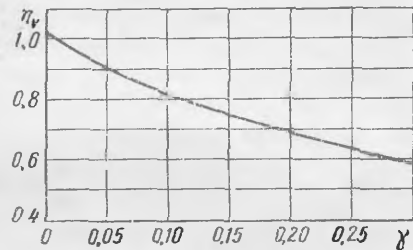
В четырехтактных двигателях с продувкой пространства сжатия и в двухтактных двигателях коэффициент остаточных газов связан с качеством продувки и не зависит от величины  $\epsilon$ . Рассматривая влияние остаточных газов независимо от степени сжатия, необходимо отметить особенно сильно воздействие этого фактора на коэффициент наполнения. Действительно, как видно из примера (фиг. 37), при изменении  $\gamma$  от 0 до 0,30 при прочих равных условиях коэффициент наполнения уменьшается на 43% по отношению к его максимальному значению (при  $\gamma = 0$  и  $\eta_V = 1,023$ ).

Этот пример показывает, какой эффект может дать продувка пространства сжатия четырехтактного двигателя, особенно при больших значениях  $\gamma$ , которые могут быть при малых степенях сжатия  $\epsilon$ , и насколько существенно хорошее качество продувки для двухтактного двигателя.

Увеличение числа оборотов  $n$  вала двигателя при постоянном положении регулирующих органов приводит к уменьшению коэффициента наполнения, так как уменьшается отношение  $\frac{p_a}{p_K}$  при том же давлении  $p_K$  (вследствие увеличенной затраты энергии на протекание заряда через впускные органы).

Присходящее при этом некоторое уменьшение подогрева не компенсирует влияния разрежения при впуске.

Влияние нагрузки двигателя (т. е. крутящего момента) на коэффициент наполнения различно в зависимости от применяемого способа регулирования.

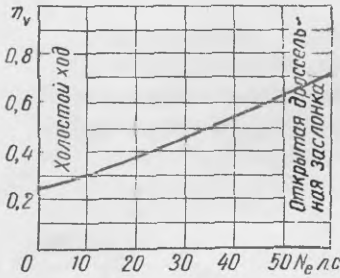


Фиг. 37. Влияние коэффициента остаточных газов  $\gamma$  на коэффициент наполнения  $\eta_V$  при  $\epsilon = 14$ ,  $p_a = 1,05$  кг/см<sup>2</sup>,  $p_0 = 1$  кг/см<sup>2</sup>;  $T_K = 288^\circ$  абс.;  $\Delta T = 30^\circ$ ;  $T_r = 800^\circ$  абс.

При количественном регулировании (карбюраторные и газовые двигатели) необходимое изменение количества горючей смеси, поступающей в цилиндр, достигается соответствующим изменением положения регулирующего органа (дроссельной заслонки). Для уменьшения нагрузки (при постоянном числе оборотов  $n$ ) сопротивление впускной системы увеличивают, что снижает коэффициент наполнения  $\eta_V$ .

Влияние дросселирования на процесс наполнения цилиндра видно из фиг. 34.

На фиг. 38 дан пример зависимости  $\eta_V$  от нагрузки при постоянном числе оборотов ( $n = 1800$  об/мин). Крайняя правая точка кривой показывает величину  $\eta_V$  при работе двигателя с полностью открытой дроссельной заслонкой, а крайняя левая — при работе без нагрузки (на холстом ходу). При холстом ходе двигателя коэффициент наполнения имеет минимальное для данного числа оборотов значение, так как в этом случае количество горючей смеси, поступающей в цилиндр, должно обеспечивать получение только такой работы газов, которая необходима для преодоления трения двигателя.



Фиг. 38. Влияние дросселирования на коэффициент наполнения  $\eta_V$  при  $n = \text{const}$ .

В случае качественного регулирования (двигатели с воспламенением от сжатия), когда изменение нагрузки двигателя связано с изменением количества топлива при постоянном количестве воздуха, поступающего за цикл, сопротивление впускной системы не зависит от нагрузки (при постоянном числе оборотов). Поэтому при всех нагрузках двигателя  $\Delta p_k = \text{const}$  и коэффициент наполнения  $\eta_V$  зависит только от изменения интенсивности подогрева воздуха при впуске. Вследствие этого увеличение нагрузки двигателя в данном случае несколько снижает величину  $\eta_V$ : отношение температур  $\frac{T_k}{T_a}$  уменьшается в результате более интенсивного подогрева воздуха от стенок. Однако изменение нагрузки при этом относительно мало влияет на коэффициент наполнения.

Выражения (95) и (96) дают взаимную связь параметров, характеризующих наполнение цилиндра. Подобная связь всех параметров не позволяет определять коэффициенты наполнения  $\eta_V$  и остаточных газов  $\gamma$  независимо один от другого.

#### Зависимость между параметрами процессов очистки и наполнения четырехтактных двигателей

Если не учитывать действительных фаз распределения четырехтактного двигателя и считать, что в в. м. т. происходит закрытие выпускного клапана, а открытие впускного происходит в момент выравнивания давления в цилиндре с давлением  $p_k$ , то остаточные газы, находящиеся в объеме пространства сжатия  $V_c$ , будут иметь давление  $p_r$  и температуру  $T_r$ .

По характеристическому уравнению количество остаточных газов

$$M_r = \frac{p_r V_c}{8487 T_r}$$

В действительных условиях работы четырехтактного двигателя при принятых фазах распределения у в. м. т. может происходить перекрытие клапанов, обеспечивающее возможность продувки пространства сжатия.

Если назвать коэффициентом очистки  $\zeta_2$  долю остаточных газов, остающуюся после продувки в цилиндре, то действительное количество остаточных газов

$$M_r = \zeta_2 M'_r = \zeta_2 \frac{P_r V_c}{848 T_r} = \zeta_2 \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{P_r V_h}{848 T_r}. \quad (97)$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{M_r}{M_1}$$

или после подстановки выражений (91) и (97)

$$\gamma = \zeta_2 \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{\eta_V} \frac{p_r T_k}{p_k T_r}. \quad (98)$$

В зависимости от отношения  $p_k/p_r$ , длительности периода продувки и количества продувочного воздуха значения  $\zeta_2$  лежат в пределах от 1 (при отсутствии продувки) до 0 (при полной очистке пространства сжатия).

Соотношение (98) представляет собой дополнительную связь между величинами  $\gamma$  и  $\eta_V$ , справедливую только для четырехтактного двигателя.

Совместное решение выражений (95) и (98) относительно  $\eta_V$  позволяет исключить из них величину  $\gamma$  и представить после простых преобразований выражение для определения коэффициента наполнения  $\eta_V$  в следующем виде:

$$\eta_V = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{\zeta_1 \varepsilon p_a - \zeta_2 p_r}{(\varepsilon - 1) p_k}. \quad (99)$$

Если в числителе этого выражения прибавить и отнять  $\zeta_1 p_a$ , то оно окончательно примет следующий вид:

$$\eta_V = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \left[ \zeta_1 \frac{p_a}{p_k} - \frac{1}{\varepsilon - 1} \left( \zeta_2 \frac{p_r}{p_k} - \zeta_1 \frac{p_a}{p_k} \right) \right]. \quad (100)$$

Выражение (100) показывает, что коэффициент наполнения  $\eta_V$  зависит в основном от величины  $\frac{p_a}{p_k}$  и от подогрева заряда при впуске. Влияние отношения  $\frac{p_r}{p_k}$  незначительно.

Коэффициент остаточных газов  $\gamma$  и температура остаточных газов  $T_r$  в явном виде на величину  $\eta_V$  не влияют. Косвенно же это влияние выражается через отношение  $\frac{p_r}{p_k}$ , коэффициент очистки  $\zeta_2$  и коэффициент  $\zeta$ , учитывающий разницу в величине теплоемкостей свежего заряда и остаточных газов. При уменьшении величины  $\zeta_2$  вследствие продувки пространства сжатия, которая особенно эффективна при наддуве, снижается величина  $\gamma$  и повышается коэффициент  $\eta_V$ . Увеличение коэффициента  $\zeta$  вызывает уменьшение величины  $\eta_V$ . Однако влияние обоих этих факторов связано с величиной степени сжатия  $\varepsilon$  и проявляется тем менее, чем  $\varepsilon$  больше.

Дозарядка цилиндра, осуществляемая в четырехтактном двигателе, работавшем как без наддува, так и с наддувом, путем запаздывания закрытия впускного клапана увеличивает коэффициент  $\eta_V$ . При повышении коэффициента  $\zeta_1$  увеличивается первый член в квадратных скобках выражения (100) и уменьшается второй, в результате чего  $\eta_V$  увеличивается. Второй член при малых значениях произведения  $\zeta_2 \frac{p_r}{p_k}$  может стать положительным.

Выражение для  $\gamma$ , не содержащее  $\eta_V$ , может быть получено путем подстановки выражения (99) в выражение (98):

$$\gamma = \zeta_2 \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\zeta_1 \varepsilon p_a - \zeta_2 p_r}. \quad (101)$$

Увеличение гидравлического сопротивления выпускной системы вызывает повышение давления в цилиндре в период выпуска, и при отсутствии продувки пространства сжатия приводит:

- 1) к увеличению работы, затрачиваемой на удаление газов из цилиндра;
- 2) к уменьшению коэффициента наполнения;
- 3) к увеличению коэффициента остаточных газов.

Все это уменьшает мощность и снижает к. п. д. двигателя.

На фиг. 35, где показано влияние установки глушителя на линию выпуска, видно, что с увеличением противодействия в выпускной системе (штриховые кривые) увеличивается отрицательная площадь диаграммы, ограниченная линиями выталкивания и впуска (затрата работы), и уменьшается положительная площадь, ограниченная линиями сжатия, сгорания, расширения и начала выпуска (получение работы).

Влияние выпускной системы на коэффициенты наполнения и остаточных газов (фиг. 37) (связанное с увеличением противодействия выпуска) выражается в следующем:

1) коэффициент наполнения  $\eta_V$  уменьшается вследствие увеличения части хода впуска, теряемой на предварительное расширение остаточных газов;

2) коэффициент остаточных газов  $\gamma$  повышается как вследствие уменьшения зарядки цилиндра свежей смесью (меньшее  $M_1$ ), так и вследствие увеличения  $M_r$ , происходящего от того, что остаточные газы в объеме пространства сжатия  $V_c$  имеют большее давление  $p_r$ ;

3) температура конца наполнения  $T_a$  увеличивается, так как вследствие более высокого давления  $p_r$  количество остаточных газов возрастает.

Влияние противодействия в выпускной системе на коэффициент наполнения и мощность двигателя зависит от степени сжатия. С увеличением  $\epsilon$  влияние противодействия уменьшается.

Следует отметить, что выражение (100) коэффициента наполнения является несколько приближенным. Более точное уравнение коэффициента наполнения можно получить, если вывести его на основании баланса энергии при ходе наполнения.

Баланс энергии за ход наполнения по Масленникову составляется в следующем виде:

$$U_r + U_0 + AL_n + \Delta Q = U_a + AL_n$$

где  $U_r = c_v^n G_r T_r$  — внутренняя энергия остаточных газов;  
 $U_0 = c_v G_0 T_k$  — внутренняя энергия заряда, поступившего за ход наполнения;

$L_n = P_k \frac{G_0}{\gamma_k} = P_k V_h \frac{\eta_V}{\zeta_3}$  — работа подачи поступающего в цилиндр заряда за ход наполнения;

$\Delta Q = c_p G_0 \Delta T$  — теплота подогрева от стенок;

$U_a = c_v' G_a T_a$  — внутренняя энергия рабочей смеси в конце хода наполнения;

$L_n = \sigma P_a V_h$  — работа, совершаемая рабочей смесью в течение хода наполнения (фиг. 39);

$\zeta_3 = \frac{G}{G_0}$  — степень дозарядки в начале хода сжатия, происходящей вследствие запаздывания закрытия впускного клапана<sup>1</sup>;

$G$  — общее количество воздуха или горючей смеси, поступающее в цилиндр за весь период наполнения, пока открыт впускной клапан;

<sup>1</sup> Связь между величинами  $\zeta_3$  и  $\zeta_1$  устанавливается выражением (93):

$$\zeta_1 = \frac{M + M_r}{L + M_r} = \frac{1 + \gamma}{\frac{1}{\zeta_3} + \gamma}, \text{ откуда } \zeta_3 = \frac{\zeta_1}{1 - (\zeta_1 - 1)\gamma};$$

при значениях  $\gamma$  до 0,15 практически  $\zeta_3 \approx \zeta_1$ .



$\sigma = \frac{L_n}{P_a V_h}$  — коэффициент работы наполнения, учитывающий отклонение линии давления в период наполнения от прямой  $P_a = \text{const}$  (фиг. 39). Значения  $\sigma$  лежат в пределах 0,70—0,85.

В балансе энергии не учитывается изменение кинетической энергии поступающего заряда, что вполне допустимо, так как беспорядочное движение заряда в цилиндре, возникающее при наплывании, быстро затухает.

После ряда преобразований из уравнения баланса энергии получим выражение коэффициента наполнения

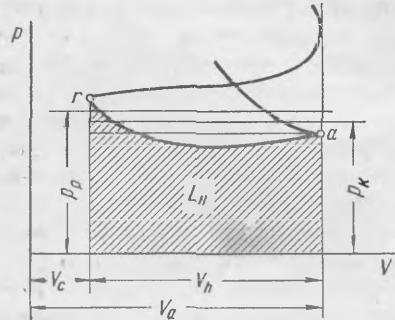
$$\eta_{IV} = \frac{\zeta_3}{k(\varepsilon-1)} \cdot \frac{p_a}{p_k} \left[ (1+B)\varepsilon - B - \zeta_2 \frac{v_r}{p_a} \right] \frac{T_k}{T_k + \Delta T}, \quad (102)$$

где  $B = (k-1)\sigma$ ;  $k = \frac{c_p}{c_v}$ ;

$\zeta_2$  — коэффициент очистки пространства сжатия.

Это выражение показывает, что наполнение цилиндров двигателя в значительной степени зависит от работы наполнения (через коэффициент  $\sigma$ ) и от отношения  $\frac{p_r}{p_a}$ .

Подсчеты показывают, что обычное выражение (100) коэффициента наполнения по сравнению с более точным выражением Масленникова при работе на полной нагрузке дает величины  $\eta_{IV}$  почти одинаковые, но при дросселировании получается заметная разница.



Фиг. 39. Определение работы, затраченной на наполнение, по индикаторной диаграмме.

### Фазы распределения

Влияние фаз распределения на величину показателей процессов очистки и зарядки цилиндра четырехтактного двигателя, как было показано выше, выражается коэффициентами  $\zeta_1$  и  $\zeta_2^*$ . Эти коэффициенты приближают величины  $\eta_{IV}$  и  $\gamma$ , подсчитанные в предположении теоретических фаз распределения, к их действительной величине в реальном двигателе.

В настоящее время нет еще строго разработанной методики аналитической оценки коэффициентов  $\zeta_1$  и  $\zeta_2$  в зависимости от моментов открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов и поэтому выбор их производится по экспериментальным данным. Это заставляет подробнее остановиться на разборе фаз распределения, устанавливаемых в существующих двигателях, и на том влиянии, которое оказывают они на протекание процесса очистки и зарядки цилиндра двигателя.

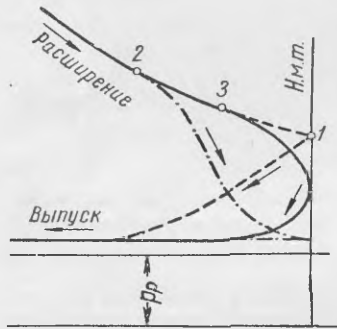
Предварение открытия выпускного клапана, т. е. открытие его до того момента, когда поршень дойдет до н. м. т., необходимо для того, чтобы создать условия для эффективной очистки цилиндра путем выпуска вследствие перепада давлений между цилиндром и выпускной системой. Для уменьшения динамической нагрузки клапанов требуется, чтобы в начальной период своего действия клапан относительно медленно открывал проходное сечение для газов. Поэтому предварение выпуска необходимо устанавливать таким, чтобы было обеспечено время-сечение, достаточное для понижения давления к моменту, когда поршень начинает свое обратное движение от н. м. т. Одновременно при правильном предварении выпуска уменьшается затрата энергии на выталкивание, что видно, например, из схематической диаграммы выпуска (фиг. 40, кривая от точки 3). Однако в случае чрезмерно большого предварения выпуска уменьшается полезная площадь индикаторной диаграммы и снижается мощность двигателя (кривая от точки 2 на фиг. 40).

\* В уравнении (102) коэффициентами  $\zeta_3$ ,  $\sigma$  и  $\zeta_2$ .

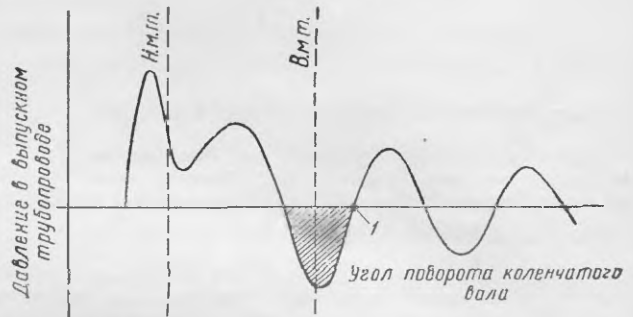
На той же диаграмме кривая от точки 1 соответствует открытию клапана в в. м. т.

Естественно, что чем быстроходнее двигатели, тем больше должно быть предварение выпуска.

Выпускной клапан закрывают всегда с некоторым запаздыванием, т. е. после в. м. т. Это обеспечивает, с одной стороны, достаточное время-сечение для истечения газов из цилиндра в конце хода выталкивания, а с другой, — вследствие того, что  $\Delta p_r = p_r - p_p > 0$ , позволяет некоторому количеству отработавших газов дополнительно вытечь из цилиндра и тем самым уменьшить количество остаточных газов. Кроме того, при запаздывании закрытия выпускного клапана можно использовать также инерцион-



Фиг. 40. Диаграмма выпуска.



Фиг. 41. Диаграмма колебаний давления за выпускным клапаном.

ное движение газов в выпускном трубопроводе, вызывающее периодическое падение давления в нем менее среднего  $p_p$  и, следовательно, создающее благоприятные условия для более полной очистки цилиндра двигателя от продуктов сгорания.

От размеров выпускной системы зависит характер колебательных движений в ней отработавших газов, который должен быть учтен при выборе момента закрытия выпускного клапана.

При некоторых соотношениях между длиной выпускной трубы и числом оборотов вала двигателя колебания давления за выпускным клапаном могут распространяться так, что за клапаном в момент прихода поршня в в. м. т. будет возникать значительное разрежение. Это разрежение (фиг. 41) при остающемся еще некоторое время открытым клапане позволяет использовать начало такта впуска для выпуска газов из цилиндра. Для наилучшего использования создающегося разрежения желательно запаздывание закрытия выпускного клапана делать таким, чтобы его посадка на седло происходила несколько позже момента создания наибольшего разрежения за клапаном, ближе к точке 1 (фиг. 41).

Открытие впускного клапана выбирают с таким расчетом, чтобы к моменту, когда давление в цилиндре вследствие расширения остаточных газов упадет ниже давления в выпускной системе, было создано достаточное проходное сечение для поступления свежего заряда. При этом часто открытие впускного клапана производится с предварением (т. е. до прихода поршня в в. м. т.).

У большей части быстроходных двигателей, особенно двигателей с воспламенением от сжатия, в результате запаздывания закрытия выпускных клапанов и предварения открытия впускных создается так называемое перекрытие клапанов, т. е. одновременно остаются открытыми впускной и выпускной клапаны. При этом, несмотря на движение поршня от в. м. т., поток отработавших газов в выпускном патрубке не меняет своего напра-

вления, а через впускной клапан начинается поступление свежего заряда, облегчаемое инерцией движущегося столба отработавших газов. Перекрытием клапанов в некоторых случаях достигается продувка пространства сгорания, т. е. очистка его поступающим воздухом (в двигателях с воспламенением от сжатия) от остаточных газов.

Однако слишком большое перекрытие клапанов может оказать отрицательное влияние на процесс наполнения, так как при этом продукты сгорания могут проникнуть во впускной патрубок (при преждевременном открытии впускного клапана), а также из выпускного патрубка в цилиндр (при чрезмерном запаздывании закрытия выпускного клапана).

У двигателей, работающих с наддувом, перекрытие клапанов выполняется обычно увеличенным по сравнению с двигателями, наполнение которых происходит путем впуска из окружающей среды. Увеличенное перекрытие создается в этом случае главным образом опережением открытия впускных клапанов, так как при выпуске в окружающую среду повышенное давление во впускном патрубке гарантирует от проникновения туда отработавших газов из цилиндра. Продувка пространства сжатия, осуществляемая при этом, улучшает наполнение цилиндров вследствие удаления остаточных газов и, что особенно важно, охлаждает потоком продувочного воздуха наиболее горячие детали: днище поршня, головку цилиндра, выпускной клапан.

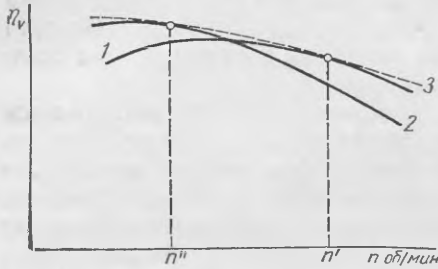
Закрытие впускного клапана после н. м. т., т. е. с запаздыванием, улучшает наполнение цилиндра свежим зарядом, во-первых, вследствие того, что остается большое проходное сечение для впуска при конце хода поршня,

Таблица 8

**Фазы распределения некоторых двигателей**  
(в градусах поворота коленчатого вала)

Двигатели	Число оборотов вала в минуту	Впускной клапан		Выпускной клапан		Перекрытие
		Открытие до в. м. т.	Закрытие после н. м. т.	Открытие до н. м. т.	Закрытие после в. м. т.	
<b>Автомобильные карбюраторные</b>						
ЗИЛ-120 . . . . .	2400	20	69	67	22	42
ГАЗ-51 . . . . .	2800	9	51	47	13	22
МЗМА-400 . . . . .	3400	5	39	50	6	11
ЗИЛ-110 . . . . .	3600	4	51	49	10	14
<b>Газовые</b>						
ГЧ 18/26 . . . . .	750	5	40	30	15	20
Г-58 . . . . .	1400	8	22	46	14	22
ГД-6 . . . . .	1500	10	40	40	10	20
<b>С воспламенением от сжатия без наддува</b>						
Ч 36/45 . . . . .	375	15	20	18	12	27
Ч 30/38 . . . . .	600	37	47	52	32	69
Ч 23/30 . . . . .	1000	15	45	45	15	30
Д-6 . . . . .	1500	20	48	48	20	40
Ч 10,5/13 . . . . .	1500	10	29	32	7	17
КДМ-46 . . . . .	1000	14	32	54	26	40
Д-54 . . . . .	1300	9	22	46	14	23
Д-35 . . . . .	1400	10	46	56	10	20
<b>С наддувом</b>						
ЧН 30/38 . . . . .	600	75	40	40	55	130
Д-50 . . . . .	740	80	35	50	54	134

а во-вторых, так как в начале хода сжатия давление в цилиндре меньше давления  $p_k$  перед впускными органами, то через открытый впускной клапан в цилиндре продолжает некоторое время поступать дополнительное количество свежего заряда. Кроме того, используя инерцию потока впускаемого газа, иногда можно продлить процесс наполнения и на некоторый период после н. м. т. при обратном ходе поршня, когда давление в цилиндре больше  $p_k$ .



Фиг. 42. Влияние фаз распределения на коэффициент наполнения  $\eta_v$ .

В табл. 8 приведены фазы распределения, применяемые в некоторых двигателях.

В транспортных двигателях, работающих при переменном скоростном режиме, каждому значению числа оборотов  $n$  соответствуют свои оптимальные фазы распределения, обеспечивающие наилучшее для данного числа оборотов наполнение. Штриховая кривая изменения величины  $\eta_v$  в зависимости от числа оборотов вала (фиг. 42) соответствует работе двигателя на скоростных режимах, при которых он работал бы при оптимальных фазах распределения. Естественно, что в реальных условиях такой случай невозможен.

Фазы распределения устанавливаются из условия наилучшего наполнения цилиндра при некотором выбранном числе оборотов, которое зависит от условий эксплуатации двигателя. Кривая 1 (фиг. 42) соответствует случаю, когда фазы отрегулированы при высоком числе оборотов  $n'$  (быстроходная регулировка), а кривая 2 соответствует регулировке фаз при низком числе оборотов  $n''$  (тихоходная регулировка). Оптимальная кривая 3 является огибающей для кривых коэффициента наполнения, получаемых при регулировках фаз на различных числах оборотов.

### Зависимость между параметрами процесса очистки и наполнения двухтактных двигателей

Процессы очистки и наполнения цилиндра в двухтактном и четырехтактном двигателях существенно различаются. Вместо принудительной очистки и наполнения цилиндра движущимся поршнем во время тактов выпуска и впуска в четырехтактном двигателе удаление отработавших газов и заполнение цилиндра свежим зарядом в двухтактном двигателе происходит в конце хода расширения и в начале хода сжатия при помощи продувки цилиндра воздухом или смесью. Часть хода поршня  $S_0$ , когда открыты выпускные и впускные органы, является нерабочей. Соответствующий ей объем  $V_n$  называется потерянными. Рабочим объемом двухтактного двигателя является не полный объем, описываемый поршнем,  $0,785D^2S$  ( $D$  — диаметр цилиндра,  $S$  — ход поршня), а только часть его, соответствующая полезной части хода поршня  $S - S_0$ .

По аналогии с четырехтактным двигателем полезный объем цилиндра двухтактного двигателя обозначается через  $V_n$  (фиг. 43)\*. Если полный

\* На фиг. 43 точки  $a$  и  $b$  условно расположены на одной вертикали. В общем случае положения поршня, соответствующие началу выпуска и началу сжатия, не совпадают, но величина полезного объема всегда определяется моментом начала сжатия (точка  $a$ ).

рабочий объем цилиндра обозначить через  $V'_h$ , то между полезным и полным рабочим объемом цилиндра устанавливается соотношение

$$V_h = V'_h - V_n = V'_h(1 - \phi), \quad (103)$$

где  $\phi = \frac{V_n}{V'_h}$  — потерянная доля хода.

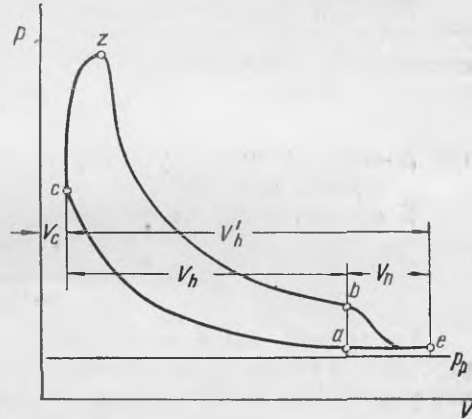
При принятых обозначениях степень сжатия двухтактного двигателя сохраняет прежнее выражение

$$\epsilon = \frac{V_c + V_h}{V_c} = \frac{V_a}{V_c}$$

Подсчитанная таким образом степень сжатия часто называется действительной степенью сжатия двухтактного двигателя в отличие от употребляемой иногда условной геометрической степени сжатия  $\epsilon'$ , представляющей собой отношение полного объема цилиндра при положении поршня в н. м. т. к. объему цилиндра при положении поршня в в. м. т., т. е. к объему пространства сжатия. Условная степень сжатия  $\epsilon'$  и действительная степень сжатия  $\epsilon$  связаны между собой соотношением

$$\epsilon' = \frac{\epsilon - \phi}{1 - \phi}. \quad (104)$$

Выведенные ранее выражения (90) и (96) для величин  $T_a$  и  $\eta_V$ , как было указано выше, одинаково справедливы для четырехтактных и двухтактных двигателей. При подстановке в формулу (96) величины



Фиг. 43. Индикаторная диаграмма двухтактного двигателя.

действительной степени сжатия  $\epsilon$  получается величина  $\eta_V$ , отнесенная к полезному рабочему объему цилиндра двухтактного двигателя  $V_h$ . Обычно за объем  $V_h$  принимается часть рабочего объема цилиндра с момента закрытия тех органов газораспределения, которые закрываются последними.

При этом условии коэффициент дозарядки  $\zeta_1 = 1$ .

Уравнение (96) содержит два неизвестных  $\eta_V$  и  $\gamma$ . Второе уравнение, связывающее эти величины в двухтактном двигателе, составить пока не удастся, что препятствует определению величин  $\eta_V$  и  $\gamma$  по отдельности.

Параметры очистки и зарядки цилиндра двухтактного двигателя в настоящее время находят следующим образом. На основании экспериментальных данных задаются величиной  $\gamma$ , как более характерной для каждого типа продувки, и затем подсчитывают коэффициент наполнения  $\eta_V$ .

Ниже более подробно разобраны условия зарядки цилиндра двухтактного двигателя и выявлены те основные факторы, которые влияют на величину  $\eta_V$ .

Процесс наполнения двухтактного двигателя отличается, как известно, тем, что в нем не происходит впуска воздуха из окружающей среды непосредственно в рабочий цилиндр. Воздух предварительно сжимается в продувочном насосе (нагнетателе) до давления 1,1—1,5 *ama*.

Обозначив через  $V_{np}$  рабочий объем продувочного насоса и через  $\eta_{Vnp}$  коэффициент его подачи, выразим действительное количество воздуха, поступающего в цилиндр двигателя через продувочные органы за каждый оборот

вала насоса, произведением  $\eta_{V_{np}} V_{np}$ . При этом предположим, что число оборотов вала продувочного насоса равно числу оборотов вала двигателя. Если на двигателе применяется продувочный насос ротационного или центробежного типа, то произведением  $\eta_{V_{np}} V_{np}$  условно обозначается его фактическая производительность, отнесенная к одному обороту коленчатого вала двигателя.

Для получения хорошей очистки и зарядки цилиндра объем воздуха, подаваемого продувочным насосом, должен быть больше суммы рабочих объемов цилиндров. Это требование выражается уравнением

$$\eta_{V_{np}} V_{np} = \varphi_k i V_h' \quad (105)$$

где  $\varphi_k$  — коэффициент избытка продувочного воздуха, величина которого ориентировочно равна 1,1—1,3;

$i$  — число цилиндров.

Из этого количества воздуха некоторая часть теряется в процессе продувки через выпускные органы и потому действительный воздушный заряд, остающийся в рабочем цилиндре к началу сжатия (приведенный к  $p_k$  и  $T_k$ ),

$$V_\partial = (1-u) \eta_{V_{np}} V_{np} \text{ м}^3, \quad (106)$$

где  $u$  — коэффициент утечки, определяющий потерянную при продувке долю воздуха.

В соответствии с определением коэффициента наполнения

$$\eta_V = \frac{V_\partial}{i V_h'} = \frac{(1-u) V_{np} \eta_{V_{np}}}{i \cdot V_h' (1-\psi)} = \frac{(1-u) \varphi_k}{1-\psi} \quad (107)$$

Полученное выражение показывает, что для увеличения коэффициента  $\eta_V$  необходимо уменьшение теряемой при продувке части продувочного воздуха  $u$  или увеличение коэффициента избытка продувочного воздуха  $\varphi_k$ . Увеличивать значение  $\psi$  нецелесообразно, так как это вызовет уменьшение величины полезного рабочего объема цилиндра.

Коэффициент  $u$  может быть получен экспериментальным путем. Величина коэффициента зависит от системы выпускных и продувочных органов, их взаимного расположения, фаз распределения и от количества продувочного воздуха. Для различных двухтактных двигателей величина  $u$  изменяется в широких пределах (от 0,5 до 0,05). Вследствие затруднительности выбора правильной величины коэффициента  $u$  более надежным является определение коэффициента наполнения  $\eta_V$  с помощью выражения (96) по выбранной величине  $\gamma$ .

### § 3. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

#### Общие замечания

Процесс сжатия в двигателях внутреннего сгорания служит:

- 1) для расширения температурных пределов, между которыми протекает рабочий процесс;
- 2) для обеспечения возможности получения максимально достижимой в реальных условиях степени расширения;
- 3) для создания условий, необходимых для возможно лучшего сгорания горючей смеси.

Все эти условия обеспечивают эффективное преобразование теплоты в полезную работу. В зависимости от того, какой принцип смесеобразования и воспламенения топлива применяется в данном двигателе, различны требования, предъявляемые к протеканию процесса сжатия.

При внешнем смесеобразовании и постороннем зажигании (от свечи зажигания), когда в цилиндре сжимается готовая рабочая смесь воздуха с жидким карбюрированным или газообразным топливом, в процессе сжатия происходит дополнительное перемешивание смеси для повышения однородности ее состава по всему объему. Это облегчает и ускоряет распространение пламени от места его возникновения, т. е. от электродов свечи, по всему пространству сгорания и улучшает использование кислорода воздуха. Особенно благоприятные условия в этом отношении создаются, если к концу сжатия в цилиндре сохраняется турбулентное движение сжатой рабочей смеси.

Как было установлено при анализе термодинамических циклов, для увеличения термического использования следует стремиться к повышению степени сжатия  $\epsilon$ .

В то же время степень сжатия должна быть такова, чтобы температура и давление смеси в конце сжатия не достигали таких значений, при которых могла бы возникнуть детонация или преждевременные вспышки. В соответствии с этим верхний предел степени сжатия зависит от таких факторов, как свойства топлива, состав смеси, условия теплоотдачи, конструктивные формы и т. д. Ориентировочные значения пределов изменения степени сжатия в двигателях различных типов с принудительным зажиганием смеси приведены ниже.

Бензиновые карбюраторные двигатели . . . . .	5,5—9,0
Керосиновые карбюраторные двигатели . . . . .	4,0—5,0
Газовые двигатели . . . . .	5,0—8,0
Двигатели с воспламенением от сжатия . . . . .	12—20
Калоризаторные двигатели . . . . .	5—7,5

В двигателях, работающих с воспламенением топлива от сжатия, тоже весьма желательно, чтобы к концу хода сжатия (к моменту впрыскивания топлива в цилиндр) в пространстве сжатия существовало турбулентное движение сжимаемого воздуха. Это облегчает перемешивание впрыскиваемого топлива с воздухом и, следовательно, улучшает использование имеющегося воздуха для сгорания. Необходимо, однако, чтобы движение воздуха в пространстве сжатия было организовано в соответствии с формой этого пространства и с направлением факелов впрыскиваемого топлива.

Для работы двигателей с воспламенением от сжатия необходимо, чтобы температура конца сжатия обеспечивала воспламенение впрыснутого топлива. Этим требованием определяется та минимальная степень сжатия, при которой двигатель может работать. Однако в действительности должна быть осуществлена значительно более высокая степень сжатия, так как:

1) увеличенная температура конца сжатия сокращает период между началом впрыска топлива и его воспламенением (период задержки воспламенения), что обеспечивает более мягкую работу двигателя со сгоранием без резкого повышения давления;

2) значительно более высокая температура конца сжатия при обычных условиях обеспечивает возможность работы двигателя при низкой температуре всасываемого воздуха, а также надежный пуск холодного двигателя, когда при усиленной потере теплоты в стенки температура конца сжатия сильно снижается.

Таким образом, значение степени сжатия зависит от эксплуатационных условий и конструктивных особенностей двигателя. Транспортные двигатели, работающие при низких температурах окружающей среды, двигатели с разделенными камерами сгорания и двигатели с малыми размерами цилиндров должны иметь более высокие степени сжатия.

Практические величины степени сжатия двигателей с воспламенением от сжатия укладываются в пределах  $\epsilon = 12 \div 20$ . Причина верхнего огра-

ничения степени сжатия заключается в том, что увеличение  $\epsilon$  вызывает повышение давления конца сжатия и, соответственно, максимального давления сгорания. В результате чрезмерные нагрузки на кривошипно-шатунный механизм приводят к необходимости утяжеления деталей этого механизма и двигателя в целом. Кроме того, повышенное максимальное давление на поршень увеличивает затрату мощности на преодоление сопротивлений трения в двигателе. При увеличении степени сжатия в области высоких ее значений ( $\epsilon = 20$  и выше) использование теплоты повышается весьма незначительно. Таким образом, применение чрезмерно высоких степеней сжатия оказывается нерациональным.

### Теплообмен в процессе сжатия и показатель политропы

Механическая работа, затрачиваемая извне на сжатие, расходуется на изменение внутренней энергии сжимаемого рабочего тела и сопровождается обменом теплоты с внешней средой (через стенки). Это последнее обстоятельство и отличает протекание сжатия в действительном процессе от термодинамического цикла, в котором процесс сжатия принимается адиабатическим.

Для различных моментов протекания процесса сжатия направление теплового потока различно. В начальный период сжатия, после закрытия впускного клапана, продувочных или выпускных окон, температура заряда, заполнившего цилиндр, ниже температуры поверхностей, окружающих сжимаемое рабочее тело (гильзы цилиндра, головки и днища поршня). Поэтому в первой части хода сжатия сжимаемое рабочее тело дополнительно нагревается от этих поверхностей. В этот период затрата внешней механической работы сопровождается получением теплоты от внешней среды, и, следовательно, показатель политропы  $n$  больше показателя адиабаты  $k$ . В процессе сжатия с повышением температуры сжимаемого тела уменьшается относительное количество теплоты, получаемое от стенок, поэтому показатель политропы непрерывно уменьшается. В тот бесконечно короткий период времени, когда средняя температура внутренних поверхностей цилиндра и температура сжимаемого газа равны между собой, теплообмена не наблюдается, т. е. получается мгновенный адиабатический процесс ( $n = k$ ). Дальнейшее повышение температуры газа изменяет направление теплового потока: сжатие начинает сопровождаться отдачей теплоты стенкам цилиндра и поршню, при этом показатель политропы становится меньше показателя адиабаты ( $n < k$ ) и непрерывно уменьшается вследствие повышения температуры в цилиндре. Отдача теплоты во время второй части хода сжатия частично ослабляется вследствие того, что относительная поверхность охлаждения, приходящаяся на 1 кг сжимаемого газа, постепенно уменьшается с приближением поршня к в. м. т. На изменение величины  $n_1$  влияет также зависимость теплоемкости от температуры.

Таким образом, сжатие рабочего тела в действительном рабочем цикле представляет собой процесс с переменным показателем. Практически переменный показатель политропы заменяется некоторым средним показателем  $n_1$ , величина которого лежит в пределах 1,32—1,39. Эти цифры указывают на то, что за весь период сжатия в большинстве случаев получается отдача некоторого количества теплоты. Однако общая отдача теплоты незначительна и поэтому процесс сжатия в двигателях протекает обычно очень близко к адиабатическому.

Основными факторами, влияющими на показатель  $n_1$ , являются интенсивность охлаждения двигателя, число оборотов коленчатого вала и размеры цилиндра.

Влияние охлаждения цилиндра совершенно очевидно: при пониженных температурах стенок отвод теплоты от сжимаемого газа более интенсивен, т. е. понижается средний показатель политропы сжатия. Вследствие этого,



например, двигатели с воздушным охлаждением характеризуются более высокими значениями  $n_1$ , чем двигатели с жидкостным охлаждением.

Влияние числа оборотов сказывается на суммарном количестве теплоты, которое отдается стенкам за период сжатия. Общая продолжительность процесса обратно пропорциональна числу оборотов коленчатого вала и поэтому с увеличением числа оборотов средний показатель политропы сжатия увеличивается.

Неплотность поршневых колец и клапанов также влияет на величину показателя политропы сжатия, вызывая его понижение. В двигателях с большими геометрическими размерами цилиндра средний показатель политропы сжатия обычно несколько выше вследствие того, что относительная поверхность охлаждения, приходящаяся на 1 кг сжимаемого газа, изменяется обратно пропорционально диаметру цилиндра.

Влияние нагрузки на процесс сжатия крайне незначительно. Точно так же весьма незначительна и зависимость показателя политропы от степени сжатия двигателя.

Параметры конца сжатия и конца впуска связаны между собой уравнением политропы сжатия. Обычно эта связь выражается в следующем виде<sup>1</sup>:  
давление конца сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \quad (108)$$

температура конца сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (109)$$

### Тепловой баланс в процессе сжатия

Средний показатель политропы сжатия в частном случае адиабаты сжатия можно получить, применяя метод Е. К. Мазинга, заключающийся в составлении баланса теплоты в процессе сжатия.

На основании первого принципа термодинамики

$$Q_c = U_c - U_a + AL_{ac}, \quad (110)$$

где  $U_c$  и  $U_a$  — внутренняя энергия сжимаемого рабочего тела в точках  $c$  и  $a$  цикла;

$Q_c = \oint H_u$  — количество теплоты, получаемой от стенок между точками  $a$  и  $c$  цикла вследствие внешнего теплообмена;

$AL_{ac} = \frac{A}{n_1 - 1} (P_a V_a - P_c V_c)$  — теплота, эквивалентная абсолютной работе политропического сжатия рабочего тела между точками  $a$  и  $c$  цикла.

Количество сжимаемого рабочего тела составляет  $M_1$  кг моль свежего заряда и  $M_r$  кг моль остаточных газов.

В соответствии с этим уравнение (110) выразится в развернутом виде следующим образом:

$$M_1 U_c + M_r U_c'' - M_1 U_a - M_r U_a'' + \frac{A}{n_1 - 1} (P_a V_a - P_c V_c) = \oint H_u,$$

где  $U$  и  $U''$  — внутренняя энергия 1 кг моль свежего заряда и остаточных газов;

$\oint$  — количество теплоты, характеризующее теплообмен в период сжатия, выраженное в долях теплотворной способности топлива  $H_u$ .

<sup>1</sup> При этом предполагается, что впускной клапан закрывается в н. м. т., а давление в цилиндре при этом положении поршня равно  $p_a$ .

После преобразования левой части уравнения и почленного деления на  $M_1$

$$U_c + \gamma U_c'' - U_a - \gamma U_a'' - (1 + \gamma) \frac{1,985}{n_1 - 1} (T_c - T_a) = \frac{\Phi H_u}{M_1} \quad (111)$$

В частном случае, когда свежий заряд считают состоящим только из воздуха и когда  $\alpha > 1$ , при применении табличных значений внутренней энергии 1 кг моль продуктов сгорания топлива среднего состава при  $\alpha = 1$ , выражение (111) удобнее преобразовать, воспользовавшись формулами (69), (70) и (72).

Тогда

$$q_1 (U_c - U_a) + q_2 (U_{0c} - U_{0a}) - 1,985 \frac{t_c - t_a}{n_1 - 1} = \frac{\Phi H_u}{(1 + \gamma) M_1}, \quad (112)$$

где  $U$  — внутренняя энергия свежего заряда при температуре соответствующей точки цикла, указанной индексом;

$U_0$  — внутренняя энергия продуктов сгорания при  $\alpha = 1$  и температуре соответствующей точки цикла, указанной индексом;

$$q_1 = \frac{1 + \gamma r_\alpha}{1 + \gamma}; \quad (113)$$

$$q_2 = \frac{\gamma}{1 + \gamma} r_0; \quad (114)$$

$r_\alpha$  и  $r_0$  выражаются формулами (69) и (70).

Уравнение (111) дает одну связь между средним показателем политропы  $n_1$  и температурой  $t_c$  (температура  $t_a$  известна). Второй связью между этими величинами является уравнение (109)

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1},$$

или

$$t_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} - 273. \quad (115)$$

Полученная система уравнений решается методом подбора.

Если процесс сжатия принимают адиабатическим, то  $\Phi = 0$ , и, следовательно, член  $\frac{\Phi H_u}{(1 + \gamma) M_1}$  также равен нулю, и  $n_1 = k_1$ .

В двигателях с разделенными камерами сгорания, состоящими из двух и более полостей, соединенных узкими каналами, изменение параметров рабочего тела в процессе сжатия значительно сложнее. В таких камерах сжимаемое рабочее тело перетекает из одной камеры в другую, в результате чего давления в отдельных камерах в один и тот же момент различны. Различие в давлениях определяется также неодинаковыми условиями охлаждения рабочего тела и теплообмена приводит к тому, что показатели политропических кривых, описывающих изменение давления при сжатии в различных камерах, также отличаются один от другого и всегда имеют меньшие значения, чем в двигателях с неразделенными камерами, вследствие более интенсивной отдачи теплоты. Более подробно процессы сжатия в двигателях с разделенными камерами рассмотрены в гл. XI.

Ввиду сложности учета конструктивных особенностей камер сгорания (форма, условия теплообмена и др.) при тепловом расчете двигателей с разделенными камерами расчет параметров рабочего тела в конце сжатия обычно проводят так же, как для двигателей с неразделенными камерами, и лишь в дальнейшем вводят экспериментальные поправки в конечные результаты теплового расчета.

#### § 4. ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ТЕЛА ПРИ СГОРАНИИ

Вместо внешнего подвода тепла в термодинамических циклах увеличение температуры рабочего тела в действительном рабочем процессе поршневых двигателей внутреннего сгорания осуществляется сжиганием горючей смеси. Процесс сгорания происходит не мгновенно, а развивается во времени. В соответствии с изменением тепловыделения в цилиндре двигателя изменяются температура и давление рабочего тела.

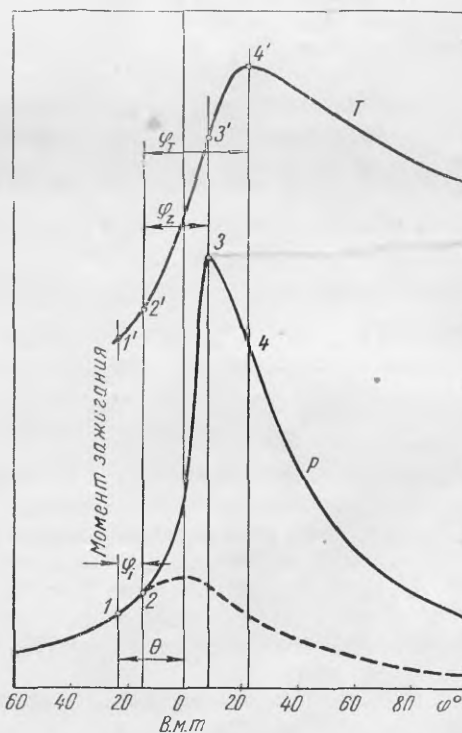
Способ воспламенения рабочей смеси предопределяет протекание процесса сгорания. Поэтому изменение параметров рабочего тела в период сгорания необходимо рассмотреть отдельно для различных типов двигателей внутреннего сгорания.

#### Сгорание в двигателях с зажиганием от электрической искры

В двигателях с искровым зажиганием к моменту появления электрической искры рабочая смесь, состоящая из воздуха и парообразного или газообразного топлива и примеси остаточных газов, заполняет в цилиндре объем пространства сжатия. В зависимости от числа свечей зажигания рабочая смесь воспламеняется в одной или нескольких (чаще в двух) точках. Процессы сгорания происходят вблизи в. м. т. при малом изменении объема рабочего тела. Поэтому изучать изменение давления в этом периоде удобнее на так называемых развернутых индикаторных диаграммах, показывающих изменение давления  $p$  в цилиндре по углу  $\varphi$  поворота коленчатого вала или по времени  $\tau$ . На фиг. 44 изображена развернутая индикаторная диаграмма двигателя ГАЗ-51 (кривая  $P$ ), а также показано примерное изменение средней температуры рабочего тела (кривая  $T$ ). Если зажигание выключено, то давление в цилиндре (штриховая кривая) изменяется почти симметрично относительно вертикальной линии, соответствующей в. м. т. (несимметричность получается вследствие теплообмена между газом и стенками, а также некоторой утечки газа через поршневые кольца и клапаны).

Момент проскакивания искры отмечен ординатой  $1$ , соответствующей углу  $\theta$  до в. м. т.; в этот момент давление в цилиндре равно  $p_1$ . После проскакивания искры давление в цилиндре в течение времени, пропорционального углу  $\varphi_1$  поворота вала, продолжает оставаться таким же, как и при выключенном зажигании до давления  $p_2$ , соответствующего ординате  $2$ . От точки  $2$  давление быстро нарастает до  $p_3 = p_z$  — максимального давления цикла, значительно превосходящего давление конца сжатия  $p_2$ .

Линия изменения давления при расширении после точки  $3$  также проходит выше линии расширения при отсутствии зажигания.



Фиг. 44. Диаграмма изменения давления  $p$  и температуры  $T$  по углу  $\varphi$  поворота коленчатого вала в двигателе с зажиганием от электрической искры.

Характер изменения давления в период сгорания в двигателе с искровым зажиганием позволяет выделить две основные фазы: фазу образования начального очага горения (участок 1—2, соответствующий  $\varphi_1$  градусов поворота вала) с малым тепловыделением и фазу распространения пламени (участок 2—3, соответствующий  $\varphi_2$  градусов угла поворота вала). В течение второй фазы происходит основное тепловыделение. Третья фаза — догорание по линии расширения.

Первая фаза завершается в тот момент, когда первоначальный очаг горения около свечи достигает такого размера, что количество выделившейся теплоты оказывается достаточным для заметного повышения давления в цилиндре.

Этому соответствует сгорание объема смеси, равного около 6—8% от общего объема камеры сгорания. Скорость сгорания в первой фазе в основном определяется химическими факторами (составом смеси и свойствами топлива).

Во второй фазе при распространении пламени в основной части объема камеры на скорость сгорания в основном влияет интенсивность крупно-масштабной турбулентности. В этой фазе резко увеличивается скорость сгорания и происходит выделение основной части теплоты сгорания. Максимальное давление в цилиндре достигается приблизительно в конце процесса распространения пламени, т. е. после почти полного завершения прохода фронта пламени через камеру сгорания.

Скорость тепловыделения в основной фазе сгорания определяет быстроту нарастания давления по углу поворота вала, характеризуемую отношением  $\frac{dp}{d\varphi}$  кг/см<sup>2</sup> град. Эта величина на диаграмме  $p - \varphi$  определяется тангенсом угла наклона касательной в данной точке кривой давления к оси абсцисс. Быстрота нарастания давления при сгорании может характеризоваться также отношением  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  кг/см<sup>2</sup> град, где  $\Delta p = p_3 - p_2$  — разность максимального давления цикла и давления в начале сгорания, а  $\Delta \varphi = \varphi_3 - \varphi_2 = \varphi_2$  — разность углов поворота вала при максимальном давлении и в начале сгорания.

Быстрота нарастания давления характеризует резкость приложения усилий к деталям кривошипно-шатунного механизма или, как принято называть, жесткость работы двигателя. Жесткость работы двигателя зависит от кривизны переходного участка между линиями сжатия и сгорания. С увеличением радиуса кривизны (т. е. если линия сжатия плавно переходит в линию сгорания) жесткость работы двигателя уменьшается.

В двигателях с низкими степенями сжатия (4,5—5) быстрота нарастания давления составляет 0,7—0,9 кг/см<sup>2</sup> град; в двигателях со степенями сжатия 6,5—8 быстрота нарастания давления больше и составляет 1,1—1,6 кг/см<sup>2</sup> град.

Первая фаза — так называемая задержка воспламенения, определяемая по индикаторной диаграмме углом  $\varphi_1$ , представляет собой по существу период задержки повышения давления. Эта величина включает период собственно химической задержки воспламенения и образование начального небольшого очага сгорания. Вторая фаза, определяемая углом  $\varphi_2$ , соответствует почти полному проходу пламени по камере сгорания.

На продолжительность первой фазы влияют следующие факторы:

а) состав рабочей смеси, характеризуемый коэффициентом избытка воздуха, и структура молекул топлива;

б) степень сжатия, определяющая подготовленность топлива к воспламенению;

в) энергия источника зажигания.

На продолжительность второй фазы сгорания оказывают влияние те же факторы и дополнительно:

г) расположение свечи и конфигурация камеры сгорания;

д) момент зажигания;

е) скорость движения и турбулентные характеристики рабочей смеси.

В действительных условиях сгорания в двигателе максимум давления и максимум температуры рабочего тела не совпадают по времени ( $\varphi_z$  и  $\varphi_T$  на фиг. 44). Максимальное давление достигается до окончания тепловыделения в цилиндре, хотя пламя к этому моменту уже прошло основную часть объема камеры сгорания. Достижение максимальной температуры также происходит не при полностью законченном тепловыделении.

Сдвиг максимумов давления и температуры рабочего тела в цилиндре является результатом совместного влияния подвода теплоты при сгорании и увеличения объема рабочего тела вследствие движения поршня. Несовпадение момента прохода пламени через камеру сгорания и окончания тепловыделения определяется периодом догорания смеси в камере, временем рекомбинации диссоциированных продуктов сгорания и более медленным окислением относительно холодных слоев рабочей смеси у стенок камеры.

На продолжительность периода до достижения максимума температуры влияют те же факторы, что и на вторую фазу сгорания. Продолжительность третьей фазы сгорания, так называемого догорания при расширении, зависит от состава смеси, момента зажигания и степени турбулизации догорающей смеси.

Влияние степени сжатия. С увеличением степени сжатия повышается давление и температура в период сжатия, что ускоряет подготовку топлива к сгоранию и увеличивает скорость сгорания. В двигателе с большей степенью сжатия период задержки воспламенения и продолжительность сгорания до достижения максимального давления  $p_z$  меньше, тепловыделение происходит быстрее, давление по углу поворота вала растет также более интенсивно, а максимальное давление  $p_z$  достигается при положении, более близком к в. м. т.

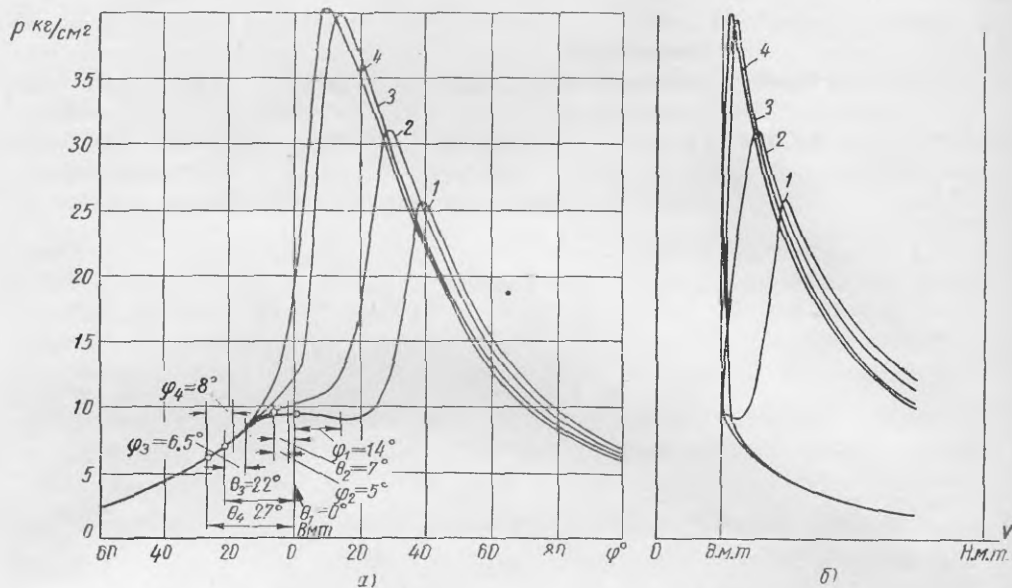
Влияние формы камеры сгорания и расположение свечей. Конфигурация камеры сгорания и расположение свечи (или свечей) влияет на форму и величину поверхности фронта пламени, скорость его перемещения и, в результате, на интенсивность тепловыделения в зависимости от угла поворота вала.

Более быстрое увеличение давления при сгорании наблюдается в двигателях с плоскоцилиндрической формой камеры сгорания при двух боковых свечах, чем в двигателях с боковой камерой сгорания и одной свечей, так как при двух свечах, воспламеняющих смесь с двух противоположных сторон, к моменту подхода поршня к в. м. т. успевает сгореть большая часть рабочей смеси.

Путь, проходимый пламенем при боковом зажигании, длиннее, чем при зажигании из центра. Поэтому продолжительность распространения пламени в случае бокового зажигания больше, чем в случае центрального.

При одной и той же скорости движения фронта пламени скорость сгорания пропорциональна поверхности пламени. При равных углах поворота вала поверхности пламени больше при центральном расположении свечи. Поэтому при зажигании смеси сбоку камеры давление в конце прохода фронта пламени получается меньше, чем при центральном зажигании, а соответствующий угол поворота вала увеличивается. В этом случае процесс сгорания растягивается по времени, и быстрота нарастания давления по углу поворота коленчатого вала получается меньшей, чем при центральном размещении свечи.

Влияние опережения зажигания рабочей смеси. Распространение пламени так же, как и выделение теплоты, происходит с конечной скоростью. Вследствие этого, чтобы получить максимальную работу цикла, необходимо устанавливать зажигание с некоторым опережением относительно в. м. т. Этим достигается своевременное протекание процесса сгорания, а следовательно, и тепловыделения при перемещении поршня вблизи в. м. т. Углом опережения зажигания называют угол поворота коленчатого вала от момента появления искры между электродами свечи до прихода поршня в в. м. т. Влияние угла опережения зажигания  $\theta$  на протекание давления в цилиндре показано на фиг. 45.



Фиг. 45. Влияние опережения зажигания на форму индикаторной диаграммы в двигателе ГАЗ-51 ( $n = 2100$  об/мин,  $\alpha = 0,92$ ; дроссельная заслонка открыта полностью)

1 —  $\theta_1 = 0^\circ$ ; 2 —  $\theta_2 = 7^\circ$ ; 3 —  $\theta_3 = 22^\circ$ ; 4 —  $\theta_4 = 27^\circ$ .

Зажигание рабочей смеси при положении поршня в в. м. т., как видно из диаграмм (фиг. 45, а), приводит к увеличению периода задержки воспламенения  $\varphi_1$ . Процесс сгорания растягивается по времени, так как проходит в условиях увеличивающегося объема над поршнем при ослабленном вследствие затухания влияния турбулентности. Максимальное давление получается значительно позже в. м. т. (около  $40^\circ$  после в. м. т.).

При увеличении угла опережения процесс сгорания развивается скорее. Основная масса смеси успевает сгорать при перемещении поршня вблизи в. м. т., вследствие чего максимальное давление получается также при положении поршня ближе к в. м. т. Расширение газов становится более полным. Площадь индикаторных диаграмм в координатах  $p - V$  соответственно возрастает (фиг. 45, б).

Наибольший период задержки получается при наиболее позднем зажигании. Это вызвано тем, что образование начального очага сгорания протекает при увеличении объема цилиндра. Наиболее благоприятным для образования начального очага сгорания является зажигание с опережением  $5-10^\circ$ . Но наименьшее время достижения максимального давления наступает не при минимальном периоде задержки, а несколько большем значении  $\tau_1$ , соответствующем большему углу опережения зажигания, в дан-

ном случае при угле  $\theta = 22^\circ$ . При этом угле получается наибольшая быстрота нарастания давления по углу поворота вала и наибольшая площадь индикаторной диаграммы (диаграмма 3 на фиг. 45, б). Таким образом, наивыгоднейший для получения наибольшей работы угол опережения зажигания на данном режиме работы двигателя зависит не только от периода задержки  $\tau_1$ , но и от турбулентных характеристик заряда свежей смеси, определяющих своевременность сгорания.

Наивыгоднейший угол опережения зажигания зависит также и от подготовленности рабочей смеси к сгоранию. Например, при увеличении степени сжатия наивыгоднейший угол опережения зажигания уменьшается. Наивыгоднейший угол опережения зажигания уменьшается также при повышении температуры впуска свежего заряда.

При перегревании электродов свечи зажигания или возникновении в камере других очагов зажигания, например, тлеющего нагара, раскаленных участков стенок камеры и др., происходит нарушение протекания процесса сгорания. Иногда двигатель продолжает работать при таком «каильном» зажигании, однако при этом момент воспламенения смеси не остается постоянным и могут происходить «преждевременные вспышки», вызывающие стуки и неравномерную работу двигателя.

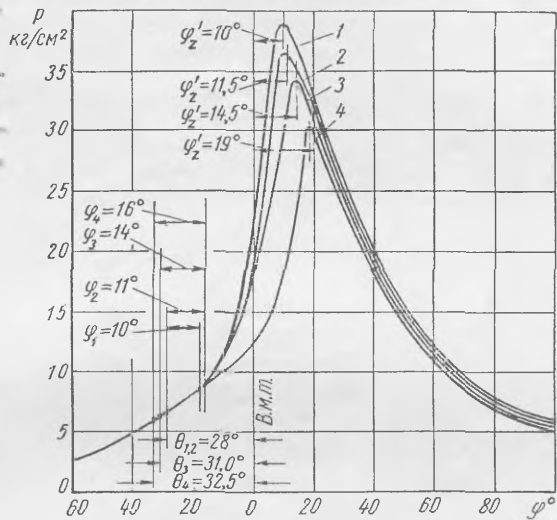
Влияние состава рабочей смеси. Состав рабочей смеси сильно влияет на скорость сгорания и количество выделяющегося тепла, что отражается на изменении давления и температуры в цилиндре двигателя.

На фиг. 46 для примера приведены совмещенные индикаторные диаграммы, полученные при различных составах рабочей смеси. Для каждого состава смеси, характеризуемого коэффициентом избытка воздуха, устанавливался угол опережения зажигания, при котором наблюдалось появление признаков легкой детонации.

Изменение состава рабочей смеси определяет различные значения наивыгоднейшего угла опережения зажигания.

Минимальные значения угла опережения  $\theta$ ,  $\tau_1$  и  $\tau_2$  соответствуют коэффициенту избытка воздуха  $\alpha = 0,8$ . Этому коэффициенту избытка воздуха соответствует максимальное отношение  $\Delta p / \Delta \varphi$  и, следовательно, максимальная интенсивность тепловыделения. Обеднение состава смеси ( $\alpha > 0,9$ ) вызывает необходимость увеличивать угол опережения, но при этом возрастает период задержки  $\tau_1$  и удлиняется период сгорания; быстрота нарастания давления  $\Delta p / \Delta \varphi$  уменьшается, так как интенсивность тепловыделения снижается.

Влияние интенсивности вихреобразования. Интенсивность вихревых движений в камере сгорания зависит от скорости вращения вала двигателя. Вихревые движения вызываются поступлением горючей смеси (или воздуха) в цилиндр во время хода впуска со значитель-

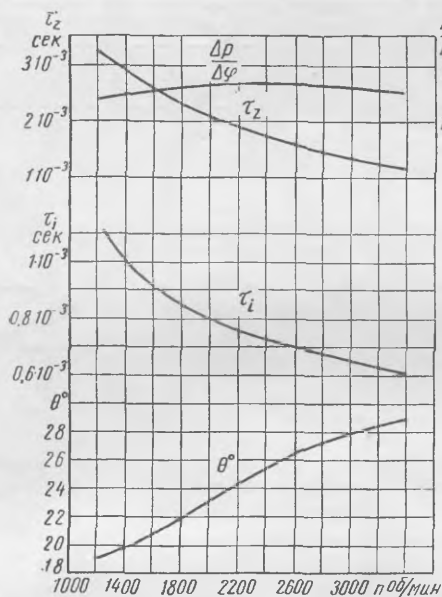


Фиг. 46. Изменение давлений в цилиндре двигателя ГАЗ-51 в зависимости от состава рабочей смеси ( $n = 2000$  об/мин):

1 —  $\alpha = 0,84$ ; 2 —  $\alpha = 0,65$ ; 3 —  $\alpha = 1,0$ ; 4 —  $\alpha = 1,18$ .

ной скоростью, увеличивающейся с повышением числа оборотов и усилением потоков, возникающих при ходе сжатия. Одновременно сокращается время затухания турбулентности потоков.

При увеличении числа оборотов вала двигателя период задержки воспламенения по времени и продолжительность сгорания до достижения максимального давления уменьшаются (фиг. 47). Это уменьшение происходит вследствие того, что с увеличением числа оборотов, во-первых, несколько повышаются температуры в процессе сжатия, а следовательно, и степень подготовленности рабочей смеси к воспламенению, и, во-вторых, усиливаются вихревые движения в камере сгорания. Тем не менее ускорение сгорания не компенсирует сокращения времени, предоставляемого для процесса сгорания, при увеличении числа оборотов. Поэтому для получения оптимальных условий сгорания при увеличении числа оборотов вала необходимо увеличивать опережение зажигания.



Фиг. 47. Влияние числа оборотов  $n$  коленчатого вала на параметры процесса сгорания в двигателе ГАЗ-51: на период задержки воспламенения  $\tau_1$ , время сгорания  $\tau_2$  до достижения  $p_z$  и быстроту нарастания давления  $\Delta p/\Delta \varphi$ .



Фиг. 48. Вид индикаторной диаграммы при детонации.

**Детонационное сгорание.** Условия и причины появления детонационного сгорания были выяснены ранее (гл. IV). В двигателях с зажиганием от электрической искры детонация обнаруживается появлением звенящих металлических стуков в цилиндрах. Частота и сила стуков определяет интенсивность детонации. При слабой детонации обычно прослушиваются отдельные чередующиеся с некоторыми интервалами слабые стуки. При интенсивной детонации появляются сильные непрерывные стуки, понижается мощность, перегревается двигатель и появляется черный дым (сажа) в отработавших газах. Длительная работа двигателя с детонацией приводит к прогоранию поршней и выкрашиванию заливки вкладышей подшипников. Индикаторная диаграмма двигателя при детонационном сгорании показана на фиг. 48.

Причиной разрушения ряда деталей двигателей при детонации являются местные резкие изменения давления и температуры в ударных волнах, движущихся в камере сгорания.



Факторы, определяющие возникновение и усиление детонации, следующие:

1. Степень сжатия. Увеличение степени сжатия приводит к повышению давления и температуры к концу сжатия. Это создает благоприятные условия для возникновения детонации. Поэтому для каждого топлива существует определенная наибольшая допустимая степень сжатия.

2. Форма камеры сгорания и расположение свечи зажигания. Конфигурация камеры сгорания и расположение свечи оказывают весьма существенное влияние на появление детонации. Различные по конструкции камеры сгорания для одного и того же сорта топлива допускают различные степени сжатия.

3. Угол опережения зажигания. При раннем зажигании в начальный период сгорания после задержки воспламенения наблюдается быстрое нарастание давления и, следовательно, температуры. Это ускоряет предпламенные реакции в части смеси перед фронтом пламени, что способствует возникновению детонации.

4. Состав смеси. Так как скорость сгорания зависит от состава смеси и наибольшая ее величина соответствует  $\alpha = 0,8 \div 0,9$ , то именно при этом составе смесь становится наиболее склонной к детонации.

5. Размеры и число цилиндров. При заданном расположении свечи чем больше диаметр цилиндра, тем длиннее путь пламени до наиболее удаленной точки камеры и тем благоприятнее условия возникновения детонации. При уменьшении диаметра цилиндра сокращается путь пламени и увеличивается относительная величина поверхности охлаждения, так как последняя возрастает с уменьшением диаметра. Это позволяет повысить степень сжатия в двигателе.

В многоцилиндровом двигателе при внешнем смесеобразовании обычно возникает детонация даже при степени сжатия, допустимой в одноцилиндровом двигателе. Причиной этого является неодинаковый состав смеси по цилиндрам. Детонация возникает раньше в тех цилиндрах, в которых смесь приближается к составу с  $\alpha = 0,8 \div 0,9$ .

6. Материал поршня и головки цилиндра. Допустимая степень сжатия зависит от материала поршня и головки. Поршни из алюминиевого сплава позволяют повысить степень сжатия на  $0,4-0,7$  по сравнению с чугунными поршнями.

Замена чугунной головки головкой из алюминиевого сплава дополнительно позволяет увеличить степень сжатия на  $0,5-0,6$ . Возможность повышения степени сжатия при выполнении этих деталей из алюминиевого сплава объясняется его высокой теплопроводностью. Поэтому температура газов в конце сжатия ниже, чем при чугунных поршне и головке, и склонность двигателя к детонации уменьшается.

7. Число оборотов. Увеличение числа оборотов вала двигателя, сопровождающееся усилением вихревого движения заряда в камере сгорания, приводит к повышению скорости сгорания, а также к повышению теплоотдачи и некоторому увеличению количества остаточных газов. Все это снижает склонность двигателя к детонации с повышением числа оборотов.

На фиг. 49 изображена зависимость допустимой степени сжатия от максимальных чисел оборотов, развиваемых коленчатым валом при полном открытии дроссельной заслонки, для автомобильных двигателей различных типов.

На фигуре видно, что при увеличении числа оборотов на 500 в минуту степень сжатия можно повысить примерно на  $0,7-0,9$ .

8. Свойства топлива. Склонность топлив к детонации оценивается по шкале октановых чисел (см. гл. III). Приближенная зависимость между

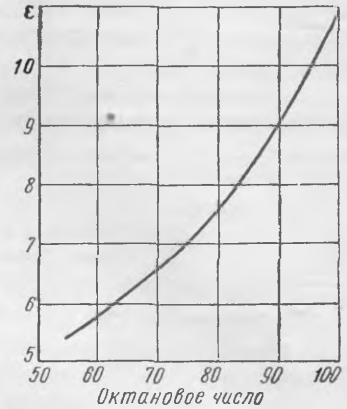
степенью сжатия и необходимым октановым числом топлива для автомобильных двигателей приведена на фиг. 50.

9. Условия на впуске и выпуске. При дросселировании на впуске или увеличении сопротивления на выпуске количество остаточных газов повышается и склонность двигателя к детонации снижается. При повышении давления и температуры на впуске склонность двигателя к де-



Фиг. 49. Влияние числа оборотов  $n$  коленчатого вала на допустимую степень сжатия в двигателях различных конструкций:

1 — двигатель работал на бензине с октановым числом 55;  
 11 — двигатель работал на автомобильном бензине А70 и А74; 1 — ЗИС-5; 2 и 3 — ЗИС-15; 4 — ГАЗ-11;  
 5 — ЗИС-16; 6 — ГАЗ-11А; 7 — ГАЗ-51; 8 — МЗМА-400;  
 9 — М-20; 10 — ЗИЛ-120; 11 — ЗИЛ-110; 12 — ЗИЛ-120-Э;  
 13 — ЗИМ.



Фиг. 50. Влияние октанового числа топлива на допустимую степень сжатия в автомобильных двигателях.

тонации, наоборот, усиливается. Поэтому при наддуве требуются топлива с повышенным октановым числом.

10. Интенсивность охлаждения. Недостаточное охлаждение наиболее нагретых частей камеры сгорания и головки, как-то: выпускных клапанов, перемычек между клапанами и т. п., способствует возникновению детонации.

### Сгорание в двигателях с воспламенением от сжатия

В двигателях с воспламенением от сжатия топливо впрыскивается в нагретый до высокой температуры в результате сжатия воздух. Обычно топливо начинает подаваться до в. м. т.; подача может заканчиваться как после в. м. т., так и до в. м. т.

На фиг. 51 изображена развернутая индикаторная диаграмма давлений и температур в координатах  $p - \varphi$  и  $T - \varphi$  однокамерного двигателя с непосредственным распыливанием топлива, а также показан характер изменения подачи топлива  $\sigma$ , величины тепловыделения  $\delta$  и скорости тепловыделения  $d\delta/dt$ .

Подача топлива начинается до в. м. т. с опережением  $\theta^\circ$  угла поворота вала; подача заканчивается после в. м. т.

Изменение давления от точки 1 до точки 2 происходит только вследствие сжатия заряда. Подъем давления, вызванный тепловыделением при сгорании, начинается от точки 2. К этому моменту времени в цилиндр поступает количество топлива, равное  $\sigma_1$ .

Задержкой воспламенения называют период, соответствующий углу  $\varphi_1$  (точнее, угол  $\varphi_1$  представляет собой задержку нарастания давления).

При сгорании топлива давление резко растет на участке 2—3, достигая максимума после в. м. т., и далее, вследствие увеличения объема, снижается по ходу поршня.

Средняя быстрота нарастания давления по линии сгорания 2—3, как и в двигателе с искровым зажиганием, определяется отношением  $\Delta p/\Delta \varphi$ , а быстрота нарастания давления в данной точке, соответственно, производной  $dp/d\varphi$ . Работа двигателя считается нежесткой, если средняя скорость нарастания давления не превышает 3—5 кг/см<sup>2</sup> на 1° поворота коленчатого вала.

Повышение температуры на участке 1'—2' обусловлено сжатием заряда. При этом часть теплоты затрачивается на испарение впрыснутого топлива и поэтому температура будет несколько меньше той, которая могла бы быть при сжатии без впрыска топлива.

Наибольшая интенсивность тепловыделения, характеризуемая величиной  $d\delta/dt$ , наблюдается в начальный период сгорания до момента достижения максимума давления, но количество выделившейся теплоты  $\delta_3$  (фиг. 51) составляет около одной трети от общего количества тепла, введенного с топливом. Максимум относительной скорости тепловыделения обычно не совпадает с максимумом давления, так же, как и максимум температуры. Максимальная температура развивается в камере сгорания после достижения максимума давления. Положение точки 4' максимума температуры по углу поворота вала зависит от скорости сгорания. Количество теплоты, выделенное к моменту достижения максимальной температуры, составляет 0,7—0,8 общего количества теплоты, поступающего в цилиндр топлива.

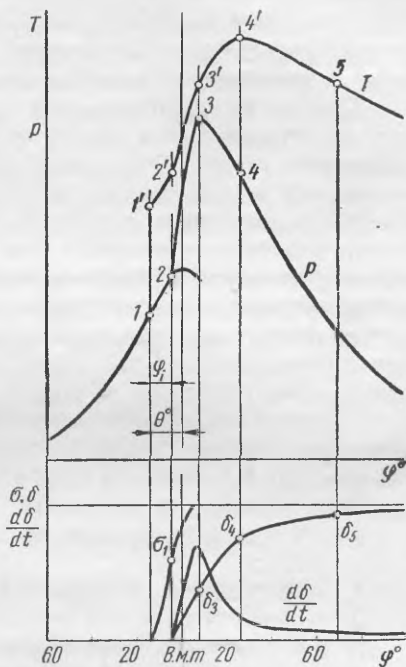
Тепловыделение продолжается и после достижения максимальной температуры. При неблагоприятных условиях протекания процесса сгорания полного тепловыделения не происходит: в отходящих газах появляются сажа, окись углерода и даже небольшое количество жидких продуктов разложения топлива.

Как видно из фиг. 51, основное тепловыделение при сгорании приходится на период после достижения максимума давления. Процесс сгорания затягивается по времени и частично переносится на линию расширения.

Условный момент конца сгорания (около 70° угла поворота вала после в. м. т.), к которому успевает выделиться 97% теплоты, отмечен на фиг. 51 ординатой 5.

Период сгорания в двигателе с воспламенением от сжатия может быть разделен на следующие четыре фазы:

- 1) фаза подготовки очагов воспламенения;
- 2) фаза развития очагов воспламенения и распространения пламени;
- 3) фаза сгорания основной массы рабочей смеси;
- 4) фаза относительно медленного догорания оставшихся горючих компонентов смеси.



Фиг. 51. Диаграмма изменения давления и температуры в зависимости от угла  $\varphi$  поворота коленчатого вала в двигателе с воспламенением от сжатия.

Первая фаза охватывает период задержки воспламенения и занимает промежуток времени, соответствующий углу  $\varphi_1$ , от момента начала впрыска топлива до начала повышения давления в результате воспламенения. Как отмечалось выше, за это время протекают процессы физико-химической подготовки к горению некоторой доли поступившего в цилиндр топлива в отдельных зонах.

Подготовка топлива к сгоранию происходит постепенно, по мере его поступления. Поэтому продолжительность задержки воспламенения существенно влияет на протекание процесса сгорания. Если период задержки воспламенения велик и к концу его в цилиндр поступит большая часть дозы топлива, то сгорание этой части вызовет резкое нарастание давления и приведет к повышению максимального давления цикла.

При этом экономичность цикла повысится, но детали кривошипно-шатунного механизма окажутся более нагруженными резко возрастающим давлением газов. При малой задержке воспламенения и, следовательно, умеренной подаче топлива к концу этого периода сгорание проходит с менее резким нарастанием давления. Последующая подача также не вызывает такого повышения давления, так как впрыскиваемое топливо сгорает быстрее в среде, нагретой до высокой температуры. При этом весь процесс сгорания развивается несколько медленнее, максимальное давление сгорания снижается, работа двигателя становится более плавной (мягкой), но экономичность цикла ухудшается. При слишком малом периоде задержки воспламенения и одновременно растянутой подаче топлива сгорание может стать неудовлетворительным: в отработавших газах появляются продукты неполного сгорания. Такое ухудшение сгорания связано с ухудшением смесеобразования, так как быстро воспламеняющееся топливо не успевает равномерно распределиться в воздушном заряде.

На продолжительность задержки воспламенения влияет ряд факторов, в том числе:

- 1) физические и химические свойства топлива;
- 2) температура и давление сжатого воздуха;
- 3) вихревые движения заряда в камере сгорания;
- 4) содержание в рабочем теле инертных газов.

Вторая фаза сгорания, соответствующая развитию очагов воспламенения и распространению пламени, при наиболее интенсивном тепловыделении начинается с момента воспламенения и продолжается до момента достижения максимального давления цикла. Процесс сгорания во второй фазе довольно быстро распространяется по всему объему камеры сгорания. В этой фазе относительная скорость тепловыделения достигает максимальной величины. В результате быстрого увеличения тепловыделения резко возрастают давление и температура.

Интенсивное тепловыделение во второй фазе сгорания является результатом как предварительной подготовки топлива, впрыснутого за период задержки воспламенения, так и частичного сгорания поступающего топлива. Поступление топлива в цилиндр может продолжаться в течение всей второй фазы горения или закончится ранее конца второй фазы. Очевидно, что величина нарастания давления по углу поворота коленчатого вала будет зависеть не только от продолжительности периода задержки воспламенения, но и от быстроты подачи и количества подаваемого топлива. При большой задержке воспламенения и коротком впрыске быстрота нарастания давления (жесткость работы двигателя) получается наибольшей, так же, как и максимальное давление цикла. Топливо, поступающее во второй фазе в среду, охваченную пламенем, при малом периоде задержки воспламенения и местном недостатке кислорода обращается в продукты неполного сгорания и продукты термического распада.

Протекание процесса сгорания во второй фазе определяет жесткость работы двигателя и экономичность рабочего процесса. Рабочий процесс протекает наиболее экономично при достижении максимального давления цикла при повороте коленчатого вала на  $6-10^\circ$  после в. м. т.

Основное влияние на протекание второй фазы сгорания оказывают следующие факторы:

- 1) продолжительность периода задержки воспламенения;
- 2) величина подачи топлива за период задержки воспламенения;
- 3) быстрота подачи и количество подаваемого топлива во второй фазе;
- 4) равномерность распределения топлива в камере сгорания.

Третья фаза сгорания начинается в момент достижения максимального давления и заканчивается при угле поворота коленчатого вала, при котором достигается максимальная температура газа. К началу третьей фазы подача топлива обычно заканчивается.

Протекание процесса сгорания в третьей фазе происходит с пониженной скоростью тепловыделения. Снижение скорости сгорания происходит в результате уменьшения концентрации кислорода и разбавления горючей смеси продуктами сгорания.

Продолжительность третьей фазы сгорания определяется в основном диффузионными процессами. Общее количество выделенной теплоты к концу третьей фазы сгорания значительно увеличивается, температура газа достигает максимума. Несмотря на непрерывное повышение температуры в третьей фазе сгорания, давление уменьшается вследствие расширения газа, вызванного перемещением поршня.

Продолжительность третьей фазы зависит от следующих факторов:

- 1) величины среднего коэффициента избытка воздуха (нагрузочный режим);
- 2) скорости движения заряда в камере (скоростной режим);
- 3) характеристики подачи топлива.

При правильно подобранной характеристике топливоподачи и оптимальных условиях протекания процесса сгорания наибольшая температура цикла достигается при повороте коленчатого вала в. м. т. на  $20-35^\circ$  после в. м. т. Для лучшего перемешивания топлива и воздуха используют перетекание горящего заряда из вспомогательной камеры в основную (в вихрекамерных и предкамерных двигателях).

Дальнейшее сгорание в четвертой фазе, от момента достижения максимальной температуры цикла до момента выделения  $95-97\%$  тепла от введенного с топливом, протекает замедленно. Скорость тепловыделения убывает, приближаясь к нулю. В двигателях с растянутым по времени впрыском, а также при больших подачах топлива на цикл за период четвертой фазы может выделиться  $10-30\%$  теплоты. Продолжительность сгорания в четвертой фазе нередко занимает промежуток времени, соответствующий  $50-60^\circ$  угла поворота вала, а иногда и более.

Условия для сгорания в четвертой фазе весьма неблагоприятны, так как в цилиндре содержится большое количество конечных продуктов сгорания. Весь процесс протекает при увеличении объема и уменьшении температуры. Перенос значительной доли тепловыделения на линию расширения сильно понижает эффективность использования выделяющейся теплоты. Экономичность двигателя резко понижается. Температура на выпуске повышается.

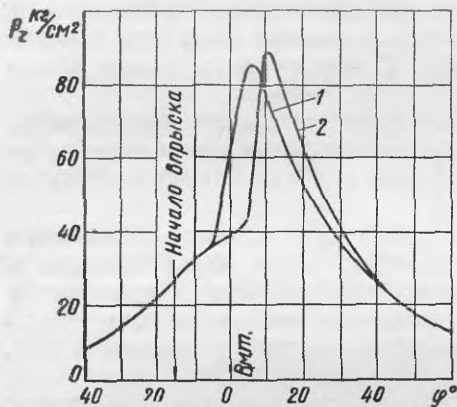
Для увеличения скорости сгорания и сокращения продолжительности четвертой фазы применяют те же мероприятия, которые были указаны для третьей фазы.

На продолжительность четвертой фазы сгорания оказывают влияние:

- 1) величина среднего коэффициента избытка воздуха;
- 2) продолжительность подачи топлива в третьей фазе.

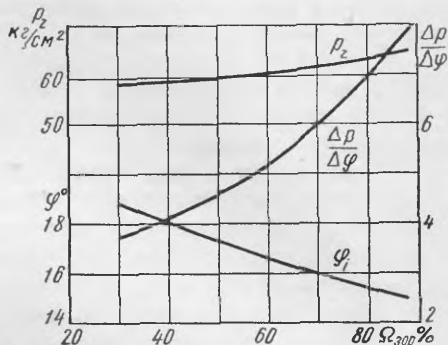
Влияние свойств топлива. Групповой химический состав топлива существенно влияет на продолжительность периода задержки воспламенения и изменение давления в цилиндре. Чем больше в топливе содержится парафиновых углеводородов, тем короче период задержки воспламенения.

На фиг. 52 изображены две совмещенные индикаторные диаграммы, снятые при испытаниях двигателя на топливе различного группового состава. Кривая 1 получена при работе двигателя на топливе, содержащем главным образом углеводороды наftenового и парафинового рядов; кривая 2 — на топливе с большим содержанием ароматических углеводородов. Как видно,



Фиг. 52. Изменение давления в цилиндре двигателя ЯАЗ-204 в зависимости от сорта топлива ( $n = 1600$  об/мин; полная подача; насос-форсунка  $80 \text{ мм}^3$  на цикл):

1 — парафиновое топливо; 2 — топливо с большим содержанием ароматических углеводородов



Фиг. 53. Зависимость задержки воспламенения  $\varphi_i$ , быстроты нарастания давления  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  и максимального давления  $p_z$  сгорания от фракционного состава (двухтактный двигатель;  $n = 1000$  об/мин; полная подача;  $p_k = 1,12 \text{ кг/см}^2$ ).

при работе двигателя на парафиновом топливе (кривая 1) получается меньшая задержка воспламенения, более плавное нарастание давления по углу поворота коленчатого вала и меньшее максимальное давление сгорания.

Из числа физических характеристик топлив на протекание процесса сгорания влияют вязкость, поверхностное натяжение и испаряемость топлива. Первые два свойства определяют мелкость распыливания. От испаряемости зависит скорость испарения капель и, следовательно, скорости образования горючей смеси. На фиг. 53 в качестве примера показана зависимость задержки воспламенения и быстроты нарастания давления от количества фракций топлива  $\Omega_{300}$  (в процентах, выкипающих до  $300^\circ \text{C}$  (при неизменном давлении)). Из кривых следует, что по мере увеличения количества легких фракций задержка воспламенения уменьшается, а быстрота нарастания давления возрастает.

Влияние степени сжатия. При увеличении степени сжатия давление и температура к моменту впрыска повышаются. Это приводит к улучшению теплообмена между каплями впрыснутого топлива и воздухом. С повышением степени сжатия уменьшается задержка воспламенения, снижается скорость нарастания давления и работа двигателя становится более мягкой.

Влияние конструкции камеры сгорания. Различные схемы камеры сгорания двигателей с воспламенением от сжатия и осуществляемые в них способы смесеобразования рассмотрены ниже, в гл. XI.

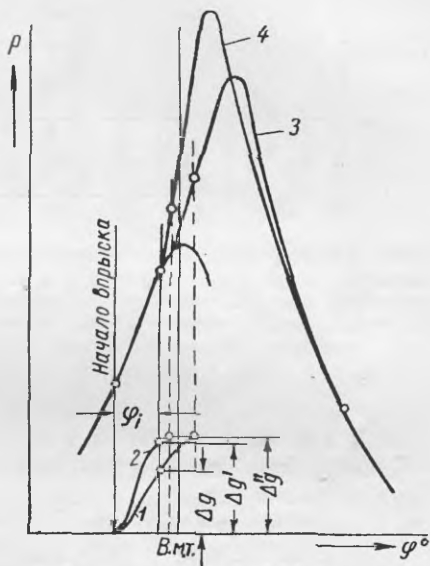
Влияние материала поршня и головки. Горячие поверхности камеры сгорания сокращают период подготовки топлива к сгоранию. Температура чугунной головки и чугунного поршня выше температуры головки и поршня из алюминиевого сплава, что способствует уменьшению периода задержки воспламенения и более плавному изменению давления в цилиндре при чугунном поршне и головке.

Влияние качества распыливания и продолжительности подачи топлива. Изменение давления распыливания топлива в определенных пределах не влияет на величину задержки воспламенения, но влияет на равномерность распыливания и, следовательно, на распределение капель в воздухе.

Мелкость распыливания улучшает-ся с повышением давления распыливания. При мелком распыливании и хорошем перемешивании топлива с воздухом сокращается время сгорания и повышается полнота сгорания. Особенно чувствительны к качеству распыливания двигатели с неразделенными камерами.

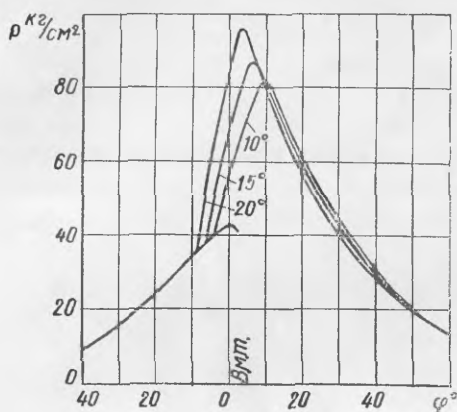
Продолжительность впрыска топлива сильно влияет на процесс сгорания и показатели рабочего процесса. Продолжительность подачи по углу поворота коленчатого вала зависит от профиля кулачка топливного насоса, диаметра плунжера, длины и диаметра топливного трубопровода, а также от конструкции и регулировки форсунки. При одной и той же подаче топлива на цикл, изменяя продолжительность впрыска, можно получить разные индикаторные диаграммы. На фиг. 54 изображены две индикаторные диаграммы одного и того же двигателя при постоянной подаче топлива на цикл, но при различной продолжительности впрыска. Кривая 1 показывает характеристику подачи при большой длительности впрыска по углу поворота коленчатого вала, кривая 2 — при малой длительности впрыска. Период задержки воспламенения  $\varphi_i$  на одном и том же сорте топлива в обоих случаях остается постоянным, но скорость сгорания топлива по углу поворота коленчатого вала, как видно из фиг. 54, различна. Работе двигателя с длительным впрыском соответствует индикаторная диаграмма 3. При этой характеристике подачи к моменту воспламенения поступает количество топлива  $\Delta g$ . Работе с коротким впрыском соответствует индикаторная диаграмма 4. В этом случае поступает количество топлива  $\Delta g'$  большее, чем  $\Delta g$ . Следовательно, при коротком впрыске воспламеняется большее количество топлива и соответственно выделяется больше теплоты при сгорании. Быстрота нарастания давления и максимальное давление цикла также возрастают.

Влияние опережения впрыска топлива. На фиг. 55 изображены совмещенные индикаторные диаграммы, снятые при переменном начале впрыска в пределах от  $10^\circ$  до  $20^\circ$  до в. м. т. Продолжительность впрыска при всех значениях углов опережения оставалась одинаковой. На данном сорте топлива наиболее выгодным углом опережения впрыска был угол  $15^\circ$  до в. м. т.



Фиг. 54. Влияние продолжительности подачи топлива на изменение давления в цилиндре двигателя.

При большом опережении впрыска задержка воспламенения увеличивается, и почти вся доза топлива впрыскивается в цилиндр до подхода поршня к в. м. т. Сгорание большей части топлива приводит к резкому нарастанию давления при перемещении поршня к в. м. т., максимальное давление сгорания получается наибольшим, но смещенным ближе к в. м. т. Слишком малое опережение впрыска приводит к тому, что значительная часть топлива подается после достижения поршнем в. м. т. Сгорание топлива происходит в условиях увеличивающегося объема цилиндра, и тепловыделение по углу поворота коленчатого вала растягивается. Скорость нарастания давления и максимальное давление уменьшаются, и показатели работы цикла ухудшаются.



Фиг. 55. Влияние угла опережения  $\varphi$  впрыска на изменение давления в цилиндре двигателя ЯАЗ-204 ( $n = 1600$  об/мин;  $\rho_k = 1,34$  кг/см<sup>2</sup>, полная подача; насосфорсунка 80 мм<sup>3</sup> на цикл).

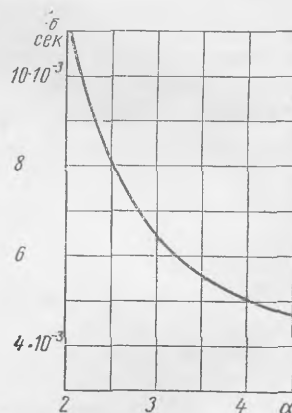
Абсолютное значение наиболее выгодного угла опережения впрыска зависит от степени сжатия, сорта топлива, давления и температуры на впуске и выпуске, характеристики подачи топлива, а также от способа смесеобразова-

вания и числа оборотов коленчатого вала.

**Влияние состава рабочей смеси.** Действительный состав рабочей смеси в период сгорания меняется по времени как в результате впрыска топлива и его испарения и смешения паров с воздухом, так и выгорания.

Неравномерное распределение топлива в смеси и неоднородность ее являются особенностью процесса внутреннего смесеобразования в двигателе с воспламенением от сжатия. Тем не менее продолжительность сгорания, определяемая временем полного превращения топлива в конечные продукты сгорания, связана со средним значением коэффициента избытка воздуха. На фиг. 56 приведено изменение продолжительности сгорания в зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  (за конец сгорания принят момент выделения 95% теплоты). Продолжительность сгорания уменьшается при увеличении  $\alpha$ . Полнота сгорания ухудшается при малых значениях  $\alpha$  вследствие снижения качества смесеобразования.

**Влияние числа оборотов.** Изменение числа оборотов коленчатого вала влияет на процесс сгорания в связи с изменением следующих факторов: начальных условий на впуске, угла опережения впрыска качества распыливания топлива и вихреобразования, а следовательно, условий подготовки топлива к воспламенению, скорости и полноты сгорания. С увеличением числа оборотов задержка воспламенения в градусах угла поворота коленчатого вала возрастает, и работа двигателя становится более жесткой. При этом максимальное давление сгорания снижается, продолжительность сгорания топлива увеличи-



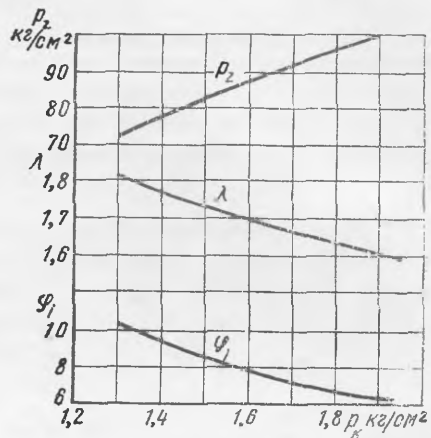
Фиг. 56. Зависимость продолжительности сгорания  $\tau_{0,95}$  до выгорания 95% топлива в четырехтактном двигателе с неразделенной камерой сгорания от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  при  $n = 1600$  об/мин (по данным Н. В. Иноземцева)



вается, сгорание переносится дальше на линию расширения и температура отработавших газов повышается. Так как увеличение скорости сгорания в результате сокращения продолжительности впрыска, улучшения смесеобразования при усилении вихреобразования и качества распыливания не пропорционально изменению числа оборотов, то при повышении скорости вращения вала для приближения условий работы двигателя к оптимальным условиям необходимо увеличивать угол опережения впрыска.

Влияние условий впуска. Давление и температура воздуха, поступающего в цилиндр двигателя, определяют состояние свежего заряда.

С повышением давления и температуры на впуске при наддуве увеличивается весовая плотность воздуха, поступающего в двигатель и повышается давление и температура в процессе сжатия. Впрыск топлива в среду с повышенным давлением и температурой ускоряет процессы образования горючей смеси и уменьшает период задержки воспламенения. Протекание процесса сгорания зависит от продолжительности подачи топлива, условий смесеобразования и коэффициента избытка воздуха. С повышением давления впуска уменьшается продолжи-

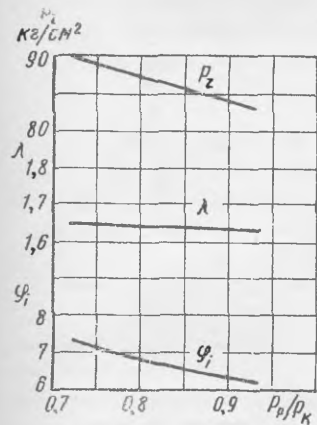


Фиг. 57. Влияние давления впуска на показатели работы двигателя ЯАЗ-204 ( $n = 2000$  об/мин; подача полная; насос-форсунка  $80$  мм<sup>3</sup> на цикл).

тельность подготовки топлива к воспламенению и процесс сгорания развивается более плавно; скорость нарастания давления уменьшается, но максимальное давление возрастает. Изменение параметров процесса сгорания двухтактного двигателя в зависимости от давления наддува при постоянном опережении впрыска, постоянной подаче топлива и постоянном числе оборотов изображено на фиг. 57.

При снижении давления на впуске (при дросселировании) давление и температура конца сжатия уменьшаются, что вызывает увеличение задержки воспламенения. Опыты показывают, что при дросселировании период подготовки топлива к сгоранию увеличивается, а процесс сгорания по времени затягивается. При очень большом уменьшении давления на впуске возможна остановка двигателя в результате прекращения воспламенения топлива.

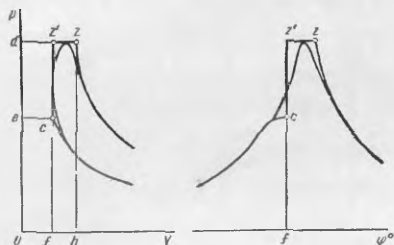
Влияние противодавления впуска. Установка глушителя, газовой турбины или другого какого-либо устройства для утилизации энергии отработавших газов увеличивает давление на выпуске (противодавление).



Фиг. 58. Влияние отношения противодавления выпуска к давлению впуска на параметры рабочего цикла двигателя ЯАЗ-204 ( $n = 2000$  об/мин;  $P_k = 1,65$  кг/см<sup>2</sup>;  $P_p$  — переменное; подача полная; насос-форсунка  $80$  мм<sup>3</sup> на цикл).

Если условия на впуске остаются неизменными, то увеличение противодавления снижает коэффициент наполнения, причем количество остаточных газов в цилиндре возрастает. Поэтому при постоянной подаче топлива на цикл увеличение противодавления вызывает обогащение состава

смеси, в результате чего изменятся параметры рабочего процесса. Влияние изменения условий на выпуске на параметры процесса сгорания в двухтактном двигателе показано на фиг. 58. По оси абсцисс отложено отношение  $p_p/p_k$  давления на выпуске к давлению на впуске. Эта величина характеризует расход воздуха через двигатель и, следовательно, коэффициент наполнения и степень загрязненности свежего заряда остаточными газами. С увеличением противодавления, что соответствует увеличению отношения  $p_p/p_k$  при постоянной подаче топлива на цикл, максимальное давление цикла несколько понижается вследствие обогащения рабочей смеси и усиления загрязненности ее остаточными газами.



Фиг. 59. Участок сгорания индикаторной диаграммы смешанного цикла.

рабочего тела. Однако некоторую часть теплоты не удается использовать, потому что сгорание сопровождается неизбежными потерями в период сгорания и последующего расширения.

При термодинамическом анализе части рабочего цикла двигателя с воспламенением от сжатия, в которой происходит процесс сгорания, сложная кривая изменения давления в зависимости от изменения объема заменяется изохорой  $V_c = \text{const}$  и изобарой  $p_z = \text{const}$  (фиг. 59). За начало подвода теплоты к рабочему телу принимают точку с пересечения расчетной политропы сжатия с изохорой, тогда как в действительном цикле процесс сгорания начинается несколько раньше прихода поршня в в. м. т. Точка  $z$  является точкой пересечения изобары политропической кривой, изображающей изменение давления в процессе расширения. Участок от точки  $c$  до точки  $z$  называется периодом видимого сгорания.

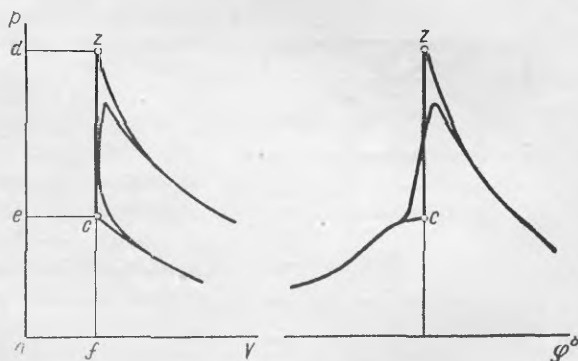
При анализе цикла двигателя с посторонним зажиганием кривая изменения давления при сгорании заменяется изохорой (фиг. 60), так как в двигателях этого типа процесс сгорания протекает быстрее, и давление цикла достигает максимума ближе к в. м. т. В этом случае начало и конец периода видимого сгорания (точки  $c$  и  $z$ ) лежат на изохоре  $V_c = \text{const}$ .

В период видимого сгорания смешанного цикла (фиг. 59) общее количество теплоты, затраченной на изменение внутренней энергии рабочей смеси и на совершение механической работы, не равно теплотворности всего количества топлива вследствие того, что часть теплоты, выделившейся при

Уменьшение периода задержки воспламенения с увеличением противодавления объясняется повышением температуры рабочего тела в конце сжатия в результате увеличения количества остаточных газов.

## § 5. ТЕРМОДИНАМИКА СГОРАНИЯ

Теплота, выделяющаяся при сгорании горючей смеси в двигателе, используется для совершения механической работы и повышения внутренней энергии



Фиг. 60. Участок сгорания индикаторной диаграммы цикла со сгоранием при  $V = \text{const}$

сгорания, отдается более холодным стенкам цилиндра. Кроме того, некоторая часть теплоты на этом участке может совершенно не выделиться из топлива вследствие неполного его сгорания. Сюда необходимо отнести и потери теплоты от диссоциации продуктов сгорания.

Неполнота сгорания на участке  $cz$  почти всегда наблюдается в двигателях и выражается или в том, что часть топлива вообще не успевает сгореть за этот период, или в том, что в составе продуктов сгорания содержится некоторое количество промежуточных продуктов химических реакций. В обоих случаях наблюдается дальнейшее догорание топлива в период расширения. Поэтому неполное сгорание до точки  $z$  еще не предопределяет неполноты сгорания за весь цикл в целом.

Наличие потерь приводит к тому, что на участке видимого сгорания  $cz$  на каждый килограмм топлива, поступившего в цилиндр двигателя, используется  $\xi_z H_u$  калорий, где  $H_u$  — низшая теплотворность топлива и  $\xi_z$  — коэффициент, определяющий ту долю теплоты, которая на участке  $cz$  затрачивается на увеличение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы. Этот коэффициент называется коэффициентом использования теплоты на участке видимого сгорания.

Если обозначить через  $\chi_z$  ту часть теплоты, которая выделяется при неполном сгорании 1 кг топлива на участке  $cz$ , и через  $Q_{wz}$  — количество теплоты, которое отдается стенкам на том же участке, то можно написать следующее соотношение:

$$\xi_z H_u = \chi_z H_u - Q_{wz}. \quad (116)$$

При догорании топлива в процессе расширения постепенно повышается величина коэффициента  $\chi$ , который в некоторый момент хода расширения может принять свое максимальное значение  $\chi = 1$ . Одновременно с этим во время хода расширения продолжается отдача теплоты стенкам, и, следовательно, величина  $Q_w$  растет.

Для момента конца расширения (точка  $b$ ) можно написать

$$\xi_b H_u = \chi_b H_u - Q_{wb}. \quad (117)$$

В соотношении (117) коэффициент использования теплоты  $\xi_b$  определяет долю теплотворности, соответствующую механической работе и повышению внутренней энергии на всем участке сгорания и расширения  $c - z - b$ . Аналогично коэффициент  $\chi_b$  выражает ту долю теплоты, которая выделилась при сгорании на всем этом участке, а величина  $Q_{wb}$  есть общее количество теплоты, отданное стенкам за тот же период.

По мере развития процесса сгорания величина  $\chi$  непрерывно возрастает и на некоторой части хода поршня может достигнуть максимальной величины (момент конца догорания). В то же время суммарное количество теплоты  $Q_w$ , отданное стенкам от момента начала сгорания, также непрерывно растет; этот рост продолжается до самого конца расширения, т. е. до момента открытия выпускных органов (точка  $b$ ). В результате коэффициент использования теплоты  $\xi$  изменяется при движении поршня. Этот коэффициент достигает максимального значения в тот момент, когда отдача теплоты стенкам и выделение теплоты от догорания уравниваются между собой. После перехода через это мгновенное состояние теплового равновесия вследствие продолжающегося возрастания количества теплоты, отданного стенкам, величина  $\xi$  уменьшается. На фиг. 61 изображен характер изменения величин  $\xi H_u$  и  $\chi H_u$  от начала сгорания в точке  $c$  до точки  $b$ .

Согласно первому принципу термодинамики

$$\chi_z H_u - Q_{wz} = U_z - U_c + AL_{cz}, \quad (118)$$

где  $AL_{cz}$  — тепловой эквивалент внешней работы газов.

Выражение (118) можно представить в виде

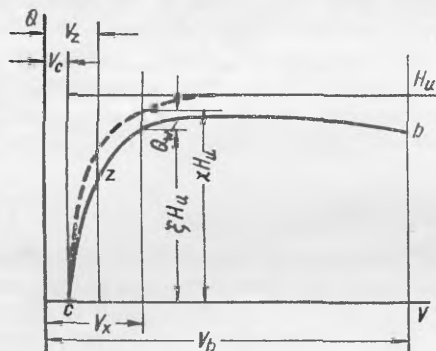
$$\xi_z H_u = U_z - U_c + AL_{cz}. \quad (119)$$

Если принять, что состав газа в точке  $z$  соответствует окончанию реакции сгорания, то для смешанного цикла можно написать развернутое выражение уравнения (119), используя введенные раньше обозначения:

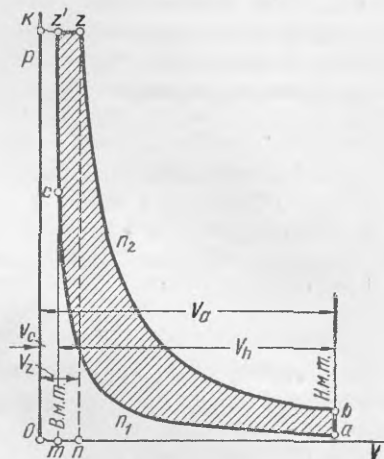
$$\xi_z H_u = (M_2 + M_r) U_z'' - M_1 U_c - M_r U_c'' + AL_{cz}, \quad (120)$$

где  $U_z''$  и  $U_c''$  — внутренняя энергия 1 кг моль продуктов сгорания при температурах точек  $z$  и  $c$ , считая от  $0^\circ\text{C}$ ;

$U_c$  — внутренняя энергия 1 кг моль свежего заряда при температуре в точке  $c$ , считая от  $0^\circ\text{C}$ .



Фиг. 61. Изменение коэффициента использования теплоты по ходу поршня.



Фиг. 62. Работа газов в цилиндре при расчетной нескругленной диаграмме.

Работа газов на участке  $cz$  может быть выражена разностью площадей  $окzn$  и  $окz'm$  (фиг. 62), т. е. в виде  $P_z V_z - P_z' V_c$ . Так как  $P_z' = \lambda P_c$ , то, следовательно, работа на участке  $cz$

$$L_{cz} = P_z V_z - \lambda P_c V_c.$$

Применяя характеристическое уравнение, можно выразить эту работу через количество газа и его температуру

$$L_{cz} = 848 [(M_2 + M_r) T_z - \lambda (M_1 + M_r) T_c]. \quad (121)$$

После подстановки выражения  $L_{cz}$  в уравнение (120) и преобразования получим

$$\begin{aligned} \xi_z H_u + M_1 U_c + M_r U_c'' + 1,985 (M_1 + M_r) \lambda (273 + t_c) = \\ = (M_2 + M_r) U_z'' + 1,985 (M_2 + M_r) (273 + t_z)^*. \end{aligned}$$

\* Полученное уравнение является приближенным, так как при его выводе не принималась во внимание разница тепловых эффектов реакций при температуре  $t_c$  и при температуре  $t_a$ , соответствующая разности приращений внутренней энергии начальных и конечных продуктов реакции в этом интервале температур. Вследствие того, что изменение внутренней энергии за процесс сгорания дано выражением  $(M_2 + M_r) U_z'' - M_1 U_c - M_r U_c''$  вместо выражения  $(M_2 + M_r) (U_z'' - U_c)$ , разница, получающаяся в результате указанного допущения, незначительна.

Если отнести это уравнение баланса теплоты при сгорании 1 кг топлива к 1 кг моль сжимаемого рабочего тела, то после замены

$$\frac{M_r}{M_1} = \gamma$$

$$\frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma} = \mu, \quad (122)$$

(где  $\mu$  представляет собой коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси) и обозначения

$$U_z'' + 1,985t_z = J_z'',$$

уравнение баланса примет следующий общий вид:

$$\frac{\xi_z H_u}{(1 + \gamma) M_1} + \frac{U_c + \gamma U_c''}{1 + \gamma} + 1,985\lambda (273 + t_c) - \mu 1,985 \cdot 273 = \mu J_z''. \quad (123)$$

В тех случаях, когда свежий заряд состоит только из воздуха и  $\alpha > 1$ , для удобства решения при пользовании табличными значениями внутренней энергии 1 кг моль продуктов сгорания при  $\alpha = 1$  и воспользовавшись выражениями (113), (114), (69) и (70) соответственно для  $q_1$ ,  $q_2$ ,  $r_a$  и  $r_0$ , уравнение (123) можно представить в виде

$$\begin{aligned} \frac{\xi_z H_u}{(1 + \gamma) M_1} + q_1 U_c + q_2 U_{0c} + 1,985\lambda (273 + t_c) - 542,3\mu = \\ = \mu (r_a U_z + r_0 U_{0z} + 1,985 t_z). \end{aligned} \quad (124)$$

По уравнению (124), называемому уравнением сгорания расчетного смешанного цикла, можно определить максимальную температуру цикла  $t_z$  для двигателя с воспламенением от сжатия.

Для карбюраторных и газовых двигателей, расчет которых ведется по циклу со сгоранием при  $V = \text{const}$ , уравнение (123) принимает более простой вид, так как в этом случае  $AL_{zc} = 0$ .

Для карбюраторных двигателей

$$\frac{\xi_z H_u}{(1 + \gamma) M_1} + \frac{U_c + \gamma U_c''}{1 + \gamma} = \mu U_z''. \quad (125)$$

При  $\alpha > 1$  удобнее применять для решения выражение

$$\frac{\xi_z H_u}{(1 + \gamma) M_1} + q_1 U_c + q_2 U_{0c} = \mu (r_a U_z + r_0 U_{0z}). \quad (126)$$

В тех случаях, когда  $\alpha < 1$ , что может быть на некоторых режимах работы карбюраторных двигателей, в уравнение сгорания нельзя вводить всю теплотворность  $H_u$ . В этом случае не представляется возможным полностью сжечь все топливо вследствие недостатка воздуха по сравнению с теоретически необходимым его количеством.

Если через  $\Delta H_u$  обозначить потерю теплотворности 1 кг топлива вследствие недостатка кислорода воздуха при  $\alpha < 1$ , то в уравнении сгорания цикла со сгоранием при  $V = \text{const}$  вместо  $H_u$  необходимо подставить  $H_u - \Delta H_u$ .

Таким образом, уравнение сгорания для цикла со сгоранием при  $V = \text{const}$  примет вид

$$\frac{\xi_z (H_u - \Delta H_u)}{(1 + \gamma) M_1} + \frac{U_c + \gamma U_c''}{1 + \gamma} = \mu U_z''. \quad (127)$$

Определение величины  $\Delta H_u$  для случая работы карбюраторных двигателей при  $\alpha < 1$  может быть сделано на основании следующих соображений<sup>1</sup>.

При сгорании углеводородных топлив с недостатком воздуха (см. гл. III) для упрощения принято считать, что в пределах изменения коэффициента избытка воздуха от 1 до  $\alpha_{np}$  углерод топлива сгорает частично в  $\text{CO}_2$  и частично в  $\text{CO}$ , причем одновременно в продуктах сгорания содержится некоторое количество несгоревшего  $\text{H}_2$ ; содержанием других продуктов неполного сгорания можно пренебречь. В результате наличия продуктов неполного сгорания часть теплотворности топлива  $\Delta H_u$  не используется

Из уравнений сгорания окиси углерода



и водорода



следует, что наличие 1 кгмоль  $\text{CO}$  в продуктах сгорания приводит к неполному использованию  $135\,000 : 2 = 67\,500 \text{ ккал/кгмоль CO}$ , а 1 кгмоль  $\text{H}_2$  —  $115\,000 : 2 = 57\,500 \text{ ккал/кгмоль H}_2$ .

Таким образом, если в продуктах сгорания 1 кг топлива содержится  $M_{\text{CO}}$  кг моль  $\text{CO}$  и  $M_{\text{H}_2}$  кг моль  $\text{H}_2$ , то

$$\Delta H_u = 67\,500 M_{\text{CO}} + 57\,500 M_{\text{H}_2} \text{ ккал/кг топлива.}$$

Так как

$$M_{\text{CO}} = 2 \frac{1-\alpha}{1+k} 0,21 L_0 \text{ кг моль/кг топлива;}$$

$$M_{\text{H}_2} = k M_{\text{CO}} \text{ кгмоль/кг топлива,}$$

то

$$\Delta H_u = 2 \frac{1-\alpha}{1+k} 0,21 L_0 (67\,500 + 57\,500 k) \text{ ккал/кг топлива.} \quad (128)$$

Для бензина среднего состава ( $\text{C} = 0,855$  и  $\text{H} = 0,145$ ), принимая  $k = 0,5$  при  $\alpha_{np} < \alpha < 1$ , получаем

$$\Delta H_u = 13\,800 (1-\alpha) \text{ ккал/кг топлива.}$$

Уравнение сгорания для газового двигателя отличается от уравнения (125) тем, что в нем теплотворность топлива отнесена не к 1  $\text{м}^3$  при  $0^\circ \text{C}$  и 760 мм рт. ст., а в соответствии с размерностью остальных членов, к 1 кгмоль газообразного топлива. Поэтому в член баланса, содержащий  $H_u$ , вводится множитель 22,4  $\text{м}^3/\text{кгмоль}$ . Уравнение принимает следующий вид:

$$\frac{22,4 \xi_z H_u}{(1+\gamma) M_1} + \frac{U_c + \gamma U_c^*}{1+\gamma} = \mu U_z^* \quad (129)$$

Уравнения баланса теплоты, написанные в том или ином виде, для любого случая сгорания топлива в двигателе решаются методом подбора температуры конца видимого сгорания  $t_z$ .

Характеристические уравнения дают возможность выразить связь между параметрами рабочего газа в начале и конце сгорания с учетом изменения молекулярного веса, происходящего при сгорании:

$$\frac{P_z V_z}{P_c V_c} = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

<sup>1</sup> Уравнение сгорания и способ подсчета величины  $\Delta H_u$  одинаковы как для карбюраторных двигателей, так и для двигателей с непосредственным впрыском в цилиндр легкого топлива.

или

$$\lambda_{\rho} = \mu \frac{T_z}{T_c} \quad (130)$$

Для цикла со сгоранием при  $V = \text{const}$  ( $\rho = 1$ )

$$\lambda = \mu \frac{T_z}{T_c} \quad (131)$$

Давление в конце сгорания

$$P_z = \lambda P_c \quad (132)$$

Величину коэффициента использования теплоты  $\xi_z$  принимают при расчете в соответствии с осуществляемым циклом, быстроходностью, способом смесеобразования, условиями охлаждения камеры сгорания рассчитываемого двигателя; она зависит от его нагрузочного и скоростного режимов. Низкие значения  $\xi_z$  указывают не только на усиленную теплоотдачу в стенки, но и на догорание в процессе расширения.

Ниже приведены пределы изменения коэффициента использования теплоты  $\xi_z$  для двигателей различных типов при работе их с полной нагрузкой.

Карбюраторные двигатели . . . . .	0,85—0,90
Двигатели с воспламенением от сжатия . . . . .	0,65—0,85
Газовые двигатели . . . . .	0,80—0,85

Неполное использование теплотворности топлива возможно также в результате диссоциации продуктов сгорания. Явление диссоциации состоит в расщеплении молекул продуктов сгорания, сопровождающемся поглощением теплоты. В продуктах сгорания непрерывно происходит, с одной стороны, диссоциация, а с другой — обратное восстановление (рекомбинация) молекул. При определенной температуре оба эти явления компенсируют друг друга, вследствие чего состав газа не меняется. Такое состояние называется химическим равновесием. В зависимости от температуры в химическом равновесии находятся различные компоненты исходных и конечных продуктов реакции и, таким образом, состав продуктов сгорания зависит от температуры. Степень диссоциации возрастает с повышением температуры и несколько уменьшается с ростом давления. Наибольшая диссоциация наблюдается при составе горючей смеси близком к стехиометрическому. Диссоциация становится заметной при температурах больше  $2200—2400^{\circ}$  абс. При понижении температуры в процессе расширения часть теплотворности, затраченная на диссоциацию, вновь освобождается в результате рекомбинации, однако ее использование в рабочем процессе менее совершенно.

При тепловом расчете двигателей с воспламенением от сжатия и газовых двигателей вследствие больших значений коэффициента избытка воздуха, относительно низких температур сгорания и высоких давлений при сгорании явлением диссоциации обычно пренебрегают. При расчете карбюраторных двигателей диссоциацию продуктов сгорания приближенно учитывают выбором меньшего значения  $\xi_z$ . Точные расчеты с учетом изменения состава продуктов сгорания вследствие диссоциации показывают, что при коэффициенте избытка воздуха близком к единице расчетная температура сгорания в карбюраторном бензиновом двигателе получается на 5—7% меньше, чем без учета диссоциации.

## § 6. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

Процесс расширения в действительном цикле двигателей внутреннего сгорания протекает по еще более сложному закону, чем процесс сжатия. Кроме охлаждения и небольшого уменьшения количества расширяющихся газов (вследствие утечки через неплотности) в процессе расширения добавляются еще явление догорания топлива и восстановление некоторого количества продуктов диссоциации.

Догорать в процессе расширения может только то топливо, для сгорания которого имеется кислород и которое вследствие несовершенства перемешивания с воздухом, состава смеси и недостатка времени не смогло сгореть за период, отведенный для процесса сгорания. Восстановление продуктов диссоциации, происходящее с выделением теплоты, может рассматриваться как явление, тождественное догоранию. Догорание топлива и восстановле-

ние продуктов диссоциации на различных участках хода расширения протекают с различной интенсивностью.

Анализом действительных индикаторных диаграмм установлено, что суммарное выделение теплоты в результате этих двух явлений происходит интенсивнее при более высоких температурах, т. е. в первой части хода расширения, и постепенно затухает с приближением поршня к н. м. т.

Степень охлаждения расширяющихся газов, зависящая, в основном, от трех факторов: разности температур, величины поверхности охлаждения и времени, меняется во время хода поршня вследствие того, что за период расширения получают:

а) непрерывное уменьшение разности температур между газами и стенками цилиндра;

б) непрерывное увеличение охлаждающей поверхности при удалении поршня от в. м. т. ;

в) изменение продолжительности охлаждения газов для различных участков хода расширения вследствие движения поршня с переменной скоростью.

Уменьшение количества расширяющихся газов в результате выхода этих газов из цилиндра через неплотности поршневых колец и клапанов также неодинаково для различных участков хода поршня, так как давление газов в цилиндре непрерывно уменьшается с удалением поршня от в. м. т. Все это, включая также влияние понижения температуры при расширении на теплоемкость рабочих газов, является причиной весьма сложного изменения показателя действительной линии расширения.

При нормальной работе двигателя показатель политропы расширения  $n_2$  в начале расширения меньше показателя адиабаты  $k_2$ . Далее по ходу расширения показатель политропы расширения увеличивается и в конце хода расширения становится больше показателя адиабаты. Из-за трудности учета всех явлений, сопровождающих процесс расширения, принято, как и для процесса сжатия, при определении параметров газов и работы расширения пользоваться политропой с некоторым средним показателем  $n_2$ , постоянным для всего хода поршня.

Величина абсолютного давления газов в цилиндре в конце хода расширения в предположении, что выпускной клапан начинает открываться в н. м. т., может быть определена по давлению  $p_z$ . Если воспользоваться уравнением политропы со средним показателем  $n_2$ , можно написать

$$p_b = p_z \left( \frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \text{ кг/см}^2. \quad (133)$$

Так как для двигателей, работающих с принудительным зажиганием рабочей смеси (цикл со сгоранием при  $V = \text{const}$ ),  $V_z = V_c$  и  $\delta = \epsilon$ , то в этом случае

$$p_b = \frac{p_z}{\epsilon^{n_2}} \text{ кг/см}^2. \quad (134)$$

Абсолютная температура газов в цилиндре в конце хода расширения  $T_b$ , соответствующая давлению  $p_b$ , может быть подсчитана по температуре  $T_z$ , если воспользоваться уравнением политропы.

По аналогии с предыдущим

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \text{ }^\circ \text{ абс.} \quad (135)$$

Для двигателей, работающих по циклу со сгоранием по  $V = \text{const}$ ,

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} \text{ }^\circ \text{ абс.} \quad (136)$$



### Средний показатель политропы расширения

Средний показатель политропы расширения  $n_2$  оценивают на основании опытных величин, полученных в результате исследования индикаторных диаграмм выполненных образцов двигателей. Чтобы иметь возможность более широко использовать при проведении тепловых расчетов эти экспериментальные данные, необходимо знать зависимости показателя политропы  $n_2$  от основных факторов, определяющих процесс расширения, и руководствоваться этими зависимостями при оценке  $n_2$  для рассматриваемых режимов работы проектируемых двигателей.

Так как показатель  $n_2$  в основном зависит от интенсивности догорания и охлаждения газов, а также от потерь через неплотности за время хода расширения, то в связи с этим следует рассмотреть влияние на  $n_2$  таких основных факторов, как скорость сгорания, число оборотов, размеры цилиндра и пр.

**Влияние скорости сгорания.** Изменение скорости сгорания, определяющей количество топлива, успевающего сгореть в цилиндре за период видимого сгорания, влияет на количество топлива, догорающего за период расширения. С уменьшением скорости сгорания количество догорающего топлива увеличивается, вследствие чего кривая расширения получается более пологой, что приводит к уменьшению показателя  $n_2$ . Если же за период видимого сгорания уменьшается количество сгорающего топлива, то это означает, что коэффициент использования теплоты  $\xi_2$  уменьшается. Следовательно, с уменьшением коэффициента  $\xi_2$  уменьшается и показатель  $n_2$ .

**Влияние числа оборотов.** При увеличении числа оборотов коленчатого вала сокращается продолжительность процесса расширения, вследствие чего уменьшается теплообмен газов со стенками; при этом уменьшаются и потери газов через неплотности поршневых колец и клапанов.

Влияние догорания на показатель  $n_2$  при изменении числа оборотов определяется зависимостью скорости сгорания топлива от числа оборотов. При увеличении числа оборотов, с одной стороны, усиливается завихривание смеси или воздуха в цилиндре, что увеличивает скорость сгорания; с другой стороны, при этом уменьшается коэффициент наполнения и увеличивается содержание остаточных газов в рабочей смеси, что приводит к уменьшению скорости сгорания.

Ряд опытов, проведенных на двигателях, показал, что скорость сгорания непрерывно возрастает с увеличением числа оборотов; это возрастание несколько замедляется при переходе к более высоким оборотам (в этом случае влияет также увеличенное содержание остаточных газов в смеси). В итоге при увеличении числа оборотов догорание в период расширения усиливается, так как в данном случае сокращение продолжительности процесса сгорания не компенсируется более медленным возрастанием скорости сгорания.

Опыты показывают, что одновременное влияние всех указанных факторов приводит к уменьшению показателя  $n_2$  с увеличением числа оборотов. Это можно объяснить преимущественным влиянием теплоотдачи и потерь газов через неплотности в диапазоне малых оборотов и увеличением догорания топлива при более высоких числах оборотов.

**Влияние размеров цилиндра.** С изменением размеров цилиндра величина среднего показателя политропы  $n_2$  изменяется, в основном, вследствие изменения степени охлаждения расширяющихся газов. При увеличении рабочего объема цилиндра двигателя, при условии сохранения постоянным отношения хода поршня к диаметру, как указывалось выше, степень охлаждения газов уменьшается в результате сокращения охлаждающей поверхности, приходящейся на единицу объема расширяющихся

газов. Поэтому с увеличением размеров цилиндра при постоянном отношении хода поршня к диаметру цилиндра средний показатель политропы расширения  $n_2$  уменьшается.

То же самое можно сказать относительно влияния неплотностей. При указанном выше увеличении рабочего объема цилиндра уменьшается относительная потеря газов через неплотности, так как объем газов, находящихся в цилиндре, увеличивается при этом сильнее, чем площадь сечений зазоров, через которые газы могут выходить из цилиндра в процессе расширения. Это также приводит к уменьшению показателя  $n_2$  с увеличением размеров цилиндра.

Иная картина может получиться при увеличении отношения хода поршня к его диаметру и сохранении постоянства величины рабочего объема цилиндра  $V_h$ . При этих условиях охлаждающая поверхность цилиндра, приходящаяся на единицу объема газов, увеличивается, и линия расширения имеет больший средний показатель  $n_2$ .

### Тепловой баланс в процессе расширения

Средний показатель политропы расширения, а в частном случае адиабаты расширения, можно найти по методу Е. К. Мазинга, составляя баланс теплоты за период расширения.

Если к концу расширения у точки  $b$  топливо сгорает полностью, то по уравнению (117) при  $\chi = 1$

$$\xi_b H_u = H_u - Q_{wb}, \quad (137)$$

где  $Q_{wb}$  — тепло, отданное стенкам за процессы сгорания и расширения.

По уравнению (137) получим величину коэффициента использования теплоты в точке  $b$  на основании экспериментально определяемой величины  $Q_{wb}$ :

$$\xi_b = 1 - \frac{Q_{wb}}{H_u}.$$

Если коэффициент использования теплоты в конце видимого сгорания в точке  $z$  равен  $\xi_z$ , то произведение  $(\xi_b - \xi_z) \cdot H_u$  выражает суммарный теплообмен на линии расширения вследствие догорания и теплоотдачи в стенку, отнесенный к единице количества топлива.

Тепловой баланс за период расширения, т. е. от точки  $z$  до точки  $b$ , можно написать в следующем виде:

$$(\xi_b - \xi_z) H_u = (M_2 + M_r) (U_b'' - U_z'') + AL_{zb},$$

где  $U_z''$  и  $U_b''$  — внутренняя энергия 1 кг моль продуктов сгорания в точках  $z$  и  $b$ ;

$AL_{zb}$  — теплота, эквивалентная абсолютной работе политропического расширения продуктов сгорания и остаточных газов от точки  $z$  до точки  $b$ . Эта теплота

$$\begin{aligned} AL_{zb} &= \frac{A}{n_2 - 1} (P_z V_z - P_b V_b) = (M_2 + M_r) \frac{A \cdot 848}{n_2 - 1} (T_z - T_c) = \\ &= (M_2 + M_r) \frac{1,985}{n_2 - 1} (t_z - t_c). \end{aligned}$$

После подстановки выражения  $AL_{zb}$  в уравнение баланса теплоты и некоторых преобразований его можно привести к следующему виду:

$$\frac{(\xi_b - \xi_z) H_u}{M_1 (\mu_0 + \gamma)} = \frac{1,985}{n_2 - 1} (t_z - t_b) - (U_z'' - U_b''). \quad (138)$$

При применении табличных значений внутренней энергии 1 кгмоль продуктов сгорания при  $\alpha = 1$  в случаях  $\alpha > 1$  уравнение (138) для удобства пользования можно преобразовать:

$$\frac{(\xi_b - \xi_z) H_u}{M_1(\mu_0 + \gamma)} = \frac{1,985}{n_2 - 1} (t_z - t_b) - r_a(U_z - U_b) - r_0(U_{oz} - U_{ob}), \quad (139)$$

где  $U_z$  и  $U_b$  — внутренняя энергия 1 кгмоль воздуха при температурах в точках  $z$  и  $b$ ;

$U_{oz}$  и  $U_{ob}$  — внутренняя энергия 1 кгмоль продуктов сгорания при  $\alpha = 1$  при температурах в точках  $z$  и  $b$ .

Уравнение (138) или (139) дает связь между средним показателем политропы  $n_2$  и температурой  $t_b$ . Другая связь между этими величинами в зависимости от осуществляемого цикла задана уравнением (135) или (136):

$$t_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} - 273 \quad \text{или} \quad t_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} - 273.$$

Полученную систему уравнений решают методом подбора.

При определении показателя политропы расширения  $n_2$  карбюраторного двигателя, работающего при  $\alpha < 1$ , пользуясь уравнением (138), вместе величины  $H_u$  подставляют  $H_u - \Delta H_u$ .

Для газового двигателя при пользовании уравнениями (138) и (139) теплотворность топлива относят не к 1 м<sup>3</sup> при 0°С и 760 мм рт. ст., а к 1 кгмоль, т. е. вместо  $H_u$  подставляют 22,4  $H_u$  ккал/кгмоль.

Если  $\xi_z = \xi_b$ , то левые части уравнений (139) и (138) равны нулю. Теплообмен на линии расширения как бы отсутствует, что может быть, как отмечалось выше, в том случае, когда подвод теплоты к рабочему телу вследствие догорания равен отводу теплоты в стенки. Политропа обращается в адиабату и  $n_2 = k_2$ .

Если  $\xi_b > \xi_z$ , то подвод теплоты от догорания больше, чем теплоотдача в стенки, и  $n_2$  получается меньше  $k_2$ .

При  $\xi_b < \xi_z$  теплоотдача в стенки больше, чем подвод теплоты от догорания, и  $n_2$  получается больше  $k_2$ . Таким образом, величина  $n_2$  зависит от величины  $\xi_z$  и правильности оценки  $\xi_b$ , т. е. от величины теплоотдачи в стенки за весь период сгорания и расширения.

На основании экспериментальных данных величина  $\xi_b$  колеблется в пределах 0,82—0,87, а в двигателях с наддувом до 0,92. Связь между величинами  $\xi_z$ ,  $n_2$  и  $\xi_b$  позволяет, задавшись величиной только  $\xi_b$ , принимать далее при расчете взаимно согласованные величины  $\xi_z$  и  $n_2$ . Возможная ошибка при выборе  $\xi_b$  в этом случае значительно меньше тех ошибок, которые могут быть при выборе  $\xi_z$  и  $n_2$  по опытным данным без их взаимной увязки.

Изменение состояния рабочего тела в период выпуска и методы расчета параметров рабочего тела в выпускной системе рассмотрены в гл. VII.

## § 7. ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РАБОЧИЙ ЦИКЛ

### Среднее индикаторное давление и индикаторная мощность

К параметрам, характеризующим действительный рабочий цикл двигателя, относятся среднее индикаторное давление, индикаторная мощность и индикаторный к. п. д.

Работа цикла, отнесенная к рабочему объему цилиндра, представляет собой, с одной стороны, удельную работу действительного цикла, т. е. работу цикла в км, отнесенную к 1 м<sup>3</sup> рабочего объема цилиндра, а с другой стороны, такое условное, постоянное по величине, избыточное среднее

давление в  $\text{кг/м}^2$ , которое, действуя на поршень, совершает за один его ход работу, равную работе газов в цилиндре за один цикл. Эту величину обозначают через  $P_i$ ,  $\text{кг/м}^2$  или  $p_i$ ,  $\text{кг/см}^2$ .

При обработке индикаторных диаграмм (в координатах  $p - V$ ) величину среднего давления  $p_i$  определяют по средней высоте площади действительной индикаторной диаграммы, получающейся за один рабочий цикл. Эта средняя высота является высотой прямоугольника, имеющего длину, равную ходу поршня в масштабе диаграммы, и по площади равновеликого площади последней.

Величину  $p_i$  при проведении тепловых расчетов обычно определяют в два приема:

1) первоначально подсчитывают среднее расчетное давление  $p_i^p$  для расчетной нескругленной диаграммы, получающейся за два основных хода — сжатие и расширение (включая участок видимого сгорания);

2) затем уменьшают полученное давление  $p_i^p$  на величину скругления диаграммы у точек  $c$ ,  $z'$ ,  $z$  и  $b$ .

Среднее индикаторное давление  $p_i^p$  для нескругленной расчетной диаграммы, получающейся, как указывалось выше, только за ход сжатия и ход расширения, для всех рассматриваемых циклов может быть определено по формулам работы расширения при постоянном давлении и работы политропического сжатия и расширения.

На фиг. 62 изображена схема расчетной нескругленной диаграммы для смешанного цикла; линии сжатия и расширения являются политропами с некоторыми средними постоянными показателями  $n_1$  и  $n_2$ .

Вся полезная работа газов в цилиндре за два хода поршня, соответствующая на фиг. 62 площади  $acz'zba$

$$L = L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac} \text{ кгм/цикл.} \quad (140)$$

Работа на участке  $z'z$ , согласно фиг. 62,

$$L_{z'z} = P_z V_z - P_z V_c = P_z V_c \left( \frac{V_z}{V_c} - 1 \right) = P_z V_c (\rho - 1).$$

Работа политропического расширения газов на участке от точки  $z$  до точки  $b$  индикаторной диаграммы

$$L_{zb} = \frac{P_z V_z}{n_2 - 1} \left[ 1 - \left( \frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} \right] = P_z V_c \frac{\rho}{n_2 - 1} \left[ 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right].$$

Работа политропического сжатия газов при движении поршня от н. м. т. до в. м. т.

$$L_{ac} = \frac{P_c V_c}{n_1 - 1} \left[ 1 - \left( \frac{V_c}{V_a} \right)^{n_1 - 1} \right] = P_c V_c \frac{1}{n_1 - 1} \left[ 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right].$$

Подставив полученные выражения работы в исходное уравнение (140) и вынеся за скобки произведение  $P_c V_c$ , получим

$$L = P_c V_c \left[ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \text{ кгм/цикл.}$$

Если работу цикла  $L$  отнести к  $l$  м<sup>3</sup> рабочего объема цилиндра, то это отношение примет вид

$$P_i^p = \frac{P_c V_c}{V_h} \left[ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \text{ кг/м}^2. \quad (141)$$

Заменив в формуле (141)  $P_c$  кг/м<sup>2</sup> через  $p_c = p_a \epsilon^{n_1}$  кг/см<sup>2</sup> и отношения объемов  $\frac{V_c}{V_h}$  через  $\frac{1}{\epsilon - 1}$ , получим окончательное выражение среднего индикаторного давления  $p_i^p$  для смешанного цикла в кг/см<sup>2</sup>:

$$p_i^p = p_a \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \text{ кг/см}^2. \quad (142)$$

Если в уравнение (142) подставить частное значение  $\rho = 1$ , то получим выражение  $p_i^p$  для цикла со сгоранием при  $V = \text{const}$  (так как для этого цикла  $\delta = \epsilon$ ) в следующем виде:

$$p_i^p = p_a \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (143)$$

Так как

$$\frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} = \frac{T_b}{T_z},$$

$$\frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} = \frac{T_b}{T_z}$$

и

$$\frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} = \frac{T_a}{T_c},$$

для упрощения подсчета  $p_i^p$  по формулам (142) и (143) целесообразно отношения  $\frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}$ ;  $\frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}}$  и  $\frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}}$  заменить соответственно через отношения температур. Таким же образом вместо величины  $p_a \epsilon^{n_1}$  удобнее пользоваться величиной  $p_c$ .

Уменьшение площади действительной диаграммы *amfedglxa* по сравнению с расчетной площадью *acz'zba* (фиг. 63) получается, с одной стороны, из-за скруглений в конце хода сжатия у точки *c* (вследствие начала горения топлива до в. м. т.), на линии сгорания у точек *z'* и *z* (вследствие конечной скорости сгорания) и в конце хода расширения у точки *b* (в результате начала открытия выпускного клапана до н. м. т.), а с другой стороны, вследствие отклонения действительных процессов сжатия и расширения от политропических процессов с показателями  $n_1$  и  $n_2$ .

При скруглении верхней части расчетной диаграммы цикла со сгоранием при постоянном объеме принимают, что максимальное давление действительного цикла

$$p_z = \varphi_z p_z^p, \quad (144)$$

где  $p_z^p$  — максимальное давление в расчетном цикле;

$\varphi_z \approx 0,85$  — коэффициент снижения давления.

Обозначив через  $\varphi_n$  так называемый коэффициент полноты диаграммы, т. е. величину, учитывающую уменьшение площади диаграммы, определяют величину среднего индикаторного давления  $p_i$  действительной диаграммы четырехтактного двигателя по формуле

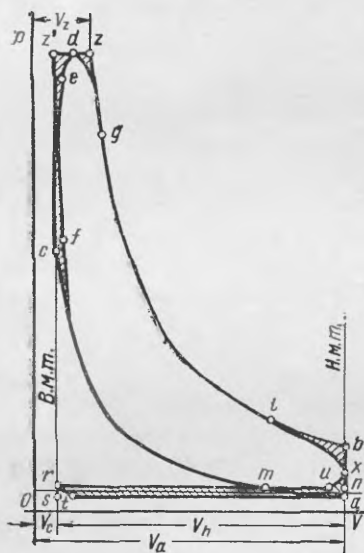
$$p_i = \varphi_n p_i^p \text{ кг/см}^2. \quad (145)$$

Коэффициент полноты диаграммы  $\varphi_n$  оценивается экспериментально по индикаторным диаграммам, снятым с реальных двигателей, и имеет величину 0,92—0,97. Большие значения  $\varphi_n$  следует отнести к карбюраторным двига-

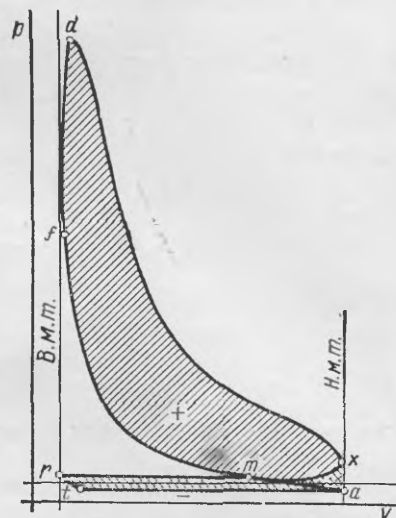
телям, а меньшие — к быстроходным двигателям с воспламенением от сжатия.

Индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя (фиг. 64) кроме площади, характеризуемой величиной  $p_i$ , имеет еще площадь  $atrmxa$  между линиями впуска и выпуска.

В двигателе без наддува эта площадь выражает работу, затрачиваемую на очистку и наполнение цилиндра, и является отрицательной. Среднее давление, характеризующее эту затрату работы  $\Delta p_i$ , представляет собой высоту прямоугольника, равновеликого площади  $atrmxa$  (фиг. 63, 64 и 65)



Фиг. 63. Уменьшение площади расчетной индикаторной диаграммы скруглением ее контура



Фиг. 64. Положительная и отрицательная работа на диаграмме для цикла со сгоранием при  $V = \text{const}$ .

и имеющего длину, равную ходу поршня в масштабе диаграммы. Учитывая, что последняя площадь по форме мало отличается от прямоугольника, приближенно можно считать, что

$$\Delta p_i = \varphi_n (p_a - p_r) \text{ кг/см}^2, \quad (146)$$

где  $\varphi_n = 1,0 \div 0,75$ .

В двигателях с наддувом от приводного нагнетателя и выпуском в атмосферу линия впуска расположена выше линии выпуска  $p_a > p_r$  (фиг. 66), и работа очистки и наполнения, подсчитанная по формуле (146), получается положительной. При газотурбинном наддуве величина  $p_r$  может быть как больше, так и меньше  $p_a$ . Следовательно, величина  $\Delta p_i$  в этом случае может быть как отрицательной, так и положительной.

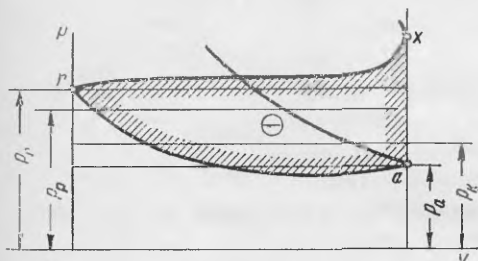
Затрату работы при зарядке четырехтактного двигателя без наддува, так же как и дополнительную работу, совершаемую в некоторых случаях наддува, учитывают величиной механических потерь двигателя.

В двухтактных двигателях расчетное среднее индикаторное давление  $p_i^p$ , полученное для полезной части хода поршня, подсчитывают на весь ход поршня, а также умножают на коэффициент полноты диаграммы  $\varphi_n$ :

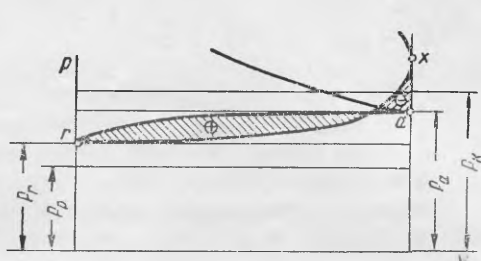
$$p_i = p_i^p (1 - \psi) \varphi_n, \quad (147)$$

где  $\psi$  — потерянная доля хода.

В двухтактных двигателях с выпуском и продувкой через окна уменьшение площади индикаторной диаграммы из-за скругления ее верхней части приблизительно компенсируется положительной площадью (заштрихованной площадью *abe* на фиг. 67), соответствующей периоду очистки и наполнения цилиндра, не учитываемой в расчетном цикле, так как этот цикл рас-



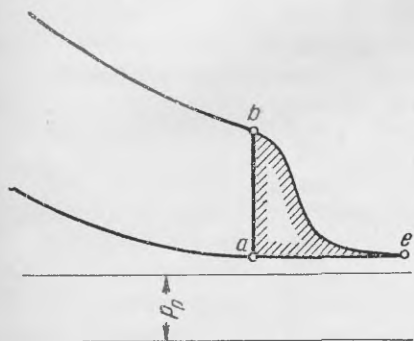
Фиг. 65. Диаграмма очистки и зарядки цилиндра при  $p_k < p_p$ .



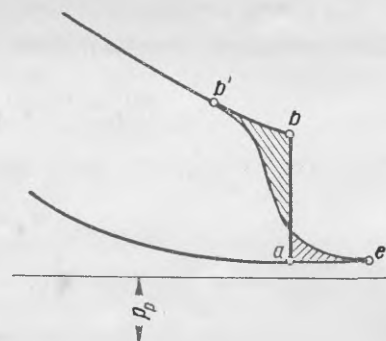
Фиг. 66. Диаграмма очистки и зарядки цилиндра при  $p_k > p_p$ .

считывается в пределах полезного хода поршня. Для этих двигателей обычно считают  $\varphi_n = 1$ .

Для двигателей с продувкой через окна и выпуском через клапаны при расчете цикла по действительной степени сжатия величина  $\varphi_n$  примерно такая же, как в четырехтактных двигателях (фиг. 68).



Фиг. 67. Диаграмма выпуска и продувки двухтактного двигателя с выпуском и продувкой через окна.



Фиг. 68. Диаграмма выпуска и продувки для двухтактного двигателя с продувкой через окна и выпуском через клапаны.

В двигателях с разделенной камерой сгорания (вихрекамерных и предкамерных) при переходе от расчетного среднего индикаторного давления  $p_i^p$  к действительному  $p_i$  вводят еще дополнительный коэффициент, меньший единицы, для учета отклонения действительного процесса (с потерями энергии на перетекание) от расчетного. Величиной этого коэффициента задаются в пределах 0,85—0,95. Меньшие значения берутся для предкамерных двигателей, а большие — для вихрекамерных.

Величина среднего индикаторного давления  $p_i$  при номинальной нагрузке колеблется в следующих пределах ( в  $кг/см^2$ ):

Карбюраторные двигатели (четырёхтактные) . . . . .	6,5—11,0
Газовые двигатели (четырёхтактные) . . . . .	5,0—7,0
Двигатели с воспламенением от сжатия (четырёхтактные) . . . . .	6,0—9,0
То же, с наддувом . . . . .	До 22
Двигатели с воспламенением от сжатия (двухтактные) . . . . .	3,5—7,0
То же, с наддувом . . . . .	До 12

Индикаторная мощность двигателя  $N_i$  может быть определена, если известны среднее индикаторное давление  $p_i$ , рабочий объем всех цилиндров двигателя  $V_a$  (литраж двигателя) и число оборотов  $n$ .

При выводе формулы для мощности  $N_i$  ниже приняты следующие обозначения:

$D$  — диаметр цилиндра в см;

$S$  — ход поршня в см;

$i$  — число цилиндров двигателя;

$p_i$  — среднее индикаторное давление в кг/см<sup>2</sup>;

$V_a$  — рабочий объем всех цилиндров двигателя (литраж) в л;

$\tau$  — тактность, число ходов поршня (тактов) за один цикл;

$n$  — число оборотов коленчатого вала в минуту.

Согласно определению среднего индикаторного давления, работа, совершаемая газами в цилиндре за один цикл, будет

$$L = p_i \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{S}{100} \text{ кгм/цикл.}$$

Отсюда индикаторная работа всего двигателя в минуту

$$L_i = p_i \frac{\pi D^2}{4} S i \cdot 10^{-2} \frac{2n}{\tau} = 10 p_i V_a \frac{2n}{\tau} \text{ кгм/мин,}$$

где  $2n$  — число ходов в минуту;

$\frac{2n}{\tau}$  — число циклов в минуту.

Следовательно, индикаторная мощность двигателя

$$N_i = 10 p_i V_a \frac{2n}{75 \cdot 60 \tau} = \frac{p_i V_a n}{225 \tau} \text{ л. с.} \quad (148)$$

Для четырехтактных двигателей ( $\tau = 4$ )

$$N_i = \frac{p_i V_a n}{900} \text{ л. с.,} \quad (149)$$

для двухтактных двигателей ( $\tau = 2$ )

$$N_i = \frac{p_i V_a n}{450} \text{ л. с.} \quad (150)$$

### Параметры, характеризующие экономичность действительного цикла

Экономичность протекания действительного цикла двигателей внутреннего сгорания характеризуется двумя параметрами: индикаторным к. п. д. и удельным расходом топлива на индикаторную силу в час.

Индикаторным к. п. д. называется отношение количества теплоты, обращаемой в механическую работу рабочего цикла, к затраченному количеству теплоты

$$\eta_i = \frac{AL_i}{H_u}, \quad (151)$$

где  $AL_i$  — тепловой эквивалент работы, полученной при сжигании единицы количества топлива;

$H_u$  — теплотворность топлива.

Индикаторный к. п. д. в отличие от термического к. п. д. учитывает не только потери теплоты, вызванные отдачей ее холодному источнику, но и потери теплоты вследствие теплоотдачи в стенки, от неполноты сгорания и от диссоциации, т. е. всю сумму потерь при осуществлении рабочего цикла.



Величина  $AL_i$  может быть представлена так:

$$AL_i = AP_i V_h,$$

где  $P_i$  — среднее индикаторное давление рабочего цикла;

$V_h$  — рабочий объем цилиндра, в котором за один цикл сгорает единица количества топлива, обеспеченная соответствующим количеством воздуха.

Величина  $V_h$  может быть найдена из характеристического уравнения

$$P_\kappa \eta_V V_h = 848 M_1 T_\kappa.$$

Следовательно,

$$AL_i = AP_i \frac{848 M_1 T_\kappa}{P_\kappa \eta_V},$$

а

$$\eta_i = 1,985 \frac{M_1 P_i T_\kappa}{H_u \eta_V P_\kappa},$$

или

$$\eta_i = 1,985 \frac{M_1 p_i T_\kappa}{H_u \eta_V P_\kappa}. \quad (152)$$

Для газовых двигателей в знаменателе формулы (152) теплотворность газообразного топлива должна быть отнесена не к  $1 \text{ м}^3$  при  $0^\circ \text{С}$  и  $760 \text{ мм рт.ст.}$ , а к  $1 \text{ кг моль}$ , т. е. вместо  $H_u$  должно быть написано  $22,4 H_u \text{ ккал/кг моль}$ .

Вследствие этого для газовых двигателей

$$\eta_i = \frac{1,985}{22,4} \cdot \frac{M_1 p_i T_\kappa}{H_u \eta_V P_\kappa} = 0,0886 \frac{M_1 p_i T_\kappa}{H_u \eta_V P_\kappa}. \quad (153)$$

Для двухтактных двигателей значения  $p_i$  и  $\eta_V$  должны относиться к полезному рабочему объему цилиндра.

Величина  $\eta_i$  зависит от ряда факторов, взаимно связанных между собой. Это затрудняет анализ влияния этих факторов на величину  $\eta_i$ .

Как видно из формул (152) и (153), в выражение индикаторного к. п. д. входят отношение  $\frac{M_1}{H_u}$  — величина, обратная теплотворности смеси, коэффициент наполнения  $\eta_V$ , среднее индикаторное давление  $p_i$  и отношение  $\frac{T_\kappa}{P_\kappa} = \frac{1}{R \gamma_\kappa}$ , где  $\gamma_\kappa$  — удельный вес смеси при давлении и температуре перед впускными органами двигателя;  $R$  — газовая постоянная.

Величина отношения  $\frac{M_1}{H_u}$  зависит от величины теплотворности стехиометрической горючей смеси  $\frac{H_u}{L_0}$  и коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . Теплотворность стехиометрической смеси для различных топлив, как было выяснено выше, колеблется очень незначительно. Изменения ее вызывают соответствующие изменения давления  $p_i$  и практически не оказывают влияния на экономичность цикла. Изменение коэффициента  $\alpha$ , т. е. состава горючей смеси, отражается также на величине  $p_i$ . При увеличении  $\alpha$ , т. е. обеднении смеси, давление  $p_i$  уменьшается, а при уменьшении  $\alpha$ , т. е. обогащении смеси,  $p_i$  возрастает. Однако при этом уменьшение среднего индикаторного давления  $p_i$  происходит медленнее, чем увеличение коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . Вследствие этого, а также из-за уменьшения теплоемкости продуктов сгорания при обеднении смеси к. п. д.  $\eta_i$  с увеличением  $\alpha$  несколько повышается, а с уменьшением  $\alpha$  понижается.

Ухудшение качества сгорания при малых значениях  $\alpha$  и увеличение теплоотдачи в стенку вызывают дополнительное снижение к. п. д.  $\eta_i$  в области малых  $\alpha$ . При коэффициенте  $\alpha$ , меньшем единицы, когда увеличения давления  $p_i$  уже не происходит, уменьшение  $\alpha$  вызывает соответствующее падение  $\eta_i$ . Повышение  $\alpha$  сверх некоторого предела в двигателях с внешним смесеобразованием также может вызывать понижение  $\eta_i$  вследствие потерь, связанных с уменьшением скорости сгорания.

Коэффициент наполнения  $\eta_V$  связан с величиной давления  $p_i$ . В зависимости от изменения отношения  $\frac{p_i}{p_0}$  индикаторный к. п. д. может или несколько возрастать или убывать.

Величина  $p_i$  связана с величинами  $\frac{H_u}{L_0}$ ,  $\alpha$  и  $\eta_V$ , влияние которых на нее уже рассмотрено. При всех прочих равных условиях увеличение давления  $p_i$  вследствие повышения степени сжатия, улучшения смесеобразования и более полного сгорания топлива всегда вызывает пропорциональное увеличение к. п. д.  $\eta_i$ .

Давление  $p_k$  и температура  $T_k$  заряда перед впускными органами или, иными словами, удельный вес заряда при этих условиях практически не влияют на величину  $\eta_i$ , так как при их изменении происходит соответствующее изменение  $p_i$ . Таким образом, наддув практически не вызывает изменения величины  $\eta_i$ . Скоростной режим двигателя влияет на величину коэффициента наполнения  $\eta_V$ , качество сгорания и величину теплоотдачи в стенку в период сгорания и расширения. Происходящее при увеличении числа оборотов  $n$  уменьшение коэффициента  $\eta_V$ , ухудшение качества сгорания и увеличение догорания во время расширения вызывает снижение давления  $p_i$  и, следовательно, некоторое понижение индикаторного к. п. д. с увеличением числа оборотов.

Величина индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  двигателей различных типов при номинальной нагрузке колеблется в довольно широких пределах:

Карбюраторные двигатели . . . . .	0,25—0,35
Газовые двигатели . . . . .	0,28—0,33
Двигатели с воспламенением от сжатия . . . . .	0,38—0,50
Калоризаторные двигатели . . . . .	0,28—0,32

Решая выражения (152) и (153) относительно  $p_i$ , получаем связь среднего индикаторного давления  $p_i$  с основными параметрами рабочего процесса.

Для двигателей жидкого топлива

$$p_i = 0,503 \frac{H_u}{M_1} \eta_i \eta_V \frac{p_k}{T_k}. \quad (154)$$

Для газовых двигателей

$$p_i = 11,3 \frac{H_u}{M_1} \eta_i \eta_V \frac{p_k}{T_k}. \quad (155)$$

Выражения (154) и (155) показывают, что величина  $p_i$  зависит от теплотворности свежей смеси, индикаторного к. п. д.  $\eta_i$ , коэффициента наполнения  $\eta_V$  и удельного веса свежего заряда.

Этими выражениями для определения давления  $p_i$  часто пользуются при ориентировочной оценке влияния на индикаторное давление замены топлива, перехода с одного коэффициента  $\alpha$  на другой, увеличения или уменьшения значения  $\eta_i$ , а также при изменении величины  $\gamma_k$  при наддуве, при других условиях окружающей среды или при подъеме двигателя на высоту.

Параметром, характеризующим экономичность рабочего цикла, является также количество топлива, расходуемого на одну индикаторную силу в час: в случае жидкого топлива —  $g_i$  кг/л. с. ч.;

в случае газообразного топлива —  $v_i$  м<sup>3</sup>/л. с. ч. (при 0° С и 760 мм рт. ст.),

Согласно определению понятия индикаторного к. п. д.,

$$\eta_i = \frac{AL_i}{H_u} = \frac{632}{H_u g_i} = \frac{632}{H_u v_i},$$

где 632 ккал — тепловой эквивалент работы 1 л. с. ч.

Следовательно, в случае двигателя, работающего на жидком топливе,

$$g_i = \frac{632}{H_u \eta_i} \text{ кг/л. с. ч.},$$

или, подставив выражение  $\eta_i$  по формуле (152), получим

$$g_i = 318,4 \frac{p_k \eta_i V}{M_1 p_i T_k} \text{ кг/л. с. ч.} \quad (156)$$

Для газового двигателя

$$v_i = \frac{632}{H_u \eta_i}$$

или, подставив выражение  $\eta_i$  по формуле (153), получим

$$v_i = 7133 \frac{p_k \eta_i V}{M_1 p_i T_k} \text{ м}^3/\text{л. с. ч.} \quad (157)$$

Индикаторный расход как жидкого, так и газообразного топлива, являясь величиной, обратной  $\eta_i$ , зависит от тех же факторов, что и  $\eta_i$ . Поэтому, не повторяя приведенных выше соображений, следует отметить, что величина  $g_i$  или  $v_i$  при одинаковом индикаторном к. п. д.  $\eta_i$  зависит от теплотворности топлива  $H_u$ . При сжигании топлива с более высокой теплотворностью при сохранении того же индикаторного к. п. д.  $g_i$  или  $v_i$  уменьшается.

Теплотворность жидкого топлива нефтяного происхождения почти не изменяется в зависимости от его сорта. Поэтому индикаторный расход достаточно полно характеризует экономичность индикаторного процесса двигателя.

Теплотворность газообразных топлив, наоборот, колеблется в очень широких пределах, вследствие этого индикаторный расход топлива  $v_i$  не показателен и вместо него обычно подсчитывают расход теплоты на индикаторную силу в час:

$$q_i = v_i H_u = \frac{632}{\eta_i} \text{ ккал/л. с. ч.} \quad (158)$$

Индикаторный расход топлива  $g_i$  в двигателях жидкого топлива и индикаторный расход теплоты  $q_i$  в газовых двигателях при номинальной нагрузке изменяется в следующих пределах:

Карбюраторные двигатели . . . . .	$g_i = 180 \div 250 \text{ г/л. с. ч.}$
Двигатели с воспламенением от сжатия . . . . .	$g_i = 120 \div 165 \text{ "}$
Калоризаторные двигатели . . . . .	$g_i = 190 \div 220 \text{ "}$
Газовые двигатели . . . . .	$q_i = 1900 \div 2300 \text{ ккал/л. с. ч.}$

Величины  $g_i$  и  $v_i$  при испытании двигателя находят по величине  $G_{час}$  или  $V_{час}$  — часового расхода топлива на весь двигатель и величине индикаторной мощности двигателя  $N_i$ .

Для жидкого топлива

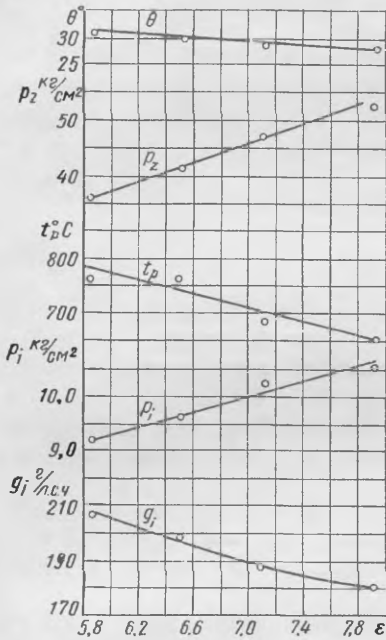
$$g_i = \frac{G_{час}}{N_i} \text{ кг/л. с. ч.} \quad (159)$$

Для газообразного топлива

$$v_i = \frac{V_{час}}{N_i} \text{ м}^3/\text{л. с. ч.} \quad (160)$$

## § 8. ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ С ЗАЖИГАНИЕМ ОТ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ИСКРЫ

Влияние степени сжатия. На фиг. 69 изображены зависимости индикаторных показателей от степени сжатия. По мере увеличения степени сжатия  $\epsilon$  повышаются максимальное давление  $p_z$  и среднее индикаторное давление  $p_i$  и снижается удельный индикаторный расход топлива  $g_f$ . Соответственно растет индикаторный к. п. д. В двигателях с искровым зажиганием, различных по конструкции, протекание кривых индикаторного



Фиг. 69. Влияние степени сжатия на параметры рабочего процесса двигателя М-100 (по данным Б. П. Лебедева).

к. п. д. в зависимости от степени сжатия имеет одинаковый характер.

Влияние формы камеры сгорания, расположения свечи и клапанов. В зависимости от формы камеры сгорания и расположения свечи зажигания можно допустить различные предельные степени сжатия и, следовательно, получить различные по величине индикаторные показатели.

Для получения наибольшего среднего индикаторного давления при работе без детонации и возможно малом удельном расходе топлива, а также для повышения срока службы двигателя к камерам сгорания предъявляются следующие требования:

1) компактность, характеризующаяся малым отношением величины поверхности камеры к ее объему;

2) расположение свечи зажигания в таком месте, от которого путь пламени до наиболее удаленной точки камеры, а также до наиболее нагретых мест был бы наименьшим;

3) интенсивное охлаждение наиболее нагреваемых зон;

4) достаточно полная очистка от отработавших газов и хорошее наполнение цилиндра свежей горючей смесью;

5) наличие вихревого движения рабочего тела в период сгорания.

В табл. 9 приведены примерные значения допустимой степени сжатия для камер различной формы.

Вихревые камеры применяются в автомобильных двигателях; цилиндрические камеры — в стационарных газовых двигателях; полушаровые и шатровые камеры сгорания — в мотоциклетных двигателях и автомобильных двигателях с повышенной степенью сжатия.

Для сравнения камер сгорания принят оценочный показатель, представляющий собой отношение термического к. п. д. рассматриваемого варианта камеры сгорания к термическому к. п. д. полусферической клиновидной камеры сгорания (эскиз 1), так как отношение индикаторных к. п. д. приблизительно можно считать равным отношению термических к. п. д. Клиновидная камера сгорания позволяет повысить допустимую степень сжатия вследствие того, что уменьшается путь пламени и создается завихривание рабочей смеси при вытеснении поршнем части заряда, заполняющего кольцевую щель над периферийной частью днища поршня. Небольшой карман у свечи предусмотрен для создания более благоприятных условий развития

Таблица 9

Влияние формы камеры сгорания, расположения свечей и клапанов на наибольшую допустимую степень сжатия и индикаторный к. п. д.

Форма камеры сгорания	Эскиз	Допустимая степень сжатия			Оценочный показатель		
		при октановом числе топлива					
		70—74	75—80	85—90	70—74	75—80	85—90
1. Полусферическая клиновидная		6,8	7,2	8,5	1,0	1,0	1,07
2. Вихревая		6,5	7,0	—	0,97	0,99	—
3. Вихревая с опущенной стенкой		6,85	—	—	0,98	—	—
4. Вихревая клиновидная		7,0	7,3	8,5	1,0	1,01	1,07
5. Цилиндрическая		7—8			—	—	—
6. Шатровая		—	—	8,0	—	—	1,05
7. Шатровая с вытеснителем на поршне		—	—	8,5	—	—	1,07

начального очага пламени в более спокойной смеси, чем в основной камере сгорания. Вихревая камера (эскиз 2) применяется на двигателях ГАЗ-51, М-20 и др.; вихревая камера сгорания с опущенной стенкой (эскиз 3) — на двигателе ЗИЛ-110 и ЗИЛ 120.

В вихревых камерах сгорания наблюдается плавное нарастание давления по углу поворота коленчатого вала вследствие постепенного увеличения сечений камеры сгорания от места зажигания смеси до наиболее удаленной части камеры. Интенсивное завихривание основной части заряда горючей смеси, находящейся под скругленным верхним сводом, происходит в результате вытеснения объема, расположенного между плоской стенкой головки и днищем поршня при перемещении его к в. м. т. Свечу зажигания чаще располагают ближе к выпускному клапану, так как сильно нагревающаяся тарелка клапана повышает температуру смеси, что способствует возникновению очага детонации в этом месте камеры сгорания.

Некоторое снижение склонности двигателя к детонации в камерах сгорания двигателей ЗИЛ-110 и ЗИЛ-120 (эскиз 3) достигается тем, что над выпускным клапаном верхняя стенка камеры сгорания опущена. При подъеме выпускного клапана его тарелка приближается к верхней стенке, горячие газы вытекают под тарелкой и меньше нагревают ее верхнюю часть, входящую в камеру сгорания.

В головке двигателя ЗИЛ-110 свеча зажигания расположена над выпускным клапаном. При расположении свечи над опущенной стенкой снижается склонность двигателя к детонации при работе на полной нагрузке, но при работе двигателя на частичных нагрузках значительно уменьшается скорость распространения пламени в первый период сгорания вследствие большой загрязненности рабочей смеси в данном месте камеры сгорания. Это приводит к некоторому повышению расхода топлива на частичных нагрузках. В головке двигателя ЗИЛ-120 свеча расположена над впускным клапаном, что повышает экономичность двигателя при работе с прикрытой дроссельной заслонкой, но при этом допускается несколько меньшая степень сжатия.

Наиболее удаленной частью вихревых камер является объем, образуемый плоской поверхностью головки и днищем поршня. При уменьшении зазора между ними повышается интенсивность охлаждения смеси и этим устраняется появление детонации.

В вихревых клиновидных камерах (эскиз 4) впуск через верхний клапан и выпуск через нижний боковой клапан обеспечивает хорошие условия наполнения и очистки цилиндра от отработавших газов во время работы как при полностью открытой, так и при прикрытой дроссельной заслонке. Камера сгорания имеет компактную форму с небольшой удельной поверхностью и сравнительно небольшим расстоянием от места зажигания до части смеси, сгорающей в последнюю очередь. Расположение свечи над выпускным клапаном значительно уменьшает возможность появления очага детонации в этом месте камеры сгорания.

Шатровая (эскиз 6) камера сгорания с верхними наклонными клапанами и центральным верхним расположением свечи зажигания применяется в автомобильных двигателях с повышенной степенью сжатия. Эти камеры сгорания достаточно компактны и имеют умеренные потери тепла в стенки. Центральное расположение свечи зажигания позволяет несколько повысить допустимую степень сжатия по сравнению с боковым расположением даже двух свечей.

Шатровая камера сгорания (эскиз 7) с верхним односторонним расположением клапанов, центральным размещением свечи и с вытеснителем на днище поршня применяется в автомобильных двигателях повышенной мощности. Эта камера сгорания, весьма компактная, обладает высокими антидетонационными качествами, так как при центральном расположении свечи

и завихривании рабочей смеси продолжительность сгорания сильно сокращается по сравнению, например, с продолжительностью сгорания в шатровой камере сгорания. Вихревое движение рабочей смеси в камере сгорания обеспечивается, как и в полусферической клиновидной камере, вытеснением части смеси из щели, образуемой между днищем поршня с коническим вытеснителем и периферийной частью камеры сгорания.

**Влияние угла опережения зажигания.** Зависимости индикаторных показателей от угла опережения зажигания при постоянном числе оборотов коленчатого вала и постоянном составе рабочей смеси приведены на фиг. 70. Из диаграммы видно, что по мере увеличения угла опережения зажигания максимальное давление цикла  $p_z$  возрастает, так как основной процесс тепловыделения постепенно приближается к в. м. т.: температура  $t_p$  отработавших газов, наоборот, уменьшается вследствие того, что расширение становится более продолжительным. Среднее индикаторное давление получается максимальным при определенном (наивыгоднейшем) угле опережения. Этому углу соответствует минимальный удельный расход топлива и максимальный индикаторный к. п. д. двигателя. Установка слишком раннего зажигания приводит к снижению давления  $p_i$ , так как увеличивается отрицательная площадь диаграммы.

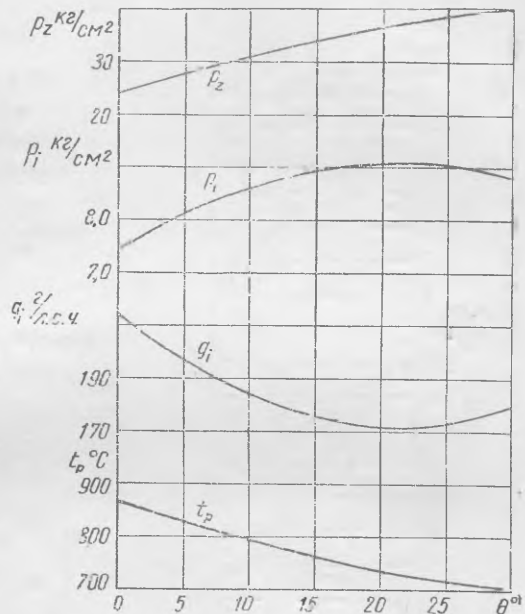
Слишком раннее зажигание также способствует появлению детонации, так как при этом резко повышается давление и температура последней, не сгоревшей части заряда. В двигателях с зажиганием от электрической искры наивыгоднейшие углы опережения лежат в пределах 15—40°.

**Влияние состава рабочей смеси.** Влияние состава рабочей смеси на индикаторные показатели при работе с полностью открытой дроссельной заслонкой видно из фиг. 71. Максимальное давление  $p_z$  и наибольшее среднее индикаторное давление  $p_i$  получаются при  $\alpha = 0,8$ ; удельный индикаторный расход топлива достигает минимума при  $\alpha = 1,05$ .

В разных двигателях и при различных режимах работы коэффициент избытка воздуха, соответствующий максимальному давлению и наибольшему среднему индикаторному давлению, меняется в пределах 0,8—0,9, а минимум удельного индикаторного расхода топлива получается при  $\alpha = 1,05 \div 1,1$ .

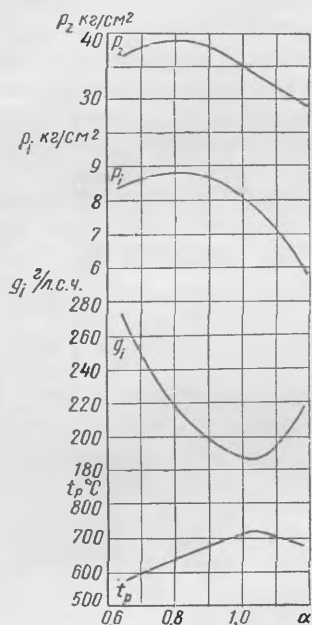
Максимальное давление цикла  $p_z$  и среднее индикаторное давление  $p_i$  имеют наибольшее значение при  $\alpha = 0,8 \div 0,9$ , потому что:

- 1) при этом получается наибольшая скорость сгорания и наименьшая его продолжительность;
- 2) объемное количество продуктов сгорания возрастает из-за появления в них CO, поэтому коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси увеличивается.

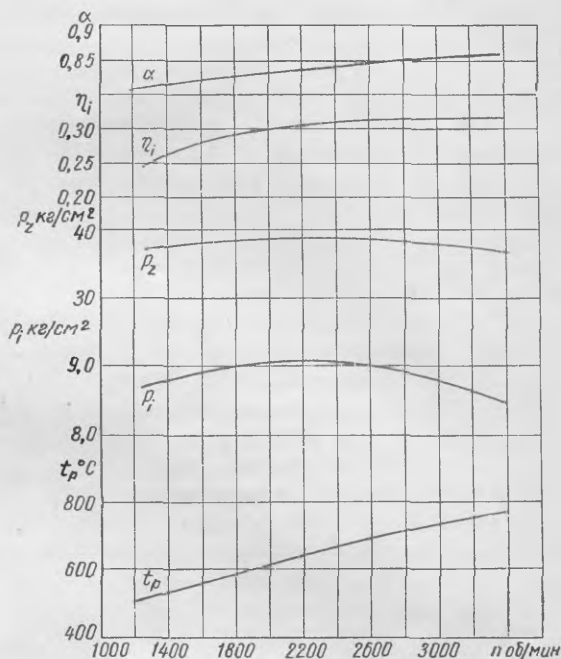


Фиг. 70. Зависимость индикаторных показателей двигателя ГАЗ-51 от угла опережения зажигания ( $n = 2100$  об/мин;  $\alpha = 0,92$ ; полностью открытая дроссельная заслонка)

Влияние числа оборотов. Зависимость индикаторных показателей от числа оборотов коленчатого вала при полностью открытой дроссельной заслонке и наивыгоднейшем угле опережения зажигания показана на фиг. 72. Максимальное давление  $p_z$  изменяется незначительно; среднее индикаторное давление  $p_i$  несколько снижается с повышением числа оборотов вследствие уменьшения наполнения цилиндров. Индикаторный к. п. д. постепенно повышается как вследствие некоторого повышения коэффициента избытка воздуха, так и меньшей потери от охлаждения при работе двигателя с повышенным числом оборотов.



Фиг. 71. Зависимость индикаторных показателей двигателя ГАЗ-51 от коэффициента избытка воздуха ( $n = 2080$  об/мин полностью открытая дроссельная заслонка).



Фиг. 72. Зависимость максимального давления цикла  $p_z$ , среднего индикаторного давления  $p_i$ , индикаторного к. п. д.  $\eta_i$ , коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и температуры отработавших газов от числа оборотов вала  $n$  в двигателе ГАЗ-51 при полностью открытой дроссельной заслонке.

С повышением числа оборотов увеличивается количество теплоты, поступающей с топливом в цилиндр в единицу времени. Поэтому повышается средняя температура отходящих газов  $t_p$  и средние температуры стенок камеры сгорания, клапанов и днища поршня.

Так как с увеличением числа оборотов уменьшается продолжительность сгорания, то соответственно снижается склонность двигателя к детонации. Также влияет усиление турбулентности и некоторое увеличение доли остаточных газов в рабочей смеси.

Влияние условий на впуске. На фиг. 73 показаны результаты испытания двигателя при изменении индикаторной мощности путем дросселирования. При дросселировании двигателя индикаторная мощность  $N_i$  уменьшается почти линейно с уменьшением коэффициента наполнения  $\eta_v$ . Зависимость максимального давления сгорания  $p_z$  от  $N_i$  также близка к линейной. По мере прикрытия дроссельной заслонки среднее индикаторное давление уменьшается вследствие снижения давления конца

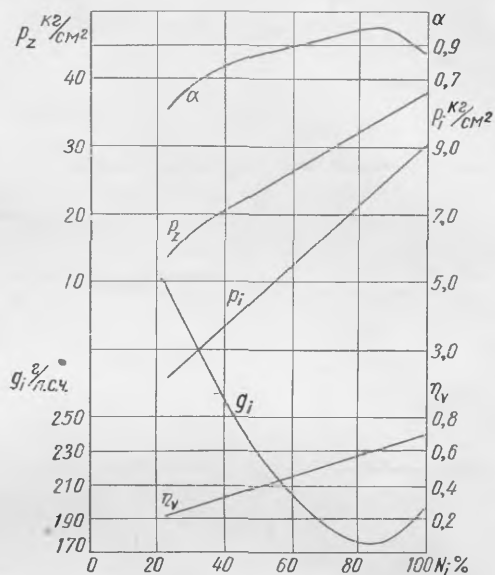


впуска и давления сгорания. При дросселировании коэффициент остаточных газов повышается, так как количество свежей смеси, поступающей в цилиндры за цикл, постепенно уменьшается, а количество остаточных газов приблизительно остается постоянным. Загрязнение рабочей смеси остаточными продуктами сгорания и уменьшение давления к концу сжатия ухудшает условия для процесса сгорания топлива, и скорость сгорания уменьшается. Поэтому возникает необходимость увеличивать угол опережения зажигания и постепенно обогащать горючую смесь при дросселировании. Несмотря на экономическую регулировку горючей смеси и установку наивыгоднейшего угла опережения зажигания, удельный индикаторный расход топлива с уменьшением нагрузки увеличивается вследствие ухудшения процесса сгорания и увеличения относительной доли теплоты, теряемой с охлаждением. Температура отработавших газов, стенок камеры сгорания, клапанов и днища поршня при дросселировании двигателя снижается. Ослабление и даже полное исчезновение детонации при дросселировании объясняется снижением температуры смеси, сгорающей в последнюю очередь, а также увеличением количества остаточных газов в рабочей смеси.

С увеличением давления на впуске выше давления окружающей атмосферы увеличивается количество поступающей в двигатель свежей смеси. Сгорание повышенного количества рабочей смеси приводит к большому выделению теплоты и соответствующему повышению максимального давления сгорания  $p_z$  и среднего индикаторного давления  $p_i$ . Индикаторный к. п. д. мало зависит от давления  $p_k$ , поэтому и индикаторный удельный расход  $g_i$  топлива незначительно меняется при изменении давления наддува.

### § 9. ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ

**Влияние химического состава топлива.** Как было указано ранее, при повышенном содержании ароматических углеводородов в топливе процесс сгорания может проходить несвоевременно, сопровождаясь уменьшением эффективной степени расширения и потерей части индикаторной работы. В результате этого индикаторный к. п. д. может понижаться, несмотря на повышение максимального давления сгорания. При постепенном увеличении в дизельном топливе содержания ароматических углеводородов (до 10—15%) сначала возможно некоторое улучшение экономичности, но при дальнейшем увеличении индикаторный к. п. д. снижается. С увеличением содержания ароматических углеводородов возрастает степень повышения давления и жесткость работы. При повышении температуры и давления сжатия влияние химического состава топлива уменьшается.



Фиг. 73. Изменение индикаторных показателей двигателя ГАЗ-51 в зависимости от нагрузки при  $n = 2620$  об/мин.

Фракционный состав в тех пределах изменения, которые предусмотрены техническими условиями на дизельное топливо, оказывает влияние только в быстроходных двигателях с неразделенной камерой. Так, например, увеличение от 30 до 65% количества фракций, выкипающих до  $350^{\circ}\text{C}$ , повышает индикаторный к. п. д. на 3—5%.

Влияние степени сжатия. Повышение степени сжатия в двигателях с воспламенением от сжатия не имеет такого существенного

Таблица 10

Влияние способа смесеобразования на индикаторную экономичность

Эскиз	Смесеобразование	Относительное значение индикаторного к. п. д.
	Непосредственное	1,0
	Воздушно-камерное	0,95
	Вихрекамерное	0,95
	Предкамерное	0,85

значения для улучшения экономичности, как в двигателях с принудительным зажиганием, так как приращение индикаторного к. п. д. в области больших значений невелико, увеличение же давлений цикла приводит к росту механических потерь.

Влияние конструкции камеры сгорания. Показатели рабочего цикла в большой степени зависят от способа смесеобразования, определяемого конструкцией камеры сгорания и продолжительности подачи топлива. Эти факторы влияют на развитие тепловыделения во времени, а также на тепловые и гидравлические потери цикла.

Наибольший индикаторный к. п. д. имеют двигатели с неразделенной камерой. Поэтому при сравнении с другими способами смесеобразования величина индикаторного к. п. д. двигателя с неразделенной камерой принята за единицу. Из табл. 10 видно, что наименьшая индикаторная экономичность наблюдается у двигателей с предкамерным смесеобразованием. Это

объясняется повышенными тепловыми и гидродинамическими потерями при перетекании газа. В вихрекамерных и воздушнокамерных двигателях также часть энергии расходуется на перетекание и повышенный теплоотвод в стенки, но влияние этих потерь несколько слабее, чем в предкамерных двигателях.

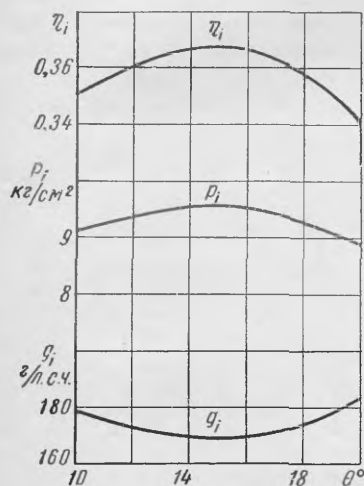
Влияние материала поршня. На фиг. 74 приведены результаты опытов, показывающие, что при одном и том же максимальном давлении цикла среднее индикаторное давление при чугунном поршне (кривая 2) получается приблизительно на  $1,5 \text{ кг/см}^2$  больше, чем при алюминиевом (кривая 1). Причины этого были разъяснены выше.

Влияние опережения впрыска топлива. На фиг. 75 показана зависимость индикаторных показателей от угла опережения впрыска при постоянной подаче на цикл и постоянном числе оборотов вала. Наивыгоднейшие показатели соответствуют определенному углу опережения впрыска, в данном случае  $15^\circ$  до в. м. т.

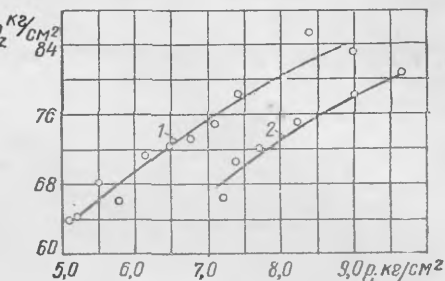
Отклонение от оптимального угла в сторону понижения или увеличения приводит к ухудшению этих показателей.

При малом опережении впрыска повышается температура выпускных газов и растут температуры деталей двигателя. При большом опережении температура отработавших газов ниже, чем на оптимальном режиме вследствие увеличения эффективной степени расширения газа в цилиндре, но максимальное давление цикла значительно выше.

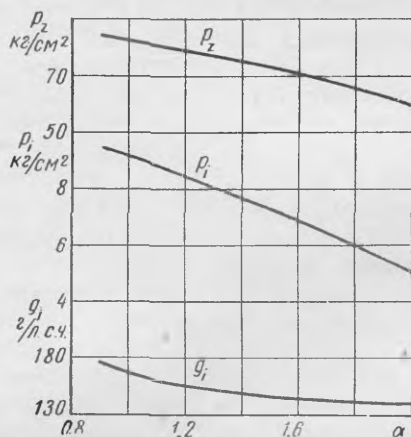
Значение наивыгоднейшего угла опережения впрыска зависит от ряда факторов и поэтому данный угол подбирают опытным путем. Среднее значение угла опережения впрыска для разных двигателей колеблется в пределах  $10-35^\circ$  до в. м. т.



Фиг. 75. Влияние угла  $\theta$  опережения впрыска на индикаторные показатели двигателя ЯАЗ-204 ( $n = 1600$  об/мин;  $p_k = 1,34$  кг/см<sup>2</sup>; полная подача; насос-форсунка  $80$  мм<sup>3</sup> на цикл).



Фиг. 74. Влияние материала поршня на максимальное давление цикла и среднее индикаторное давление в двигателе Д-11 при  $n = 1850$  об/мин и наивыгоднейшем угле впрыска (по данным Т. М. Мелькумова).



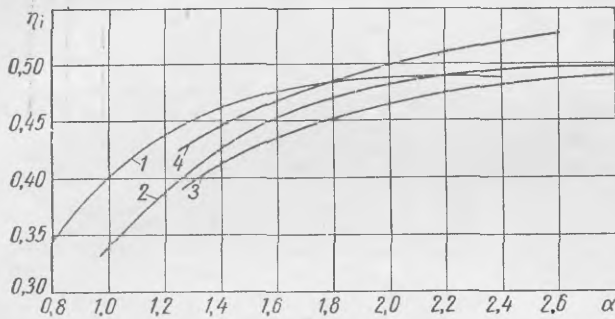
Фиг. 76. Зависимость максимального давления цикла  $p_z$ , среднего индикаторного давления  $p_i$  и удельного индикаторного расхода топлива  $g_i$  от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  в двигателе ЯАЗ-204 ( $n = 1600$  об/мин; переменная подача; насос-форсунка  $80$  мм<sup>3</sup> на цикл).

Влияние коэффициента избытка воздуха. На фиг. 76 показаны зависимости индикаторных показателей от среднего коэффициента избытка воздуха при постоянном числе оборотов вала и наивыгоднейшем угле опережения впрыска.

При уменьшении среднего значения коэффициента избытка воздуха количество выделяющейся теплоты на единицу количества смеси увеличи-

вается. В результате этого максимальное давление сгорания и среднее индикаторное давление повышаются. Наибольшее количество теплоты выделяется, как известно, при  $\alpha = 1$ , но еще до достижения  $\alpha = 1$  возрастает неполнота сгорания. Вследствие этого индикаторный расход топлива увеличивается.

На фиг. 77 в качестве примера дана зависимость индикаторного к. п. д. от коэффициента избытка воздуха для двигателей с различным смесеобразованием.



Фиг. 77. Зависимость индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  для двигателей с различными способами смесеобразования

характер. Двигатель 1 (фиг. 77) двухтактный с умеренным наддувом и двигатель 2 четырехтактный с повышенным наддувом имеют одинаковую форму камеры сгорания неразделенного типа. Равенство коэффициентов  $\eta_i$  достигается при одном и том же скоростном режиме при  $\alpha = 2,2$ . Пересечение кривых индикаторных к. п. д. в точке  $\alpha = 2,2$  объясняется тем, что у двигателя 1 (при переменном начале впрыска топлива) с уменьшением подачи момент начала впрыска сдвигался ближе к в. м. т., в то время как у двигателя 2 начало впрыска оставалось постоянным, а менялся конец впрыска.

На фиг. 77 показаны также кривые изменения индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  для двигателя 3 с вихревой камерой при  $n = 1000$  об/мин и двигателя 4 с воздушнокамерным смесеобразованием при режиме  $n = 1600$  об/мин. Значения индикаторного к. п. д. двигателей 1 и 4 при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,2 \div 2,0$  близки одно к другому. Некоторое ухудшение индикаторного процесса у двигателей 1 по сравнению с двигателем 4 объясняется только характеристикой топливоподачи.

О тепловом режиме можно судить по температуре отработавших газов. На фиг. 78 показано влияние коэффициента избытка воздуха на температуру отработавших газов для четырехтактного и двухтактного двигателей.

В двухтактном двигателе температура отработавших газов ниже, чем у четырехтактного вследствие того, что за время очистки и наполнения отработавшие газы сильно разбавляются продувочным воздухом.

Различные значения индикаторного к. п. д. при постоянном значении  $\alpha$  объясняются разными степенями сжатия, способом и качеством смесеобразования, полнотой и своевременностью сгорания, а также тепловыми потерями за цикл. Кривые протекания изменения индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  в зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  для сравниваемых двигателей имеют одинаковый

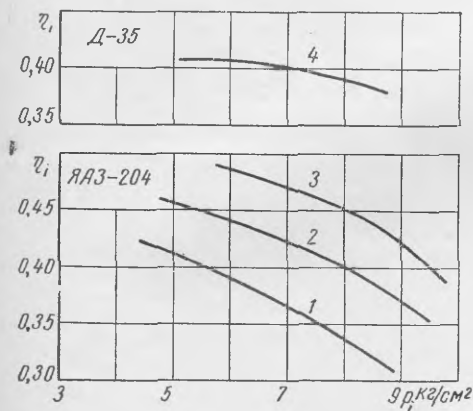


Фиг. 78. Зависимость температуры отработавших газов от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  для различных двигателей:

1 — четырехтактный двигатель; 2 — двухтактный двигатель

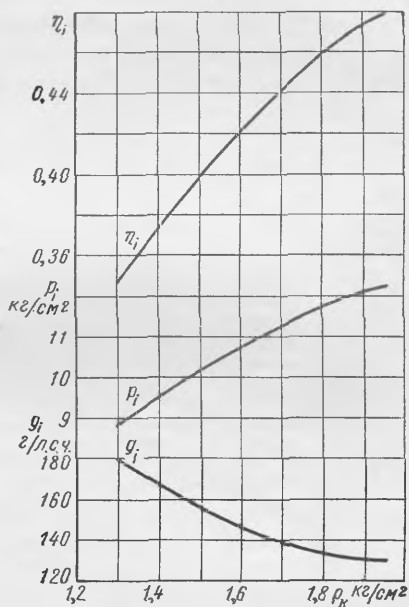
Влияние нагрузки. Изменение среднего индикаторного давления  $p_i$  в двигателе с воспламенением от сжатия производится изменением подачи топлива. С увеличением подачи топлива на цикл давление  $p_i$  возрастает, так как общее количество теплоты, выделяющейся при сгорании, увеличивается, температуры цикла повышаются и детали камеры сгорания сильнее нагреваются.

Зависимости индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  двухтактного двигателя ЯАЗ-204 от среднего индикаторного давления  $p_i$  для разных чисел оборотов вала (кривые 1, 2 и 3) и четырехтактного двигателя Д-35 при одном числе оборотов (кривая 4) показаны на фиг. 79. С уменьшением давления  $p_i$  при постоянном числе оборотов вала индикаторный к. п. д.  $\eta_i$  двигателя ЯАЗ-204 резко возрастает. Увеличение индикаторного к. п. д. с ростом числа оборотов вала при постоянном среднем индикаторном давлении объясняется тем, что с увеличением числа оборотов качество распыливания улучшается и в цилиндре значи-



Фиг. 79. Изменение индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  двигателей ЯАЗ-204 и Д-35 в зависимости от среднего индикаторного давления  $p_i$  при разных числах оборотов коленчатого вала:

1 —  $n = 1200$  об/мин; 2 —  $n = 1600$  об/мин;  
3 —  $n = 2000$  об/мин; насос-форсунка  $80 \text{ мл}^3$  на цикл;  
4 —  $n = 1400$  об/мин.



Фиг. 80. Влияние давления наддува на индикаторные показатели двигателя ЯАЗ-204 ( $n = 2000$  об/мин; полная подача; насос-форсунка  $80 \text{ мл}^3$  на цикл).

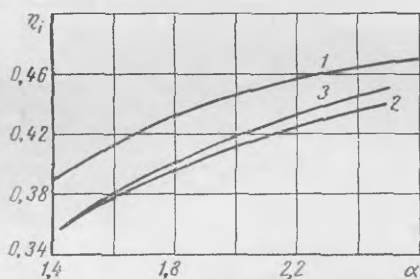
тельно усиливается вихреобразование. Увеличение к. п. д.  $\eta_i$  при постоянном числе оборотов с уменьшением среднего индикаторного давления связано с тем, что при уменьшении дозы впрыскиваемого топлива процесс сгорания заканчивается ближе к в. м. т. и эффективная степень расширения рабочего тела увеличивается. Кроме того, с уменьшением давления  $p_i$  увеличивается значение  $\alpha$  и, следовательно, уменьшается количество трехатомных газов ( $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ ) в продуктах сгорания, что уменьшает их теплосодержание и, таким образом, улучшает теплоиспользование.

В двигателе Д-35 (фиг. 79, кривая 4) не наблюдается резкого изменения индикаторного к. п. д. в зависимости от нагрузки, так как опережение впрыска не изменяется. Сравнивая изменение индикаторного к. п. д. по нагрузке в двигателе с зажиганием от электрической искры с изменением индикаторного к. п. д. в двигателе с воспламенением от сжатия, следует обратить внимание, что экономичность рабочего цикла при уменьшении нагрузки в первом случае ухудшается, а во втором — улучшается.

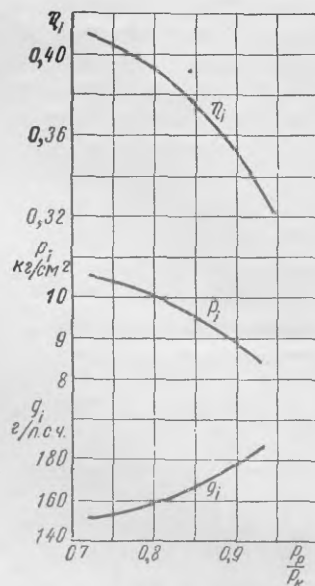
Влияние условий впуска и выпуска. Влияние давления продувочного воздуха на индикаторные показатели двухтактного двигателя ЯАЗ-204 показано на фиг. 80. С повышением давления продувочного воздуха среднее индикаторное давление увеличивается, так как при увеличении коэффициента избытка воздуха продолжительность сгорания сокращается и полнота сгорания увеличивается. Отклонение от линейной зависимости среднего индикаторного давления в этом случае объясняется относительно увеличивающимся коэффициентом избытка продувочного воздуха.

При увеличении подачи топлива одновременно с увеличением давления воздуха при сохранении постоянным коэффициентом избытка воздуха могут быть получены значительно более высокие средние индикаторные давления. При этом индикаторная экономичность не изменяется, если условия топливоподачи подобраны правильно (непродолжительный впрыск при наимыгоднейшем угле опережения) и достаточно хорошо организовано смесеобразование.

На фиг. 81 показано изменение индикаторного к. п. д. четырехтактных двига-



Фиг. 81. Изменение индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  четырехтактных двигателей в зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  при различных давлениях наддува (по данным Д. А. Портнова).



Фиг. 82. Влияние отношения противодавления выпуска к давлению впуска  $p_p/p_k$  на индикаторные показатели двигателя ЯАЗ-204 ( $n = 2000$  об/мин;  $p_k = 1,65$  кг/см<sup>2</sup>;  $p_p$  — переменное; полная подача: насос-форсунка 80 мм<sup>3</sup> на цикл).

телей в функции коэффициента избытка воздуха для различных значений давлений наддува. Кривая 1 относится к одноцилиндровому двигателю при давлениях наддува в пределах от 1,2 до 2 кг/см<sup>2</sup>, кривые 2 и 3 — к другому одноцилиндровому двигателю при давлениях наддува 3 и 6 кг/см<sup>2</sup>. Несовпадение кривых 2 и 3 с кривой 1 объясняется некоторым различием в конструкции двигателей.

О влиянии противодавления на индикаторные показатели двухтактного двигателя при постоянном давлении на впуске можно судить по фиг. 82. С увеличением противодавления резко снижается среднее индикаторное давление и повышается индикаторный удельный расход топлива вследствие уменьшения количества свежего воздуха, поступающего в цилиндры, обогащения рабочей смеси и ее загрязнения остаточными газами.

В четырехтактных двигателях противодавление менее влияет на индикаторные показатели.

## § 10. ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

### Эффективная мощность и механические потери

Некоторая часть индикаторной мощности, развиваемой в цилиндре двигателя, расходуется в самом двигателе и не может быть полезно использована. Эта мощность, затрачиваемая на преодоление различных сопротивлений внутри двигателя, называется мощностью механических потерь. К мощности механических потерь относятся:

1)  $N_m$  — мощность, затрачиваемая на трение между деталями двигателя (например, трение поршня и поршневых колец о стенки цилиндра, трение в шатунных и коренных подшипниках, трение в распределительном механизме и пр.);

2)  $N_d$  — мощность, затрачиваемая на преодоление трения между движущимися деталями и воздухом (например, движение шатунов, вращение коленчатого вала и маховика в воздушной среде, разбрызгивание масла в картере);

3)  $N_a$  — мощность, затрачиваемая на приведение в действие ряда вспомогательных агрегатов и устройств двигателя, как-то: водяного и масляного насосов; вентилятора для охлаждения радиатора или вентилятора для обдува цилиндров при воздушном охлаждении, генератора, магнето, топливного насоса и т. п.;

4)  $N_n$  — мощность, расходуемая на насосные потери, т. е. на очистку и наполнение цилиндра, характеризуемая в четырехтактных двигателях величиной  $\Delta p_i$ . Как отмечалось выше, при наддуве эта мощность может дать некоторое увеличение индикаторной мощности двигателя. В двухтактных двигателях эта мощность принимается равной нулю;

5)  $N_n$  — мощность, расходуемая на продувочный агрегат в двухтактном двигателе или на нагнетатель в четырехтактных двигателях с наддувом от приводного нагнетателя. При этом мощность  $N_n$  характеризует не полную затрату энергии на сжатие воздуха, а только часть ее, представляющую необратимые потери.

Таким образом, мощность, затрачиваемая на совершение полезной работы, составляет только часть индикаторной. Эта мощность называется эффективной мощностью  $N_e$ .

Если мощность, соответствующую всем потерям в двигателе, обозначить через  $N_m$ , то

$$N_e = N_i - N_m \text{ л. с.}, \quad (161)$$

где

$$N_m = N_m + N_d + N_a + N_n + N_n. \quad (162)$$

Для того чтобы исключить влияние числа оборотов вала на величину отдельных потерь в двигателе, удобнее пользоваться для выражения их величиной удельной работы, т. е. величиной работы, соответствующей потерям, отнесенной к  $1 \text{ м}^3$  рабочего объема цилиндра  $V_h$ .

Тогда, соответственно выражая средние давления в  $\text{кг/см}^2$ :

$$p_m = p_m + p_d + p_a + p_n + p_n \text{ кг/см}^2 \quad (163)$$

и

$$p_i - p_m = p_e \text{ кг/см}^2, \quad (164)$$

где  $p_e$  — среднее эффективное давление, представляющее собой величину условного постоянного давления в цилиндрах двигателя, при котором работа, произведенная в них за один такт, равнялась бы эффективной работе; иначе давление  $p_e$  представляет собой величину, равную удельной эффективной работе, т. е. эффективной работе, отнесенной к единице рабочих объемов цилиндров.

Среднее эффективное давление  $p_e$  и эффективная мощность двигателя  $N_e$  связаны между собой так же, как среднее индикаторное давление  $p_i$  с индикаторной мощностью  $N_i$  (148):

$$N_e = \frac{p_e V_{\lambda} n}{225\tau} \text{ л. с.} \quad (165)$$

Следовательно,

$$p_e = \frac{225\tau N_e}{V_{\lambda} n} \text{ кг/см}^2. \quad (166)$$

Вследствие аналогичной связи между величинами  $N_m$  и  $p_m$

$$p_m = \frac{225\tau N_m}{V_{\lambda} n}.$$

Величиной, характеризующей уменьшение мощности двигателя вследствие потерь в нем, является механический к. п. д., представляющий собой отношение эффективной мощности к индикаторной:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i}. \quad (167)$$

Заменив в уравнении (167) величину  $N_e$  разностью  $N_i - N_m$  или  $p_e$  разностью  $p_i - p_m$ , получим выражение для механического к. п. д.

$$\eta_m = 1 - \frac{N_m}{N_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i}. \quad (168)$$

При работе двигателя с постоянным числом оборотов  $n$  и переменной нагрузкой, что достигается в карбюраторных двигателях изменением положения дроссельной заслонки, а в двигателях с воспламенением от сжатия изменением количества впрыскиваемого в цилиндр топлива, среднее давление механических потерь  $p_m$  при качественном регулировании почти постоянно, при количественном изменяется вследствие изменения величины  $p_m$ . При этом механический к. п. д.  $\eta_m$ , как показывает уравнение (168), как при  $p_m = \text{const}$ , так и при  $p_m \neq \text{const}$  с уменьшением давления  $p_i$  падает и при холостом ходе, когда  $p_i = p_m$ , обращается в нуль. Полезная мощность двигателя равна нулю. Вся индикаторная мощность затрачивается на покрытие механических потерь.

При работе двигателя с переменными оборотами  $n$  и с постоянным средним индикаторным давлением  $p_i$  среднее давление потерь  $p_m$  также изменяется как вследствие изменения инерционных сил, а следовательно, и трения в двигателе, так и вследствие изменения среднего давления насосных и других потерь. Давление  $p_i$  с увеличением числа оборотов возрастает, поэтому механический к. п. д.  $\eta_m$ , как видно из уравнения (168), с увеличением числа оборотов снижается.

Значение  $\eta_m$  при номинальном режиме в двигателях различного типа колеблется в следующих пределах:

Карбюраторные двигатели . . . . .	0,70—0,87
Газовые двигатели . . . . .	0,75—0,85
Двигатели с воспламенением от сжатия . . . . .	0,75—0,90
Калоризаторные двигатели (двухтактные) . . . . .	0,68—0,73



Среднее эффективное давление  $p_e$  при номинальном режиме в  $кг/см^2$ :

Карбюраторные двигатели . . . . .	5—9
Газовые двигатели . . . . .	4,0—5,5
Четырехтактные двигатели с воспламенением от сжатия . . . . .	5,3—7,0
То же, с наддувом . . . . .	До 20 и выше
Двухтактные двигатели с воспламенением от сжатия без наддува . . . . .	3,0—6,3
То же, с наддувом . . . . .	До 9,0 и выше
Двухтактные калоризаторные двигатели . . . . .	2,1—3,0

**Эффективный к. п. д. и эффективный удельный расход топлива**

Параметрами, характеризующими экономичность работы двигателя, являются эффективный к. п. д.  $\eta_e$  и удельный расход топлива на одну эффективную силу двигателя за 1 час его работы  $g_e$  *кг/л. с. ч.* или  $v_e$  *м<sup>3</sup>/л. с. ч.*

Эффективный к. п. д. представляет собой отношение количества теплоты, обращенной в полезную работу на валу двигателя, к затраченному количеству теплоты

$$\eta_e = \frac{AL_e}{H_u}$$

где  $AL_e$  — теплота, эквивалентная эффективной работе, полученной при сгорании единицы количества топлива.

Вследствие того, что  $AL_e = AP_e V_h = AP_i \eta_m V_h$ , на основании формулы (151) следует, что

$$\eta_e = \eta_m \frac{AV_h P_i}{H_u} = \eta_m \cdot \eta_i, \tag{169}$$

откуда после подстановки выражений (152) и (153) получим:

для жидкого топлива

$$\eta_e = 1,985 \frac{M_1 p_i \eta_m T_k}{H_u \cdot \eta_v \cdot p_k} = 1,985 \frac{M_1 p_e T_k}{H_u \eta_v p_k}; \tag{170}$$

для газообразного топлива

$$\eta_e = 0,0886 \frac{M_1 p_i \eta_m T_k}{H_u \eta_v p_k} = 0,0886 \frac{M_1 p_e T_k}{H_u \eta_v p_k}. \tag{171}$$

В выражениях (170) и (171) величины  $p_e$  и  $\eta_v$  для двухтактных двигателей должны относиться к одному и тому же полезному рабочему объему цилиндра.

При изменении нагрузки двигателя, характеризуемой величиной  $p_e$ , и скоростного режима, характеризуемого минутным числом оборотов  $n$ , изменяются величины  $\eta_i$  и  $\eta_m$ , а следовательно, и величина  $\eta_e$ .

При постоянном числе оборотов с увеличением давления  $p_e$  механический к. п. д.  $\eta_m$  повышается, а индикаторный к. п. д.  $\eta_i$  несколько снижается. Поэтому величина  $\eta_e$  имеет максимум при некотором давлении  $p_e$  в области номинальной нагрузки двигателя. При уменьшении давления  $p_e$  эффективный к. п. д.  $\eta_e$  падает и при  $p_e = 0$  (холостой ход)  $\eta_e = 0$ .

При увеличении числа оборотов  $n$  коэффициенты  $\eta_i$  и  $\eta_m$  снижаются; следовательно,  $\eta_e$  с увеличением числа оборотов падает.

Эффективный к. п. д. при номинальном режиме имеет следующие значения:

Карбюраторные двигатели . . . . .	0,21—0,28
Двигатели с воспламенением от сжатия . . . . .	0,29—0,42
Калоризаторные двигатели . . . . .	0,22—0,27
Газовые двигатели . . . . .	0,23—0,28

Удельный эффективный расход топлива может быть определен из следующего соотношения:

$$\eta_e = \frac{AL_e}{H_u} = \frac{632}{H_u g_e} = \frac{632}{H_u v_e}, \quad (172)$$

откуда для жидкого топлива

$$g_e = \frac{632}{H_u \eta_e} = 318,4 \frac{p_k \gamma_V}{M_1 p_i \gamma_M T_k} = 318,4 \frac{p_k \gamma_V}{M_1 p_e \cdot T_k} \text{ кг/л. с. ч.} \quad (173)$$

и для газообразного топлива

$$v_e = \frac{632}{H_u \eta_e} = 7133 \frac{p_k \gamma_V}{M_1 p_i \gamma_M T_k} = 7133 \frac{p_k \gamma_V}{M_1 p_e T_k} \text{ м}^3/\text{л. с. ч.} \quad (174)$$

Удельный эффективный расход топлива  $g_e$  или  $v_e$ , являясь величиной обратной  $\eta_e$ , при  $n = \text{const}$  имеет минимум при том эффективном давлении  $p_e$ , при котором  $\eta_e = \eta_{e\text{max}}$ . При уменьшении  $p_e$  удельный эффективный расход топлива  $g_e$  или  $v_e$  возрастает и при  $p_e = 0$  (холостой ход) становится равным бесконечности. При  $p_e$  больше оптимального  $g_e$  и  $v_e$  также увеличиваются.

Удельный эффективный расход топлива  $g_e$  при номинальном режиме составляет в г/л с. ч.:

В карбюраторных двигателях . . . . .	220—300
В двигателях с воспламенением от сжатия . . . . .	150—220
В калоризаторных двигателях . . . . .	250—330

В газовых двигателях величина  $v_e$  не показательна, так как сильно зависит от теплотворности газового топлива, поэтому ее часто заменяют удельным расходом теплоты на эффективную лошадиную силу в час

$$q_e = v_e H_u = \frac{632}{\eta_e} \text{ ккал/л. с. ч.} \quad (175)$$

В газовых двигателях

$$q_e = 2800 \div 2300 \text{ ккал/л. с. ч.}$$

При испытании двигателя для определения  $g_e$  или  $v_e$  находят часовой расход топлива на весь двигатель  $G_{\text{час}}$  или  $V_{\text{час}}$  и эффективную мощность двигателя  $N_e$ .

Тогда

$$g_e = \frac{G_{\text{час}}}{N_e} \text{ кг/л. с. ч.} \quad (176)$$

и

$$v_e = \frac{V_{\text{час}}}{N_e} \text{ м}^3/\text{л. с. ч.} \quad (177)$$

## § 11. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

### Влияние средней скорости поршня

Механические потери в двигателях, характеризуемые средним давлением, можно выразить в функции от средней скорости поршня. Опыт показывает, что, несмотря на различный характер изменения отдельных составляющих механических потерь, средняя скорость поршня может служить обобщающим параметром.

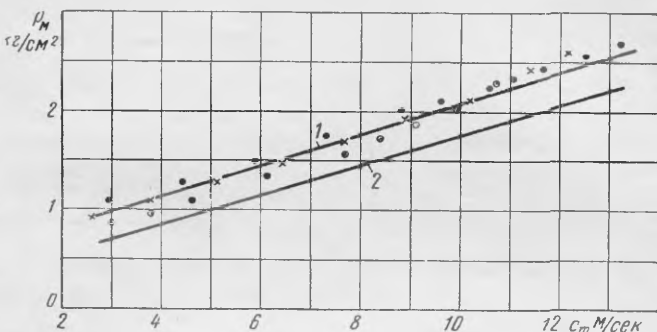
На фиг. 83 показано изменение  $p_m$  в карбюраторных автомобильных двигателях в зависимости от средней скорости поршня  $c_m$  при полном откры-

гии дроссельной заслонки. Прямая 1 построена по опытным данным как средняя для трех двигателей, близких по конструкции, имеющих отношение  $S/D = 1,07 \div 1,34$  и число оборотов, равное 3800 в минуту. Прямая 2 дана для двигателей более быстроходных с числом оборотов 4400 в минуту при  $S/D = 0,875 \div 0,91$ . Из этих данных можно видеть, что с увеличением средней скорости поршня как для первой группы двигателей, так и для второй среднее давление механических потерь повышается приблизительно по линейному закону.

Для бензиновых (карбюраторных) двигателей с числом цилиндров до 6 и отношением  $S/D > 1$  при полностью открытой дроссельной заслонке

$$p_m = 0,5 + 0,155c_m \text{ кг/см}^2. \quad (178)$$

Для бензиновых двигателей с числом цилиндров 8 и отношением  $S/D < 1$  при полностью открытой дроссельной заслонке

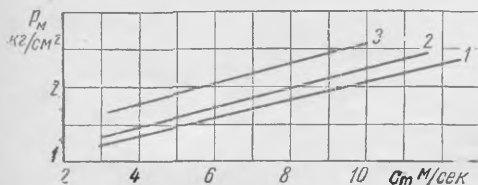


Фиг. 83. Зависимость среднего давления механических потерь  $p_m$  в бензиновых двигателях от средней скорости  $c_m$  поршня при полностью открытой дроссельной заслонке:

1 — в двигателях с отношением  $\frac{S}{D} > 1$  (ГАЗ-51, ЗИЛ-120, Шевроле и др.); 2 — в двигателях с отношением  $\frac{S}{D} < 1$  (Бьюик, Плимут и др.)

$$p_m = 0,4 + 0,135c_m \text{ кг/см}^2. \quad (179)$$

Приблизительно линейная зависимость  $p_m$  от скорости поршня наблюдается и в двигателях с воспламенением от сжатия, что можно видеть на фиг. 84. На диаграмме приведены усредняющие прямые для ряда двигателей с различными способами смесеобразования.



Фиг. 84. Зависимость среднего давления механических потерь  $p_m$  в двигателях с воспламенением от сжатия от средней скорости поршня (по данным Н Р Брилинга):

1 — двигатели с неразделенной камерой; 2 — вихрекамерные двигатели; 3 — прекамерные двигатели

По этим данным, а также данным других исследований могут быть получены следующие эмпирические формулы для расчета  $p_m$  в двигателях различных типов с воспламенением от сжатия при номинальной мощности. В четырехтактных четырех- и шестицилиндровых двигателях с неразделенными камерами и цилиндром диаметром 90—120 мм

$$p_m = 0,9 + 0,120c_m \text{ кг/см}^2. \quad (180)$$

В четырехтактных двенадцатицилиндровых двигателях с цилиндром диаметром 150 мм и более

$$p_m = 0,3 + 0,120c_m \text{ кг/см}^2. \quad (181)$$

Эта формула может быть применена и для двухтактных двенадцатицилиндровых двигателей повышенной мощности. В четырехтактных четырех- и шестицилиндровых двигателях с вихревыми камерами и цилиндрами диаметром не более 90—120 мм

$$p_m = 0,9 + 0,138c_m \text{ кг/см}^2. \quad (182)$$

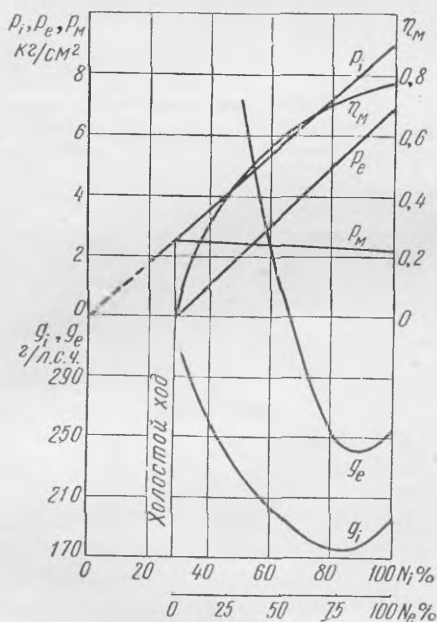
В предкамерных двигателях автомобильного и тракторного типов

$$p_m = 1,05 + 0,156c_m \text{ кг/см}^2. \quad (183)$$

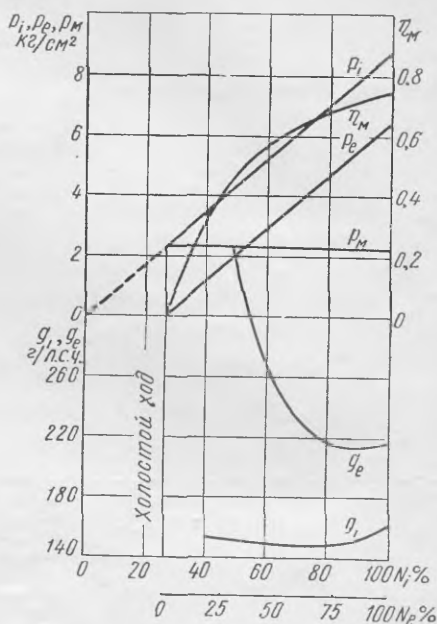
Следует заметить, что в эксплуатации возможны отклонения от величин, получаемых расчетом, так как внутренние потери зависят не только от конструкции и состояния двигателя, но и от температуры смазки и ее свойств.

### Влияние нагрузки

В карбюраторных двигателях нагрузочный режим изменяется дросселированием свежего заряда при помощи заслонки. Вследствие дросселирования увеличивается работа наполнения, уменьшаются давления цикла и работа трения поршня. По мере дросселирования при постоянном числе оборотов вала сумма этих потерь слегка повышается. На фиг. 85 дана зависимость среднего давления  $p_m$  от нагрузки при постоянном числе оборотов



Фиг. 85. Зависимость эффективных показателей работы бензинового двигателя ГАЗ-51 от нагрузки при  $n=2620$  об/мин.



Фиг. 86. Зависимость эффективных показателей работы двигателя ЯАЗ-204 от нагрузки ( $n=1600$  об/мин; насос-форсунка  $80 \text{ мм}^3$  на цикл).

вала для карбюраторного двигателя. Небольшое возрастание величины  $p_m$  (в пределах до  $0,1 \text{ кг/см}^2$ ) с уменьшением нагрузки является результатом изменения потерь на трение и насосных потерь. В точке пересечения прямой  $p_i$  и прямой  $p_m$  среднее эффективное давление равно нулю, что соответствует холостому ходу двигателя. Среднее индикаторное давление в этом случае затрачивается на преодоление механических потерь и механический к. п. д.  $\eta_m$  равен нулю. По мере увеличения нагрузки повышается среднее эффективное давление  $p_e$ , снижаются удельный индикаторный  $g_i$  и удельный эффективный  $g_e$  расходы топлива. Наименьшие удельные эффективные расходы получаются в пределах 70—100% нагрузки.

В двигателях с воспламенением от сжатия изменение мощности достигается изменением количества топлива, подаваемого за цикл. При постоянных

условиях наполнения и постоянных числа оборотов в этих двигателях насосные потери с изменением нагрузки почти не меняются. Очень небольшое повышение механических потерь с уменьшением нагрузки объясняется понижением температуры деталей двигателя и, соответственно, повышением вязкости масла. Практически считают, что механические потери в двигателе с воспламенением от сжатия от нагрузки не зависят.

На фиг. 86 показана зависимость от нагрузки показателей работы двухтактного двигателя с воспламенением от сжатия при постоянном числе оборотов вала. В механические потери в данном случае входит также затрата энергии на нагнетатель. Равенству  $p_i = p_m$  соответствует режим холостого хода. Так как механические потери остаются постоянными, то с уменьшением нагрузки относительная доля их возрастает и это приводит к увеличению удельного эффективного расхода топлива  $g_e$ . В пределах нагрузки от 70 до 100% удельный эффективный расход топлива мало отклоняется от минимального значения.

Влияние механических потерь на частичных нагрузках сильнее отражается на экономичности в карбюраторном двигателе, чем в двигателе с воспламенением от сжатия.

## § 12. УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ И СПОСОБЫ ЕЕ ПОВЫШЕНИЯ

### Удельная мощность

Для оценки тепловой и динамической напряженности, использования рабочего объема двигателей и для сравнения различных двигателей применяются показатели литровой и поршневой мощности.

Л и т р о в о й м о щ н о с т ь ю  $N_L$  двигателя называют номинальную мощность, отнесенную к литру рабочего объема двигателя.

П о р ш н е в о й м о щ н о с т ь ю  $N_n$  двигателя называют номинальную мощность, отнесенную к  $1 \text{ дм}^2$  или  $1 \text{ м}^2$  площади поршней двигателя.

П о д н о м и н а л ь н о й м о щ н о с т ь ю двигателя понимают эффективную мощность, гарантируемую заводом-изготовителем для определенных условий работы.

Согласно определению, литровая мощность

$$N_L = \frac{N_e}{iV_H} = \frac{p_e n}{225\tau} \text{ л. с./л.} \quad (184)$$

Из выражения (184) следует, что литровая мощность двигателя зависит от среднего эффективного давления, тактности и числа оборотов вала двигателя. Зависимость литровой мощности от параметров работы двигателя может быть найдена, если в выражение (184) подставить значение  $p_e = p_i \eta_m$ , используя выражения (154) и (155). Тогда получаем:

для двигателей жидкого топлива

$$N_L = 0,00225 \frac{H_u}{M_1} \frac{1}{\tau} \frac{p_K}{T_K} \eta_i \cdot \eta_V \cdot \eta_m n \text{ л. с./л.} \quad (185)$$

и для двигателей газообразного топлива

$$N_L = 0,503 \frac{H_u}{M_1} \frac{1}{\tau} \frac{p_K}{T_K} \eta_i \cdot \eta_V \cdot \eta_m n \text{ л. с./л.}$$

Формулы (185) дают возможность установить влияние параметров рабочего процесса на величину литровой мощности и наметить пути форсирования двигателя для получения наибольшей мощности при тех же геометрических размерах его.

Величина литровой мощности для современных двигателей внутреннего сгорания изменяется примерно в следующих пределах (в л. с./л):

Автомобильные карбюраторные двигатели . . . . .	12—70
Двигатели с воспламенением от сжатия:	
автомобильные и тракторные четырехтактные . . . . .	6—25
то же, двухтактные . . . . .	18—32
судовые . . . . .	1,5—5
тепловозные . . . . .	6—12
стационарные . . . . .	1,5—9
Газовые двигатели . . . . .	2—22

Если двигатель на номинальном режиме развивает мощность  $N_e$ , то его поршневая мощность

$$N_n = \frac{N_e}{i \frac{\pi D^2}{4}} \text{ л. с./}\partial\text{м}^2$$

или

$$N_n = \frac{p_e n S}{225 \tau} \text{ л. с./}\partial\text{м}^2. \quad (186)$$

После подстановки в выражение (186) средней скорости поршня  $c_m$  получаем

$$N_n = \frac{300}{225 \tau} p_e c_m \text{ л. с./}\partial\text{м}^2. \quad (187)$$

Как видно из этого выражения, поршневая мощность двигателя зависит от среднего эффективного давления, быстроходности, характеризуемой средней скоростью поршня, и от тактности двигателя.

Зависимость удельной поршневой мощности двигателя от параметров рабочего процесса двигателя можно получить, если в формулу (186) подставить выражение для  $p_e$ .

Тогда формула (186) перепишется в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} N_n &= 0,00225 \frac{H_n}{M_1} \frac{1}{\tau} \frac{p_k}{T_k} \eta_i \cdot \eta_V \cdot \eta_m n S \text{ л. с./}\partial\text{м}^2; \\ N_n &= 0,0503 \frac{H_n}{M_1} \frac{1}{\tau} \frac{p_k}{T_k} \eta_i \cdot \eta_V \cdot \eta_m n S \text{ л. с./}\partial\text{м}^2. \end{aligned} \right\} \quad (188)$$

Величина удельной поршневой мощности для двигателей различного назначения изменяется в следующих пределах (в л. с./ $\partial\text{м}^2$ ):

Автомобильные карбюраторные двигатели . . . . .	15—65
Двигатели с воспламенением от сжатия:	
автотракторные четырехтактные . . . . .	10—25
автотракторные двухтактные . . . . .	20—41
судовые . . . . .	14—20
тепловые . . . . .	20—35
стационарные . . . . .	8—13
Газовые двигатели . . . . .	5—25

Значения литровой и поршневой мощности для некоторых типов двигателей внутреннего сгорания приведены в табл. 11.

### Способы повышения удельной мощности

Для снижения весовых показателей и уменьшения габаритов двигателя одним из важных средств является увеличение удельной мощности двигателя. Способы повышения удельной мощности двигателей жидкого топлива можно наметить из анализа формул (185) и (188).

### Удельная мощность некоторых двигателей

двигателя	Назначение	Тип двигателя	z	n в об/мин		$N_e$	$N_2$	$\Delta p$	
						в л. с.	в л.с./л	л.с./ом <sup>2</sup>	
. . . . .	Грузовой автомо- бильный	Карбюраторный	4	2800	6,2	70,0	20,2	22,2	
. . . . .	Легковой автомо- бильный	"	4	3600	6,7	95	27,2	30,0	
Бенц 180 . . .	То же	"	4	4000	6,7	52	29,5	29,5	
Бенц 180Д . .	"	С воспламенением от сжатия	4	3500	19,0	43	24,3	24,3	Г
Бенц 300 SL .	"	С непосредственным впрыском	4	5800	8,85	215	71,8	63,2	С
GP 700E . . .	"	То же	2	4000	7,7	40	45,1	—	
00GS . . . . .	"	Карбюраторный	4	6200	9,5	110	73,5	—	С
. . . . .	"	С воспламенением от сжатия	4	3400	19,8	42	23,9	22	Б
с . . . . .	Автомобильный	С воспламенением от сжатия с наддувом	4	2000	14	250	20,05	25,4	С мер
. . . . .	"	С воспламенением от сжатия	4	2000	16	112	14,4	21,3	
. . . . .	"	То же	4	2400	18,3	50	17,15	18,9	Л в п
. . . . .	"	"	4	2400	15	100	16,40	22,3	С муз
. . . . .	"	"	4	2800	17,5	147	21,0	24,4	Б
Итифт . . . .	"	"	2	2000	—	125	19,6	27,6	С мер
. . . . .	"	"	2	3000	18	100	28	30	С мер

Продол

Назначение	Тип двигателя	$\tau$	$n$ в об/мин	$\epsilon$	$N_e$ в л. с.	$N_{л.в}$ л. с./л	$N_{п.в}$ л. с./дм <sup>2</sup>	Примечание
Тракторный	С воспламенением от сжатия	4	1400	17	37	9,05	11,7	Вихрека
"	То же	4	1300	16	54	7,24	11	"
"	"	4	1000	15,5	93	6,85	14,2	Предка
Автомобильный	"	2	2000	16	118	25,4	32,3	С неразм мерой
Тепловозный	"	4	1000	—	2250	12,8	30,7	С турбо
(100) "	"	2	810	—	2000	11,8	30,0	
Судовой	"	2	300	—	600	3,33	16,7	
"	"	2	250	—	2000	2,83	17,3	
"	"	2	105	—	7500	1,225	16,4	
айн "	"	2	130	—	7200	1,72	19,8	
"	"	4	600	—	1100	5,13	19,5	С турбо
К "	Стационарный	4	375	—	690	2,2	9,8	
"	"	4	1500	—	10	8,9	11,6	
"	Газожидкостный	4	333	—	2000	3,15	17,4	С надду
50) Тепловозный	"	4	740	11—12,5	1000	6,35	21,0	С турбо
"	Газовый	4	375	8,5	375	1,73	7,8	
"	Автомобильный	4	2800	6,2	63,5	18,2	20	На сжи
"	"	4	2400	7	47	8,47	9,7	На реп газе
"	Тракторный	4	1400	8,5	50	6,7	10,15	
"	Стационарный	2	620	7—7,7	15	2,94	5,88	



Если пренебречь содержанием жидкого топлива в смеси для двигателей с внешним смесеобразованием, т. е. принять, что для всех двигателей жидкого топлива  $M_1 = \alpha L_0$  и заменить

$$\frac{P_k}{T_k} = \frac{R\gamma_k}{10^2} \text{ и } L_0 = \frac{l_0 R}{848},$$

то выражения (185) и (188) можно написать в следующем виде:

$$N_d = 0,00019 \frac{H_u}{l_0} \frac{1}{\tau} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_V \eta_M \gamma_k n; \quad (189)$$

$$N_n = 0,00019 \frac{H_u}{l_0} \frac{1}{\tau} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_V \eta_M \gamma_k n S. \quad (190)$$

В формулы (189) и (190) удельный вес  $\gamma_k$  воздуха подставляется в  $кг/м^3$ . Формулы (189) и (190) одинаково пригодны для анализа изменения поршневой и литровой мощностей как четырехтактных, так и двухтактных двигателей. Следует отметить трудность аналитического определения величин  $\eta_i$ ,  $\alpha$  и  $\eta_V$ , входящих в формулы. Наиболее сложным является определение величин  $\alpha$  и  $\eta_V$  для четырехтактных двигателей с продувкой камеры сгорания и для двухтактных двигателей.

Учитывая, что произведение  $\eta_V \varphi = \varphi_k$  — это коэффициент избытка продувочного воздуха, а произведение  $\alpha \varphi = \alpha_{сум}$  — суммарный коэффициент избытка воздуха, получим после умножения и деления правых частей выражений (189) и (190) на  $\varphi$ :

$$N_d = 0,00019 \frac{H_u}{l_0} \cdot \frac{1}{\tau} \eta_i \frac{\varphi_k}{\alpha_{V_u}} \gamma_k \eta_M n \text{ л. с./дм}^2 \quad (191)$$

и

$$N_n = 0,00019 \frac{H_u}{l_0} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \eta_i \frac{\varphi_k}{\alpha_{сум}} \gamma_k \eta_M n S \text{ л. с./дм}^2. \quad (192)$$

Коэффициенты  $\varphi_k$  и  $\alpha_{сум}$  определяют при испытании непосредственным измерением расхода топлива и воздуха.

Из выражений (190) и (191) следует, что удельная мощность зависит от:

а) отношения  $\frac{H_u}{l_0}$  низшей теплотворной способности топлива к количеству воздуха, теоретически необходимого для сгорания 1 кг топлива;

б) коэффициента  $\tau$  тактности двигателя;

в) качества протекания рабочего процесса, оцениваемого отношением  $\frac{\eta_i}{\alpha}$  индикаторного к. п. д. к коэффициенту избытка воздуха;

г) количества воздуха или смеси, попадающей в цилиндр за цикл, характеризуемого произведением  $\eta_V \cdot \gamma_k$  — коэффициента наполнения на удельный вес воздуха или смеси;

д) механического к. п. д.  $\eta_M$  и

е) быстроходности, оцениваемой числом оборотов  $n$  в минуту коленчатого вала.

Из перечисленных факторов для увеличения удельной мощности можно использовать тактность  $\tau$  двигателя, отношение  $\eta_i/\alpha$ , произведение  $\eta_V \gamma_k$  и число оборотов  $n$ . Поэтому можно наметить следующие пути увеличения удельной мощности:

а) переход на двухтактный цикл;

б) увеличение степени сжатия  $\epsilon$ , обеспечивающее увеличение индикаторного к. п. д.  $\eta_i$ ;

в) повышение числа оборотов  $n$  коленчатого вала;

г) применение принудительной подачи заряда (наддув), т. е. увеличение произведения  $\eta_V \gamma_K$ ;

д) переход на непосредственный впрыск в карбюраторных двигателях (увеличение  $\eta_V$  и  $\eta_i$ ).

Переход на двухтактный цикл. Если обозначить индексами 2 и 4 соответственно параметры двухтактного и четырехтактного двигателей, то отношение их удельных мощностей (поршневой и литровой) будет следующим:

$$\frac{N_{л2}}{N_{л4}} = \frac{N_{п2}}{N_{п4}} = 2 \frac{\alpha_4 \eta_{i2} \cdot \eta_{V2} \cdot \eta_{M2}}{\alpha_2 \eta_{i4} \cdot \eta_{V4} \cdot \eta_{M4}}. \quad (193)$$

Для сравнения примем, что двигатели имеют одинаковую конструкцию камеры сгорания и характеристики подачи топлива, а также  $\epsilon_2 = \epsilon_4$  и  $p_{к2} = p_{к4}$  ( $\gamma_{к2} = \gamma_{к4}$ ). Тогда при  $\alpha_2 = \alpha_4$  можно ожидать равенство индикаторных к. п. д.  $\eta_{i2} = \eta_{i4}$ .

Тогда

$$\frac{N_{л2}}{N_{л4}} = \frac{N_{п2}}{N_{п4}} = 2 \frac{\eta_{V2} \eta_{M2}}{\eta_{V4} \eta_{M4}}. \quad (194)$$

В выражении (194) коэффициент наполнения  $\eta_{V2}$  отнесен к полезному объему. Значение  $\eta_{V2}$ , отнесенное ко всему рабочему объему с учетом доли потеряннного хода, равно  $\eta_{V2}(1 - \psi)$ . Тогда выражение (194) может быть переписано так:

$$\frac{N_{л2}}{N_{л4}} = \frac{N_{п2}}{N_{п4}} = 2 \frac{\eta_{V2}(1 - \psi) \eta_{M2}}{\eta_{V4} \eta_{M4}}. \quad (195)$$

Обозначим через  $\beta$  отношение коэффициентов наполнения:

$$\beta = \frac{\eta_{V2}}{\eta_{V4}} = \frac{p_{а2}}{p_{а4}} \frac{T_K + \Delta T_4 + \gamma_4 T_{r4}}{T_K + \Delta T_2 + \gamma_2 T_{r2}}.$$

Тогда

$$\frac{N_{л2}}{N_{л4}} = \frac{N_{п2}}{N_{п4}} = 2\beta(1 - \psi) \frac{\eta_{M2}}{\eta_{M4}}. \quad (196)$$

Величина коэффициента  $\beta$  зависит от схемы продувки двухтактного двигателя, давления наддува  $p_K$ , а также от качества продувки камеры сгорания в четырехтактном двигателе. Для высоких значений  $p_K$  (2 кг/см<sup>2</sup> и выше) коэффициент  $\beta$  без большой погрешности может быть принят равным единице. Поэтому для двигателей с высоким наддувом

$$\frac{N_{л2}}{N_{л4}} = \frac{N_{п2}}{N_{п4}} = 2(1 - \psi) \frac{\eta_{M2}}{\eta_{M4}}. \quad (197)$$

Для двигателей с умеренным наддувом величина  $\beta$  может быть меньше единицы вследствие более высокого значения коэффициента остаточных газов у двухтактных двигателей.

Опытное исследование и сравнительные подсчеты показывают, что литровая мощность двухтактного двигателя при прочих равных параметрах больше литровой мощности четырехтактного двигателя в 1,5—1,7 раза.

Увеличение степени сжатия. Увеличение степени сжатия  $\epsilon$  приводит к увеличению индикаторного к. п. д.  $\eta_i$ , а следовательно, и удельной мощности двигателя. Однако следует иметь в виду, что при большом увеличении степени сжатия рост литровой мощности замедляется, что объясняется значительным увеличением механических потерь. Увеличение механических потерь связано с повышением давления газов в цилиндре двигателя. Изменение среднего давления сопротивлений  $p_m$  с увели-

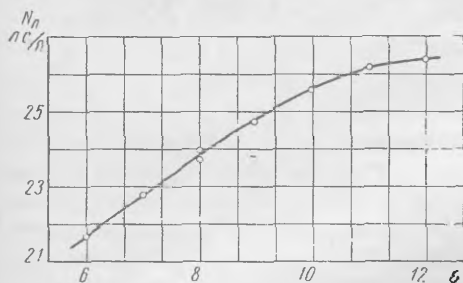
чением степени сжатия может быть определено по опытной зависимости, предложенной Маслениковым для карбюраторных двигателей

$$\frac{p_m}{p_m(\epsilon=6)} = \frac{\epsilon + 8,5}{14,5},$$

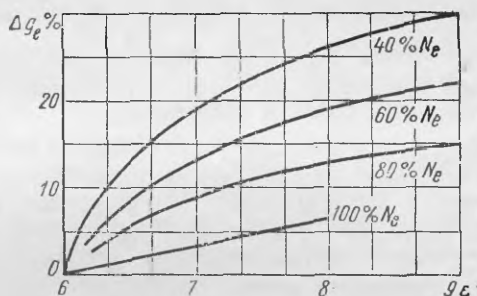
где  $\epsilon$  — текущее значение степени сжатия;

$p_m(\epsilon=6)$  — среднее давление сопротивлений при  $\epsilon = 6$ .

В двигателях с воспламенением от сжатия величину  $\epsilon$  выбирают исходя из условий обеспечения надежного пуска двигателя и допустимой нагрузки на его детали. Поэтому величина  $\epsilon$  у этих двигателей не превышает 16—17 и очень редко увеличивается до 20—21. Дальнейшее увеличение  $\epsilon$ , как показывают опыты, не дает увеличения мощности и может даже привести к уменьшению ее.



Фиг. 87. Влияние степени сжатия  $\epsilon$  на литровую мощность  $N_l$  бензинового двигателя.



Фиг. 88. Повышение экономичности при разных нагрузках в зависимости от степени сжатия  $\epsilon$ .

Карбюраторные двигатели работают с такими степенями сжатия, при которых их увеличение существенно влияет на рост удельной мощности двигателя и улучшение его экономичности. В связи с этим развитие современного бензинового двигателестроения происходит по пути непрерывного роста повышения степени сжатия.

На фиг. 87 показано изменение литровой мощности в зависимости от  $\epsilon$  рядного шестицилиндрового двигателя с нижними клапанами при  $n = 2800$  об/мин и восьмицилиндрового V-образного двигателя с верхними клапанами при  $n = 2400$  об/мин. Применение верхнего расположения клапанов, клиновидной камеры сгорания, сдвоенного карбюратора и других усовершенствований позволило при  $\epsilon=8$  получить при более низком числе оборотов такую же литровую мощность, как и в двигателе с нижними клапанами. Диаграмма показывает замедление роста литровой мощности при приближении степени сжатия к 12.

Повышение степени сжатия в бензиновых двигателях ограничивается увеличением склонности к детонации. Для обеспечения бездетонационного сгорания при переходе на работу с высокими значениями  $\epsilon$  приходится применять высокооктановое топливо.

При форсировании двигателя по степени сжатия наиболее экономичная работа двигателя на частичных нагрузках получается при более бедном составе смеси. С повышением степени сжатия расширяется диапазон изменения нагрузки, в котором двигатель работает при  $\alpha > 1$ . При обеднении смеси уменьшается неполнота сгорания в двигателе и, таким образом, с увеличением степени сжатия улучшается экономичность двигателя на частичных нагрузках. Экономичность работы двигателя с увеличением  $\epsilon$  (фиг. 88) растет более интенсивно на малых нагрузках. Последнее особенно важно для

автомобильных двигателей, которые большую часть времени работают на неполных нагрузках.

С увеличением степени сжатия уменьшаются потери с выпускными газами, что также благоприятно сказывается на экономичности двигателя. Потери в охлаждающую воду с повышением степени сжатия практически остаются постоянными.

Повышение числа оборотов. Из выражений (189) и (190) следует, что удельная мощность прямо пропорциональна числу оборотов  $n$  вала двигателя. Однако в действительности такая зависимость удельной мощности от числа оборотов вала двигателя наблюдается лишь в узком диапазоне изменения  $n$  вблизи  $p_{e\max}$  или  $M_{e\max}$ , когда величины  $p_e$  или  $M_e$  изменяются незначительно и удельная мощность может быть принята прямо пропорциональной  $n$ .

Величина удельной мощности достигает максимального значения при числе оборотов, соответствующих максимальному значению произведения  $\frac{\eta_i}{\alpha} \eta_V \cdot \eta_M n$ .

С увеличением числа оборотов вала механические потери в двигателе увеличиваются, а механический к. п. д. уменьшается. Поэтому все мероприятия, направленные на повышение механического к. п. д., будут способствовать также и повышению литровой мощности. К таким мероприятиям можно отнести уменьшение отношения хода поршня к диаметру (что очень широко используется в практике современного двигателестроения), применение конструкций вспомогательных агрегатов с наибольшими к. п. д., применение подшипников качения, правильный подбор смазочного масла, оптимальная регулировка температуры масла и воды и т. д.

Величина отношения  $\frac{\eta_i}{\alpha}$ , характеризующая качество рабочего процесса двигателя, мало изменяется при изменении скоростного режима работы двигателя. Особенно это относится к карбюраторному двигателю, у которого величина коэффициента избытка воздуха во время работы при полностью открытой дроссельной заслонке с переменным числом оборотов остается почти постоянной. У двигателей с воспламенением от сжатия пределы изменения величины  $\alpha$  несколько шире, чем в карбюраторных двигателях.

С уменьшением числа оборотов величина  $\eta_V$  увеличивается и достигает максимума при каком-то определенном скоростном режиме: у тихоходных двигателей этот максимум лежит в области более низких чисел оборотов, чем у быстроходных. Для того чтобы с увеличением быстроходности кривая  $\eta_V$  лежала выше и протекала более полого, необходимо правильно подобрать фазы газораспределения и свести к минимуму сопротивление впускной и выпускной систем, увеличивая проходное сечение клапанов и впускной и выпускной систем.

Таким образом, характер изменения литровой мощности при форсировке двигателя по оборотам зависит, в основном, от изменения произведения  $(\eta_V \cdot \eta_M n)$ , так как величина  $\frac{\eta_i}{\alpha}$  изменяется мало. При равенстве значений коэффициента наполнения на скоростных режимах до и после форсировки по оборотам величина литровой индикаторной мощности  $N_{i,2}$  форсированного двигателя при условии сохранения постоянными также величины  $\alpha$  и  $\eta_i$  связана с индикаторной мощностью  $N_{i,1}$  нефорсированного двигателя соотношением

$$N_{i,2} = N_{i,1} \frac{n_2}{n_1}.$$

Аналогичная зависимость может быть получена и для поршневой мощности.

Если известна литровая мощность механических потерь двигателя  $N_{м.л2}$ , то литровая мощность форсированного двигателя

$$N_{л2} = N_{л1} \frac{n_2}{n_1} - N_{м.л2}$$

Повышение числа оборотов вала двигателя вызывает увеличение средней скорости поршня и нагрузки от сил инерции. В результате этого увеличиваются потери на трение, износ трущихся деталей, возрастают напряжения в коленчатом валу, шатуне, шатунных болтах и других деталях двигателя, что может вызвать необходимость применения материалов более высокого качества.

Увеличение мощности путем наддува рассмотрено в гл. VIII.

Литровая мощность карбюраторных двигателей может быть увеличена путем замены карбюраторного смесеобразования непосредственным впрыском топлива (см. гл. IX).

Заканчивая рассмотрение способов повышения удельной мощности двигателя, следует отметить, что выбор того или иного метода форсирования зависит от типа, конструкции и назначения двигателя. Наиболее рациональными способами повышения удельной мощности двигателей с воспламенением от сжатия следует считать переход на двухтактный цикл и применение наддува, особенно газотурбинного. Большие возможности имеет также форсирование двигателей с воспламенением от сжатия путем повышения быстроходности.

В карбюраторном автомобильном двигателестроении в настоящее время в основном используют следующие способы увеличения удельной мощности: увеличение степени сжатия и числа оборотов коленчатого вала. Степень сжатия большей части современных бензиновых автомобильных двигателей лежит в пределах 7—8,5, достигая у отдельных образцов 9,5 и более; наиболее широко применяемые числа оборотов колеблются в пределах 3800—5000 в минуту, достигая у отдельных моделей 6000 в минуту и более. В последнее время увеличивается также применение непосредственного впрыска при форсировке бензиновых двигателей.

### § 13. ТЕПЛОВЫЙ БАЛАНС И ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Химическая энергия сжигаемого в двигателе топлива полностью не используется. В полезную, эффективную работу обычно превращается 20—40% от располагаемой теплоты, остальная часть теряется в охлаждающую среду, с отработавшими газами и пр.

Распределение располагаемой теплоты топлива на полезную работу и тепловые потери характеризуется внешним тепловым балансом. Внешний тепловой баланс двигателя определяется экспериментально. Знание отдельных составляющих теплового баланса позволяет судить о теплонапряженности двигателя, рассчитать систему охлаждения, выяснить возможности использования теплоты отработавших газов и т. д. Количество теплоты, распределяющейся по различным составляющим теплового баланса, подсчитывают в калориях или за единицу времени (1 час), или на 1 л. с. ч., или за время расходования единицы количества топлива (1 кг или 1 м<sup>3</sup>). Величину каждого члена баланса определяют также в процентах по отношению ко всему количеству затраченной теплоты. Наиболее распространено составление баланса в процентах и в калориях на 1 кг (м<sup>3</sup>) израсходованного топлива.

Тепловой баланс можно построить для самых разнообразных условий испытания, например: для нагрузочной характеристики двигателя, для

винтовой характеристики, для внешней характеристики, для характеристики по составу смеси и т. д.

В общем виде уравнение внешнего теплового баланса составляется следующим образом:

$$Q = Q_e + Q_w + Q_{z\phi} + Q_{zx} + Q_{ост}, \quad (198)$$

где  $Q$  — теплота израсходованного топлива, т. е. так называемая располагаемая теплота;

$Q_e$  — теплота, эквивалентная полезной эффективной работе двигателя;

$Q_w$  — теплота, потерянная в охлаждающей среде через стенки рабочего цилиндра;

$Q_{z\phi}$  — физическая теплота отработавших газов;

$Q_{zx}$  — теплота, соответствующая неполноте сгорания;

$Q_{ост}$  — так называемый остаточный член баланса, равный сумме всех других потерь теплоты, не вошедших в первые четыре члена правой части.

При определении величин теплового баланса в процентах его уравнение представится в следующем виде:

$$q_e + q_w + q_{z\phi} + q_{zx} + q_{ост} = 100\%. \quad (199)$$

В данном случае каждое слагаемое в левой части уравнения (199) представляет собой количество теплоты в процентах по отношению ко всей располагаемой теплоте  $Q$ , т. е.

$$q_e = \frac{Q_e}{Q} \cdot 100; \quad q_w = \frac{Q_w}{Q} \cdot 100 \text{ и т. д.}$$

Располагаемую теплоту  $Q$  практически определяют по низшей теплотворной способности топлива  $H_u$  и часовому расходу топлива  $G_{час}$  кг/час или  $V_{час}$  м<sup>3</sup>/час:

$$Q = H_u G_{час} \text{ ккал/час} \quad (200)$$

или

$$Q = H_u V_{час} \text{ ккал/час.} \quad (201)$$

Теплота, эквивалентная полезной эффективной работе двигателя за 1 час,

$$Q_e = 632 N_e \text{ ккал/час.} \quad (202)$$

Отношение теплоты  $Q_e$  к располагаемой теплоте  $Q$  определяет полезное использование теплоты в двигателе и численно равно эффективному к. п. д.  $\eta_e$ .

Теплота, воспринимаемая внутренними поверхностями рабочего цилиндра, отводится в окружающую среду при помощи газообразного или жидкого вещества — охладителя. Наиболее распространенными охладителями являются воздух, вода, масло.

Теплообмен между нагретыми газами и стенками рабочего цилиндра осуществляется в результате теплопроводности, конвекции и лученспускания. Теплоотдача от газов в стенки происходит в период сжатия, сгорания, расширения и выпуска. Тепловоспринимающая поверхность рабочего цилиндра изменяется по времени и образуется поверхностями внутренних стенок цилиндра, днища поршня, крышки (головки), клапанов и выпускного патрубка. При неохлаждаемом поршне большая часть теплоты, воспринятая поршнем от газов, отводится в стенки цилиндра. В стенки цилиндра отводится также теплота, эквивалентная работе трения поршня в цилиндре, составляющая 60—70% теплоты, эквивалентной всей работе трения двигателя.

Из всего количества теплоты, воспринимаемой стенками рабочего цилиндра, наибольшая часть переходит в них во время выпуска, примерно 55—60%, за период расширения — примерно 25—30%, и во время сгорания — примерно 15—20%. Теплообмен в период сжатия незначителен.

Таким образом, теплота, отводимая от двигателя охладителем, включает:

а) теплоту, переданную от газов за период сжатия, сгорания, расширения и выпуска;

б) теплоту трения поршня в цилиндре.

Потери теплоты с охлаждением неизбежны, так как при отсутствии охлаждения вообще не может работать ни один двигатель внутреннего сгорания.

Количество теплоты  $Q_w$ , теряемой с охлаждением, определяют измерением количества охладителя, проходящего за единицу времени через систему охлаждения двигателя, и температур при входе и выходе его из системы

$$Q_w = G_{охла} (t_2 - t_1) c \text{ ккал/час}, \quad (203)$$

где  $G_{охла}$  — расход охладителя через систему в  $кг/час$ ;

$t_1$  и  $t_2$  — температуры охладителя соответственно при входе в систему охлаждения и выходе из нее в  $^{\circ}C$ ;

$c$  — теплоемкость охладителя в  $ккал/кг \text{ град}$ .

Количество теплоты, отводимое маслом, составляет 1,5—3% от располагаемой теплоты для двигателей без масляного охлаждения поршней и 6—14% для двигателей с масляным охлаждением поршней.

Отработавшие газы, выходящие из двигателя, имеют сравнительно высокую температуру и уносят с собой значительное количество теплоты  $Q_{зф}$ . При наличии в отработавших газах продуктов неполного сгорания дополнительно теряется теплота  $Q_{zx}$ , не выделяющаяся из-за неполноты сгорания топлива. Таким образом, потери теплоты с отработавшими газами

$$Q_z = Q_{зф} + Q_{zx}. \quad (204)$$

Физическую теплоту отработавших газов  $Q_{зф}$  определяют как разность теплосодержаний отработавших газов за выпускным патрубком и поступающего в двигатель свежего заряда. Для двигателей, работающих на жидком топливе,

$$Q_{зф} = M_2 G_{уac} c_p'' t_p - M_1 G_{уac} c_p t_0 \text{ ккал/час}; \quad (205)$$

для двигателей, работающих на газовом топливе,

$$Q_{зф} = M_2 \frac{V_{уac}}{22,4} \cdot c_p'' t_p - M_1 \frac{V_{уac}}{22,4} c_p t_0 \text{ ккал/час}, \quad (206)$$

где  $t_p$  — температура выпускных газов за выпускным патрубком в  $^{\circ}C$ ;

$t_0$  — температура свежего заряда в  $^{\circ}C$  при поступлении его в цилиндр двигателя<sup>1</sup>.

Потери теплоты от неполноты сгорания с учетом содержания в отработавших газах газообразных продуктов неполного сгорания и сажи можно выразить следующим образом:

для двигателей, работающих на жидком топливе,

$$Q_{zx} = 22,4 M_{суx} G_{уac} H_u' + 8140 \varphi_c G_{уac} \text{ ккал/час}; \quad (207)$$

для двигателей, работающих на газовом топливе,

$$Q_{zx} = M_{суx} V_{уac} H_u^* \text{ ккал/час}, \quad (208)$$

<sup>1</sup> В двигателях с наддувом  $t_p$  — температура отработавших газов после газовой гурбины, а  $t_0$  — температура перед нагнетателем.

где  $M_{\text{сух}}$  — количество сухих продуктов сгорания, образующееся при сгорании единицы топлива; для жидкого топлива  $M_{\text{сух}}$  подсчитывается в  $\text{кгмоль/кг}$ , а для газообразного топлива — в  $\text{м}^3/\text{м}^3$  топлива;

$H'_u$  — теплотворность  $1 \text{ м}^3$  (при  $0^\circ\text{C}$  и  $760 \text{ мм рт. ст.}$ ) продуктов сгорания, подсчитывается по формуле (16);

$c$  — содержание углерода в жидком топливе в весовых долях;

$\varphi_c$  — доля несгоревшего углерода, подсчитываемая по формуле (64) или (65).

Кроме потерь от неполноты сгорания и потерь с охлаждением и с отработавшими газами, двигатель имеет еще ряд других трудно учитываемых потерь теплоты, которые обычно оцениваются суммарно и включаются в последний, так называемый остаточный член теплового баланса:

$$Q_{\text{ост}} = Q - (Q_e + Q_w + Q_{\text{зф}} + Q_{\text{зх}}) \text{ ккал/час.} \quad (209)$$

Остаточный член баланса включает

1) теплоту, соответствующую работе трения за вычетом той ее части, теплота которой перешла в охладитель через стенки цилиндра и через смазочное масло и учтена, таким образом, вторым членом баланса  $Q_w$ ; эта теплота переходит в окружающую среду вследствие конвекции и теплопроводности от внешних поверхностей деталей двигателя;

2) теплоту, соответствующую кинетической энергии отработавших газов;

3) теплоту, теряемую вследствие излучения внешних поверхностей двигателя;

4) сумму неучтенных потерь и ошибок от неточностей измерений

Для перехода к балансу на  $1 \text{ кг}$  ( $1 \text{ м}^3$ ) израсходованного топлива все составляющие часового баланса следует разделить на часовой расход топлива. Для жидкого топлива, например, уравнение теплового баланса, отнесенное к  $1 \text{ кг}$  израсходованного топлива, имеет вид

$$Q' = Q'_e + Q'_w + Q'_{\text{зф}} + Q'_{\text{зх}} + Q'_{\text{ост}} \text{ ккал/кг,} \quad (210)$$

где  $Q'$  — располагаемая теплота;

$$Q' = \frac{Q}{G_{\text{час}}} = H'_u \text{ ккал/кг;} \quad (211)$$

$Q'_e$  — теплота, эквивалентная полезной эффективной работе двигателя:

$$Q'_e = \frac{Q_e}{G_{\text{час}}} = \frac{632N_e}{G_{\text{час}}} \text{ ккал/кг;} \quad (212)$$

$Q'_w$  — теплота, потерянная через стенки цилиндра в охлаждающую среду:

$$Q'_w = \frac{Q_w}{G_{\text{час}}} = \frac{G_{\text{охл}}}{G_{\text{час}}} (t_2 - t_1) c \text{ ккал/кг;} \quad (213)$$

$Q'_{\text{зф}}$  — физическая теплота отработавших газов:

$$Q'_{\text{зф}} = \frac{Q_{\text{зф}}}{G_{\text{час}}} = \frac{M_2 G_{\text{час}} c_p'' t_p - M_1 G_{\text{час}} c_p t_0}{G_{\text{час}}} \text{ ккал/кг;} \quad (214)$$

$Q'_{\text{зх}}$  — потери теплоты от неполноты сгорания:

$$Q'_{\text{зх}} = \frac{Q_{\text{зх}}}{G_{\text{час}}} = \frac{22,4 M_{\text{сух}} G_{\text{час}} H'_u + 8100 \varphi_c c G_{\text{час}}}{G_{\text{час}}} \text{ ккал/кг;} \quad (215)$$



$Q'_{ост}$  — остаточный член баланса:

$$Q'_{ост} = Q' - (Q'_e + Q'_w + Q'_{эф} + Q'_{zx}) \text{ ккал/кг.} \quad (216)$$

В табл. 12 приведены средние значения отдельных составляющих внешнего теплового баланса, выраженные в процентах от теплоты, введенной с топливом. Как видно из таблицы, 60—80% теплоты, введенной в двигатель, составляют тепловые потери — в основном, физическая теплота отработавших газов и теплоотдача охладителю. Степень использования топлива значительно увеличивается при утилизации тепловых потерь. Физическая теплота и теплота, соответствующая кинетической энергии отработавших газов, используется в газовых турбинах комбинированных двигателей. В крупных судовых и стационарных двигателях физическая теплота отработавших газов используется в утилизационных паровых котлах. В комбинированных двигателях может быть использована и теплота продуктов неполного сгорания, содержащихся в отработавших газах путем дожигания их перед турбиной.

В качестве примера внутреннего теплового баланса двигателя на фиг. 89 приведена схема, в которой члены внешнего теплового баланса разбиты на ряд составляющих:  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  и т. д. По этой схеме можно наглядно представить движение потоков теплоты в двигателе и судить о том, какие потери теплоты включаются в тот или иной член баланса.

Доля теплоты, соответствующая отдельным составляющим баланса, зависит от ряда факторов как эксплуатационного, так и конструктивного порядка. Уменьшение потерь теплоты с охлаждающей средой для повышения эффективного к. п. д. двигателя возможно только до определенных пределов, ограниченных теплостойкостью смазочных материалов и конструктивными особенностями двигателя.

При повышении температуры охлаждающей жидкости в системе охлаждения до пределов, обеспечивающих надежную работу двигателя, при прочих равных условиях доля теплоты, уносимая жидкостью, уменьшается. На каждые  $10^\circ$  увеличения температуры охлаждающей жидкости теплоотдача уменьшается на 4—5%. Однако полученное в результате уменьшения охлаждения рабочего тела повышение его теплосодержания приводит к увеличению физической теплоты отработавших газов и лишь незначительно увеличивает индикаторную работу.

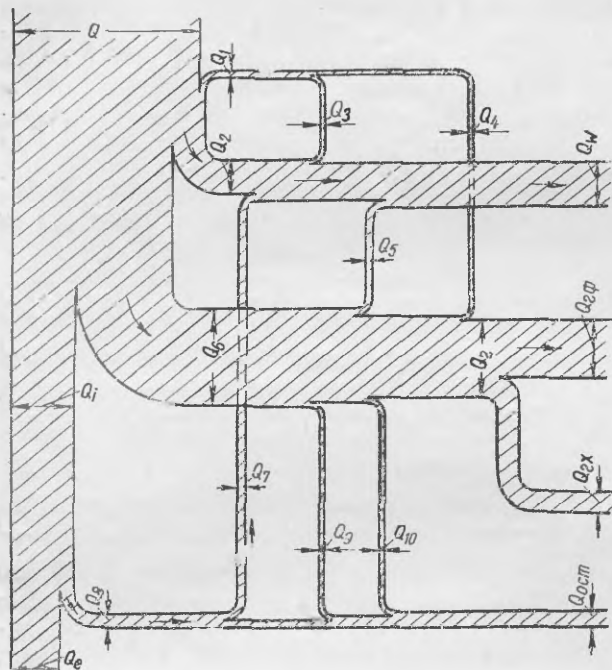
Изменение количества теплоты, соответствующего членам теплового баланса, при повышении температуры охладителя в системе охлаждения вызывает повышение температуры стенок цилиндра и средней температуры масляного слоя между поршнем и цилиндром. Повышение температуры стенок цилиндра приводит к уменьшению коэффициента наполнения. Опыты показывают, что при повышении температуры воды, выходящей из системы охлаждения, от  $60$  до  $90^\circ\text{C}$  коэффициент наполнения уменьшается примерно на 2—3%. С повышением температуры масляного слоя между поршнем и цилиндром значительно снижается работа трения вследствие уменьшения вязкости масла. На каждые  $10^\circ$  повышения температуры жидкости в системе охлаждения работа трения снижается на 3,5—10%.

Таблица 12

Внешний тепловой баланс (в %)

Двигатель	$Q_e$	$Q_w$	$Q_{эф}$	$Q_{zx}$	$Q_{ост}$
Карбюраторный . . .	21—28	12—20	30—55	0—45	3—8
Газовый . . .	23—28	20—25	35—45	0—5	5—10
С воспламенением от сжатия . . .	29—42	15—35	25—45	0—5	2—5

В результате взаимодействия перечисленных факторов наблюдается некоторое увеличение эффективной мощности двигателя и улучшение удельного эффективного расхода топлива при повышении температурного режима. Наиболее сильное влияние при этом оказывает улучшение механического к. п. д. Повышение эффективной мощности и уменьшение удельных эффек-



Фиг. 89. Схема теплового баланса двигателя:

$Q$  — располагаемая теплота;  $Q_i$  — теплота, эквивалентная индикаторной работе;  $Q_e$  — теплота, эквивалентная эффективной работе;  $Q_{сж}$  — теплота, уносимая охладителем;  $Q_{эф}$  — теплота, уносимая отработавшими газами;  $Q_{сг}$  — теплота, соответствующая неполноте сгорания;  $Q_{ост}$  — остаточный член баланса;  $Q_1$  — теплота, затрачиваемая на подогрев свежего заряда;  $Q_2$  — теплота, отдаваемая газам стенкам цилиндра;  $Q_3$  — теплота, расходуемая на подогрев свежего заряда охладителем;  $Q_4$  — теплота, расходуемая на подогрев свежего заряда отработавшими газами;  $Q_5$  — теплота, затрачиваемая на нагревание охладителя в выпускном патрубке;  $Q_6$  — теплота, эквивалентная полной энергии газов, проходящих через выпускной патрубок;  $Q_7$  — теплота трения поршней о стенки цилиндра, передаваемая охладителю;  $Q_8$  — теплота, эквивалентная механическим потерям;  $Q_9$  — теплота, эквивалентная кинетической энергии отработавших газов;  $Q_{10}$  — теплота, теряемая лучиспусанием.

зарубашечном пространстве температура выходящей воды не превосходит 50—55° С, что не является оптимальным температурным режимом, но вызвано условиями эксплуатации.

При форсировке двигателя с воспламенением от сжатия увеличением среднего эффективного давления или повышением числа оборотов количество теплоты, вводимой в двигатель за единицу времени, увеличивается. При этом уменьшается относительная теплоотдача охладителю до 10—15% и возрастает до 40—50% доля теплоты, уносимая отходящими газами. При наличии газовой турбины, работающей на отходящих газах, такое перераспределение потерь теплоты является желательным, так как позволяет получить большую мощность от турбины вследствие более высокого теплосодер-

жания для каждого конкретного двигателя зависит от его конструктивных особенностей, качества масла и топлива, а также ряда трудно поддающихся учету факторов (теплоотдача внешними поверхностями, коэффициент избытка продувочного воздуха для двухтактных двигателей и т. д.). Опыты показывают, что при изменении температуры охлаждающей воды от 50 до 90° С эффективная мощность двигателя может повыситься на 2,5—8%, а удельный эффективный расход топлива уменьшается на 2—5 г/з. л. с. ч.

Для двигателя с водяным охлаждением оптимальная температура воды, выходящей из системы охлаждения, составляет 75—85° С. При более высокой температуре выходящей воды в замкнутых системах охлаждения могут образовываться паровые пробки, нарушающие циркуляцию воды и вызывающие местные перегревы. В двигателях с проточной системой охлаждения во избежание образования накипи в

жания отработавших газов. Повышение степени сжатия и увеличение размеров цилиндра также вызывает перераспределение теплоты. Доля теплоты, теряемая с охлаждающей средой, уменьшается, а доля теплоты, теряемая с отработавшими газами, возрастает.

Теплонапряженность двигателя, характеризуемая величинами тепловых потоков, проходящих через отдельные его детали, зависит от количества вводимой теплоты, ее распределения и количества теплоты, отводимой от деталей двигателя в охлаждающую среду.

Определить количество теплоты, протекающей через отдельные детали двигателя (поршень, клапан и т. п.), чтобы выявить их температурные напряжения, чрезвычайно трудно. Сложность и разнообразие конструктивных форм деталей, равно как и характера теплообмена между рабочим телом и стенками, не позволяет учесть тепловые потоки расчетным путем и тем самым наметить способы увеличения срока службы деталей, а следовательно, и двигателя в целом. Срок службы деталей в значительной степени зависит от их рабочей температуры и температурных градиентов, определяющих величину тепловых напряжений.

Средняя температура поверхности детали, подсчитанная по теплопередачным зависимостям, не вызывает действительных тепловых напряжений деталей. Деформации и разрушения происходят не в результате превышения некоторого значения максимальной температуры средней по всей поверхности, а в результате того, что действительная местная температура детали вызывает разрушающие напряжения. Для каждого конкретного двигателя наиболее термически напряженные детали и узлы обычно выявляются экспериментально в условиях эксплуатации.

Величина теплового потока в охлаждающую среду, как показывают опытные данные, при всех прочих равных условиях обратно пропорциональна температуре охладителя в системе охлаждения. Изменение теплоотдачи при изменении температуры охладителя вызывает изменение температуры деталей цилиндра и поршневой группы в том же направлении, что и изменение температуры охладителя. Тепловые напряжения деталей меньше при меньшей разности температур рабочего тела и охладителя, а также при меньшей разности температур охладителя в системе охлаждения.

Тепловой поток на различных участках рабочего цилиндра не равномерен. Наибольшее количество теплоты, примерно до 60%, отводится через крышку (головку) цилиндра, так как внутренняя поверхность крышки воспринимает теплоту в течение всего рабочего цикла. Поэтому наибольшие тепловые напряжения возникают в крышке цилиндра. Днище крышки, обращенное к камере сгорания, должно иметь возможно более равномерное распределение температур и омываться снаружи охлаждающей жидкостью достаточно высокой температуры для предотвращения появления значительных температурных напряжений.

В бензиновых двигателях с более высокими средними температурами цикла наибольшие температуры имеют выпускные клапаны (до 700—800°С) и днища поршней (до 275—325°С). Наиболее теплонапряженной деталью в двигателях с воспламенением от сжатия является поршень. Температура поршня может достигать 600°С. При прочих равных условиях, тепловой поток в днище поршня двигателя с воспламенением от сжатия примерно в два раза интенсивнее, чем в днище поршня бензинового двигателя. Объясняется это повышенной плотностью рабочего тела и, в связи с этим, более высоким коэффициентом теплоотдачи от рабочего тела в стенки, а также характером пламени в двигателе с воспламенением от сжатия. Сгорание в двигателях с воспламенением от сжатия сопровождается значительным излучением непрозрачного пламени, воспринимаемом в основном днищем поршня и крышкой.

В бензиновых двигателях пламя почти прозрачно и излучение пламени незначительно.

Теплонапряженность двигателя при работе на заданном режиме считается нормальной, если при установившемся тепловом состоянии обеспечивается нормальное протекание рабочего процесса и надежность работы деталей.

Теплонапряженность является одним из факторов, определяющих предел форсирования двигателя, в особенности за счет наддува. При умеренном наддуве  $p_k < 1,6 \text{ кг/см}^2$  теплонапряженность двигателя может быть сохранена почти такой же, как и у двигателя без наддува. При более высоком наддуве теплонапряженность двигателя возрастает и может превзойти допустимые пределы. Основным средством для снижения теплонапряженности цилиндра и поршневой группы при высоких значениях  $p_k$  являются снижение начальной температуры цикла  $T_a$ , увеличение коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , уменьшение тепловых потерь. Снижение начальной температуры рабочего цикла достигается введением промежуточного охлаждения воздуха и продувки пространства камеры сгорания при достаточных коэффициентах избытка продувочного воздуха. Охлаждающий эффект продувки различен для различных точек камеры сгорания. Наиболее сильно понижается температура стенок цилиндра, поршня и особенно клапанов. Поэтому потеря воздуха при продувке не является совершенно бесполезной, так как дополнительное воздушное охлаждение понижает температуры деталей двигателя.

Значительную роль в снижении теплонапряженности деталей играют различного рода конструктивные мероприятия, улучшающие теплоотвод или обеспечивающие более равномерное распределение температур.

## ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЦИКЛА

## § 1. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА

На основании теплового расчета с достаточной для практики точностью можно построить индикаторную диаграмму, позволяющую определить величину давления газов в цилиндре (необходимую для расчета деталей двигателя на прочность и износостойкость), выявить экономичность процесса, оценить мощность двигателя, имеющего определенные размеры цилиндра, или определить размеры и число цилиндров по заданной мощности и заданному режиму работы для вновь проектируемых двигателей.

Тепловой расчет можно производить как для проектируемого двигателя, так и для выполненного двигателя (поверочный). В обоих случаях конечные расчетные величины определяются с той или иной степенью точности в зависимости от того, насколько правильно были выбраны исходные параметры расчета.

При выполнении поверочного теплового расчета двигателя исходные параметры оценивают по данным испытания этого двигателя. Проверкой правильности расчета служит получение такого же среднего эффективного давления и такой же экономичности, как и в реальном двигателе. При этом выявляются параметры рабочего процесса, характерные для двигателя данного типа. Иногда поверочный расчет существующего двигателя выполняют для получения индикаторной диаграммы, чтобы ориентировочно оценить механические потери в двигателе, провести динамический расчет и расчет на прочность деталей двигателя. Такой тепловой расчет проводят в тех случаях, когда снятие индикаторных диаграмм с двигателя затруднено и требуется хотя бы ориентировочная индикаторная диаграмма.

Для вновь проектируемого двигателя, в особенности если он существенно отличается от выпускаемых двигателей, расчет рабочего процесса является более трудной задачей. В данном случае приходится оценивать все исходные параметры, сообразуясь с результатами тепловых исследований двигателей, аналогичных по конструкции, а также учитывая влияние конструктивных форм и режима работы на абсолютные величины оцениваемых параметров. Параметры теплового расчета вновь проектируемого двигателя могут несколько отличаться от тех, которые будут получены при его испытании. Однако при правильном выборе исходных параметров эти отклонения бывают незначительными и не имеют большого практического значения. Окончательные параметры рабочего процесса нового двигателя выявляются при испытании опытного образца, обычно после ряда конструктивных изменений и переделок.

Работа двигателя внутреннего сгорания зависит от ряда факторов, которые не могут быть учтены расчетом. Тепловой расчет является ориентиром, указывающим, какие параметры может иметь проектируемый двигатель при оптимальном протекании рабочего процесса, правильном конструктив-

ном оформлении, хорошем качестве изготовления и нормальном действии всех его механизмов.

Таким образом, как при выполнении поверочного теплового расчета существующего двигателя, так и при выполнении теплового расчета вновь проектируемого двигателя соответствие полученных результатов действительным зависит от правильного выбора исходных параметров расчета, т. е. от того, насколько они соответствуют типу двигателя, для которого производится тепловой расчет.

Приводимые ниже указания и ориентировочный цифровой материал относятся к выбору исходных параметров для выполнения теплового расчета двигателя при работе его на номинальном режиме.

В стационарных двигателях, работающих с постоянным числом оборотов при всех нагрузочных режимах, за номинальный режим принимают мощность, сверх которой допустима перегрузка 10% при том же числе оборотов.

В судовых двигателях мощность и число оборотов коленчатого вала приближенно связаны соотношением

$$N_e = An^3.$$

В этих двигателях за номинальный режим принимают мощность при номинальном числе оборотов  $n_n$ , сверх которой допустима перегрузка 10% при числе оборотов  $n = 1,03n_n$ .

В транспортных двигателях за номинальный режим принимают режим максимальной мощности, которую развивает данный двигатель при номинальном числе оборотов

Разное определение величины номинального режима в двигателях различного назначения обуславливает выбор ряда исходных параметров теплового расчета.

Одним из основных параметров, характеризующим тип двигателя, является степень сжатия  $\epsilon$ .

Величина  $\epsilon$  для различных двигателей дана в табл. 9 гл. V.

Для карбюраторных двигателей величину степени сжатия выбирают в зависимости от октанового числа топлива, на котором будет работать проектируемый двигатель, материала и формы камеры сгорания, расположения свечей, клапанов и назначения двигателя. Ориентировочно можно принять следующую зависимость между октановым числом и степенью сжатия двигателей без наддува:

Степень сжатия . . . . .	5,0—7,0	7,0—8,5
Октановое число . . . . .	55—75	75—85

В зависимости от назначения карбюраторные двигатели приблизительно имеют следующие степени сжатия:

Тракторные керосиновые . . . . .	4,0—5,0
Автомобильные . . . . .	6,0—9,5
Мотоциклетные . . . . .	6,0—8,0

Степень сжатия в газовых двигателях с зажиганием от искры выбирают в пределах  $\epsilon = 5 \div 10$ ; степень сжатия в двигателях, работающих на генераторном газе, выбирают в пределах  $\epsilon = 6 \div 10$ , при применении высококалорийного газа  $\epsilon = 5 \div 8$ . В двигателях с зажиганием факелом жидкого топлива  $\epsilon = 11 \div 18$ , более высокие степени сжатия применяются для быстроходных двигателей с цилиндром диаметром до 150 мм.

В двигателях с воспламенением от сжатия стационарного и судового типов с неразделенной камерой сгорания  $\epsilon = 12 \div 15$  в предкамерных и вихрекамерных  $\epsilon = 15 \div 17$ . В быстроходных транспортных двигателях с

неразделенными камерами применяется  $\epsilon = 14 \div 16$ , в двигателях с разделенными камерами  $\epsilon = 20 \div 22$ . Обычно при увеличении диаметра цилиндра степень сжатия понижают, оставляя в пределах, указанных выше для двигателей каждого типа.

Выбор величины  $\epsilon$  должен производиться на основании существующих образцов с учетом особенностей конструкции и эксплуатации проектируемого двигателя.

Величина коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  зависит от нагрузочного режима, способа смесеобразования, назначения и конструктивных особенностей двигателя.

В двигателях различных типов при номинальном режиме величина коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  колеблется в следующих пределах:

Карбюраторные двигатели . . . . .	0,85—1,1
Газовые двигатели . . . . .	0,95—1,4
Двигатели с воспламенением от сжатия:	
стационарные и судовые . . . . .	1,7—2,0
транспортные быстроходные . . . . .	1,15—1,9
калоризаторные . . . . .	1,6—1,8

В карбюраторных двигателях, у которых карбюратор снабжен обогатителем  $\alpha \approx 0,90$ , при отсутствии обогатителя  $\alpha \approx 1$ .

В транспортных газовых двигателях, работающих на генераторном газе, значения  $\alpha$  более низкие, в стационарных и судовых двигателях  $\alpha \approx 1,1 \div 1,2$ .

Более высокие значения  $\alpha$  для двигателей с воспламенением от сжатия относятся к двигателям с наддувом и к двигателям, от которых требуется возможность значительной перегрузки. В транспортных двигателях меньшие значения  $\alpha$  берутся при вихрекамерном и предкамерном смесеобразовании. Указанные выше значения  $\alpha$  должны обеспечивать бездымное сгорание топлива при работе двигателя на номинальном режиме.

Выбор величины давления начала сжатия  $p_a$  и давления остаточных газов  $p_r$  связан со значительными трудностями. Ориентировочно можно считать, что в четырехтактных двигателях без наддува

$$p_a = (0,80 \div 0,90) p_k,$$

с наддувом

$$p_a = (0,9 \div 0,95) p_k.$$

Для двухтактных двигателей

$$p_a = (0,85 \div 1,05) p_k.$$

Величины  $p_a$  и  $p_r$  зависят от типа двигателя, числа и расположения клапанов, сопротивлений на линии впуска и выпуска и от быстроходности двигателя. При наличии карбюратора, воздушного фильтра или газогенератора давление  $p_a$  уменьшается. В транспортных двигателях величина  $p_a$  в некоторых случаях снижается до  $0,75 \text{ кг/см}^2$ . При наличии выпускного газосборника, глушителя, длинного выпускного трубопровода значение  $p_r$  увеличивается. Увеличение проходного сечения выпускных органов вызывает повышение давления  $p_a$ , а увеличение проходного сечения выпускных органов — уменьшение давления  $p_r$ . В двигателях с выпуском в атмосферу  $p_r \approx (1,03 \div 1,2) p_0$ , более высокие значения  $p_r$  относятся к быстроходным транспортным двигателям с глушителем на выпуске.

Температуру остаточных газов четырехтактных двигателей оценивают по температуре отработавших газов, измеренной за выпускным клапаном.

Величина  $T_r$  зависит от величины коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и скоростного режима. При расчетах приближенно можно принимать: для карбюраторных двигателей

$$T_r = 900 \div 1100^\circ \text{ абс.};$$

для двигателей с воспламенением от сжатия

$$T_r = 700 \div 900^\circ \text{ абс.};$$

для газовых двигателей

$$T_r = 750 \div 1000 \text{ абс.}$$

При малых коэффициентах остаточных газов  $\gamma$  величина  $T_r$  очень незначительно отражается на точности теплового расчета; при больших значениях  $\gamma$  неудачный выбор величины  $T_r$  может привести к значительным искажениям. Поэтому целесообразно после получения температуры  $T_b$  проверять величину  $T_r$  по приближенной формуле Е. К. Мазинга<sup>1</sup>:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt{\frac{p_b}{p_r}}} \quad \bullet$$

При больших значениях  $\gamma$  — при значительном расхождении ( $> 15\%$ ) между принятой величиной  $T_r$  и получаемой по этому способу — тепловой расчет приходится переделывать.

Величина подогрева свежего заряда  $\Delta T$  зависит от устройства впускного трубопровода, конструкции и быстроходности двигателя. В карбюраторных двигателях, где впускной и выпускной трубопроводы объединяют иногда в одной отливке, величина  $\Delta T$  доходит до  $40^\circ \text{ С}$ . В карбюраторных двигателях с расположением впускного и выпускного трубопроводов с разных сторон двигателя величина  $\Delta T$  с учетом потерь теплоты на испарение топлива может быть равной нулю.

В двигателях с воспламенением от сжатия значение  $\Delta T$  доходит до  $40^\circ \text{ С}$ . Меньшие значения  $\Delta T$  относятся к стационарным и судовым тихоходным двигателям, большие — к быстроходным транспортным. В двигателях с наддувом при высокой температуре  $T_r$  и интенсивной продувке камеры сгорания величина подогрева может быть принята  $\Delta T = 0$ . Для расчетов температуры свежего заряда в газовых двигателях температуру генераторного газа перед двигателем выбирают в зависимости от способа очистки газа:

при мокрой очистке  $T_e = 300 \div 320^\circ \text{ абс.}$

при сухой очистке  $T_e = 320 \div 350^\circ \text{ абс.}$

Вследствие трудности точной оценки параметров процесса зарядки усложненного в реальных условиях работы четырехтактного двигателя продувкой пространства сжатия, дозарядкой цилиндра и колебательным процессом во впускном трубопроводе принятые параметры проверяют, подсчитывая по ним коэффициенты наполнения  $\eta_V$  и сравнивая его величину со значениями  $\eta_V$  однотипных двигателей, полученными при испытаниях.

При отсутствии экспериментальных данных по однотипному двигателю ориентировочно можно считать, что коэффициент  $\eta_V$  имеет следующие значения:

<sup>1</sup> При выводе формулы процесс расширения газов принят от точки  $b$  с показателем политропы 1,5.



в карбюраторных и газовых двигателях с верхним расположением клапанов без воздушного фильтра . . . . .	$\eta_V = 0,75 \div 0,85;$
в карбюраторных двигателях с нижними клапанами без воздушного фильтра . . . . .	$\eta_V = 0,70 \div 0,75;$
в газогенераторных двигателях транспортного типа . . . . .	$\eta_V = 0,65 \div 0,70;$
в газогенераторных двигателях стационарного и судового типов . . . . .	$\eta_V = 0,72 \div 0,78;$
в двигателях с воспламенением от сжатия транспортного типа быстходных . . . . .	$\eta_V = 0,75 \div 0,88;$
в двигателях с воспламенением от сжатия стационарных и судовых . . . . .	$\eta_V = 0,82 \div 0,90$ и более.

При наличии на двигателе воздушного фильтра коэффициент наполнения снижается на 2—3% и более.

Для определения коэффициента наполнения двухтактного двигателя приближенно принимают следующие значения коэффициента остаточных газов  $\gamma$ :

при прямоточной продувке и выпуске через клапаны . . . . .	$\gamma = 0,10 \div 0,15;$
при прямоточной продувке, впуске и выпуске через окна . . . . .	$\gamma = 0,03 \div 0,07;$
при петлевых схемах . . . . .	$\gamma = 0,14 \div 0,30;$
при кривошипно-камерной продувке . . . . .	$\gamma = 0,30 \div 0,40.$

Показатель политропы сжатия  $n_1$ , учитывая незначительность теплообмена в процессе сжатия, в тепловом расчете часто принимают равным показателю адиабаты  $k_1$ . Желая учесть теплообмен применительно к проектируемому типу двигателя, величину  $n_1$  принимают равной или несколько меньше или несколько больше величины  $k_1$ . В таком случае, когда показатель  $n_1$  берут по экспериментальным данным, необходимо выявить величину теплообмена в условиях осуществляемого процесса в проектируемом двигателе. Для этого определяют величину  $\theta$ , характеризующую теплообмен в процессе сжатия. Это исключает возможность выбора показателя политропы сжатия  $n_1$ , который будет обуславливать явно невозможный теплообмен в процессе сжатия. Обычно  $n_1 = 1,32 \div 1,39$ .

Величина коэффициента использования теплоты  $\xi_b$  в точке  $b$ , характеризующая общий теплообмен за процесс сгорания и расширения, колеблется в узких пределах (0,82—0,92). В двигателях с неразделенной камерой сгорания и двигателях, имеющих высокую степень сжатия  $\epsilon$ , коэффициент использования теплоты  $\xi_b$  имеет большую величину. В двигателях с разделенной камерой сгорания — предкамерных и вихрекамерных, а также в двигателях с более низкой степенью сжатия—карбюраторных, газовых и калоризаторных, коэффициент  $\xi_b$  имеет меньшую величину.

Коэффициент использования теплоты  $\xi_z$  в точке  $z$  колеблется в больших пределах, чем величина  $\xi_b$ , однако неудачный выбор величины  $\xi_z$  при правильной оценке значения  $\xi_b$  незначительно отражается на результатах теплового расчета. В двигателях с внешним смесеобразованием значение  $\xi_z$  выше, чем в двигателях с внутренним смесеобразованием, при этом карбюраторные двигатели имеют более высокий коэффициент  $\xi_z$ , чем газовые, что является следствием большей скорости сгорания рабочей смеси в первых двигателях по сравнению со вторыми. Более низкие значения коэффициента  $\xi_z$  в двигателях с воспламенением от сжатия являются следствием способа смесеобразования.

При выборе величины  $\xi_z$  приходится также руководствоваться тем соображением, чтобы показатель политропы  $n_2$ , полученный по величинам  $\xi_z$  и  $\xi_b$ , соответствовал величине  $n_2$  реальных двигателей проектируемого типа.

Обычно показатель политропы расширения  $n_2 = 1,20 \div 1,28$ . Большие значения  $n_2$  соответствуют большим коэффициентам использования теплоты  $\xi_z$  и более интенсивному охлаждению. При работе двигателя с наддувом по мере повышения давления наддува значение  $n_2$  понижается.

Величину давления сгорания  $p_z$  или величину  $\lambda$  в двигателях с воспламенением от сжатия выбирают исключительно на основании экспериментальных данных по однотипным двигателям. Ориентировочно можно считать, что в двигателях с воспламенением от сжатия давления  $p_z$  и  $p_c$  колеблются в следующих пределах:

$$p_z = 40 \div 65 \text{ кг/см}^2, \quad p_c = 28 \div 45 \text{ кг/см}^2,$$

транспортные двигатели быстроходные

$$p_z = 60 \div 120 \text{ кг/см}^2, \quad p_c = 35 \div 80 \text{ кг/см}^2.$$

Большие значения  $p_z$  и  $p_c$  относятся к двигателям с наддувом.

Величина коэффициента полноты индикаторной диаграммы берется в зависимости от типа двигателя.

В двигателях с разделенной камерой сгорания (вихрекамерных и предкамерных) при переходе от расчетного среднего индикаторного давления  $p_i^r$  к действительному  $p_i$  вводят еще дополнительный коэффициент, меньший единицы, для учета отклонения действительного процесса (с потерями энергии на перетекание) от расчетного. Величина этого коэффициента колеблется в пределах 0,83—0,93. Меньшие значения берутся для предкамерных двигателей, а большие — для вихрекамерных.

В двигателях с неразделенной камерой сгорания эту поправку к расчетному среднему индикаторному давлению не вводят.

Для перехода от индикаторных показателей процесса к эффективным требуется оценить среднее давление  $p_{mp}$  механических потерь в двигателе или механический к. п. д. Наиболее надежным является выбор величин  $p_{mp}$  и  $\eta_m$  по данным испытания однотипного двигателя. Приблизительно можно считать, что среднее давление  $p_{mp}$  колеблется от 1,1 до 2,5 кг/см<sup>2</sup>. Нижний предел характерен для тихоходных двигателей, верхний — для быстроходных.

Исходные параметры теплового расчета зависят от особенностей проектируемого двигателя.

Если тепловой расчет дает те же мощностные и экономические показатели ( $p_e$ ,  $g_e$ ,  $\eta_e$ ), как и у двигателя, принятого за образец, то это до известной степени является показателем того, что в исходных параметрах нет грубых ошибок и что тепловой процесс рассчитан достаточно правильно.

Таким образом, по результатам теплового расчета можно судить о протекании теплового процесса. Главная ценность теплового расчета заключается в том, что он представляет собой метод исследования теплового процесса, что особенно важно при проектировании двигателей нового типа.

## § 2. ПРИМЕРЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

Рассмотрим примеры теплового расчета четырехтактного двигателя с воспламенением от сжатия и четырехтактного карбюраторного двигателя.

### Пример 1

Тепловой расчет четырехтактного судового двигателя с воспламенением от сжатия: мощность  $N_e = 1000 \text{ л. с.}$ , число оборотов  $n = 750$  в минуту; давление наддува  $p_k = 1,4 \text{ кг/см}^2$ ; нагнетатель центробежный с охлаждаемым корпусом, приводится в движение от газовой турбины. Камера сгора-

ния неразделенного типа. Топливо дизельное следующего состава (по весу):  $C = 0,87$ ;  $H = 0,126$ ;  $O = 0,004$ ;  $H_u = 10\,000$  ккал/кг.

В соответствии с назначением двигателя и числом оборотов выбираем следующие начальные параметры:

Степень сжатия $\varepsilon$ . . . . .	13
Коэффициент избытка воздуха $\alpha$ . . . . .	1,8
Подогрев от стенок $\Delta T$ в $^{\circ}C$ . . . . .	8
Температура остаточных газов $T_r$ в $^{\circ}abs$ . . . . .	750
Процесс сжатия . . . . .	Адиабатический
Коэффициент $\xi_b$ использования теплоты в точке $b$ . . . . .	0,87
Коэффициент $\xi_z$ использования теплоты в точке $z$ . . . . .	0,80
Наибольшее давление сгорания $p_z$ в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	65
Коэффициент полноты диаграммы $\varphi_z$ . . . . .	0,97
Механический к. п. д. $\eta_{мк}$ . . . . .	0,88
Показатель политропы сжатия для центробежного нагревателя $n_n$ . . . . .	1,6
Температура окружающей среды $T_0$ в $^{\circ}abs$ . . . . .	288
Давление окружающей среды $p_0$ в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	1,033

### Параметры рабочего тела

Для принятого состава топлива теоретически необходимое количество воздуха по формуле (19)

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left( \frac{0,870}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,495 \text{ кгмоль/кг топлива.}$$

Количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha L_0 = 1,8 \cdot 0,495 = 0,891 \text{ кгмоль/кг топлива.}$$

Количество продуктов сгорания при  $\alpha = 1$  для топлива принятого состава по формуле (32)

$$M_0 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79L_0 = \left( \frac{0,870}{12} + \frac{0,126}{2} + 0,79 \cdot 0,495 \right) = 0,524 \text{ кгмоль/кг топлива.}$$

Количество избыточного воздуха при  $\alpha = 1,8$

$$(\alpha - 1) L_0 = (1,8 - 1) \cdot 0,495 = 0,396 \text{ кгмоль/кг топлива.}$$

Следовательно, общее количество продуктов сгорания при  $\alpha = 1,8$

$$M_2 = M_0 + (\alpha - 1) L_0 = 0,524 + 0,396 = 0,920 \text{ кгмоль/кг топлива.}$$

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси по формуле (35)

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,920}{0,891} = 1,032.$$

Параметры очистки и зарядки цилиндра

Температура воздуха после нагнетателя по формуле (82)

$$T_{\kappa} = T_0 \left( \frac{p_{\kappa}}{p_0} \right)^{\frac{n_n - 1}{n_n}} = 288 \left( \frac{1,4}{1,033} \right)^{\frac{1,6 - 1}{1,6}} = 322^{\circ} \text{ абс.}$$

Давление начала сжатия

$$p_a = 0,95 p_k = 0,95 \cdot 1,4 = 1,33 \text{ кг/см}^2.$$

Давление газов в выпускной системе

$$p_p = \frac{p_k}{1,25} = \frac{1,4}{1,25} = 1,12 \text{ кг/см}^2.$$

Давление остаточных газов

$$p_r = \frac{p_p}{0,85} = \frac{1,12}{0,85} = 1,31 \text{ кг/см}^2.$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_k - p_r} = \frac{322 + 8}{750} \cdot \frac{1,31}{13 \cdot 1,4 - 1,31} = 0,034.$$

Температура начала сжатия

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma} = \frac{322 + 8 + 0,034 \cdot 750}{1 + 0,034} = 343^\circ \text{ абс.}$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{(T_k + \Delta T + \gamma T_r)} = \frac{13}{13 - 1} \cdot \frac{1,33}{1,4} \cdot \frac{322}{322 + 8 + 0,034 \cdot 750} = 0,931.$$

Сжатие

Коэффициенты:

$$r_a = \frac{(\alpha - 1) L_0}{M_2} = \frac{(1,8 - 1) \cdot 0,495}{0,920} = 0,430;$$

$$r_0 = \frac{M_0}{M_2} = \frac{0,526}{0,920} = 0,570;$$

$$q_1 = \frac{1 + \gamma r_a}{1 + \gamma} = \frac{1 + 0,034 \cdot 0,430}{1 + 0,034} = 0,981;$$

$$q_2 = \frac{\gamma}{1 + \gamma} \cdot r_0 = \frac{0,034}{1 + 0,034} \cdot 0,570 = 0,019.$$

Показатель адиабаты сжатия находим путем решения уравнения (112)

$$q_1 (U_c - U_a) + q_2 (U_{0c} - U_{0a}) - 1,985 \frac{t_c - t_a}{k_1 - 1} = 0$$

совместно с уравнением (115)

$$t_c = T_a e^{k_1 - 1} - 273^\circ \text{ C.}$$

При температуре  $t_a = 343 - 273 = 70^\circ$  по табл. 4 путем интерполирования находим для воздуха

$$U_a = \frac{497}{100} \cdot 70 = 348 \text{ ккал/кг}$$

и для продуктов сгорания при  $\alpha = 1$

$$U_{0a} = \frac{539,5}{100} \cdot 70 = 378 \text{ ккал/кг.}$$

Уравнение (112) после подстановки в него известных величин принимает вид

$$0,981(U_c - 348) + 0,019(U_{0c} - 378) - 1,985 \frac{t_c - 70}{k_1 - 1} = 0.$$

Примем предварительно следующие значения для  $k_1 = 1,36$  и  $1,38$ . Тогда величина  $t_c$  соответственно будет

$$t'_c = 343 \cdot 13^{1,36-1} - 273 = 590^\circ \text{C};$$

$$t''_c = 343 \cdot 13^{1,38-1} - 273 = 635^\circ \text{C}.$$

При  $t'_c = 590^\circ \text{C}$

$$U_c = 2602 + \frac{3166 - 2602}{100} \cdot 90 = 3110 \text{ ккал/кг};$$

$$U_{0c} = 2893 + \frac{3532 - 2893}{100} \cdot 90 = 3469 \text{ ккал/кг}.$$

При  $t''_c = 635^\circ \text{C}$

$$U_c = 3166 + \frac{3747 - 3166}{100} \cdot 35 = 3369 \text{ ккал/кг};$$

$$U_{0c} = 3532 + \frac{4187 - 3532}{100} \cdot 35 = 4416 \text{ ккал/кг}.$$

Подставляя найденные значения  $U_c$  и  $U_{0c}$  в уравнение (112), после подсчета получаем, что левая часть уравнения при  $t'_c = 590^\circ \text{C}$  равна  $-97$  ккал/кг, а при  $t''_c = 635^\circ \text{C}$  равна  $+87$  ккал/кг. Разные знаки показывают, что значения  $k_1 = 1,36$  и  $k_1 = 1,38$  выбраны удачно; искомое значение  $k_1$ , которое является корнем уравнения, лежит между  $1,36$  и  $1,38$ .

Графическое решение показывает, что корнем уравнения является  $k_1 = 1,37$ . При проверке оказалось, что левая часть уравнения (112) равна нулю при  $k_1 = 1,371$ . Тогда давление конца сжатия по формуле (108)

$$p_c = p_a \cdot \epsilon^{k_1} = 1,33 \cdot 13^{1,371} = 44,8 \text{ кг/см}^2;$$

степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{65}{44,8} = 1,45$$

и температура конца сжатия по формуле (109)

$$T_c = T_a \epsilon^{k_1 - 1} = 343 \cdot 13^{1,371 - 1} = 887^\circ \text{ абс.},$$

или

$$t_c = 614^\circ \text{C}.$$

### Сгорание

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси по формуле

$$\mu = \frac{\rho_0 + \gamma}{1 + \gamma} = \frac{1,032 + 0,034}{1 + 0,034} = 1,030.$$

Температуру конца сгорания определяют по уравнению сгорания (124)

$$\frac{\xi_z H_u}{(1 + \gamma) M_1} + q_1 U_c + q_2 U_{0c} + 1,985 \lambda (273 + t_c) -$$

$$- 542,3 \mu = \mu (r_a U_z + r_0 U_{0z} + 1,985 t_z),$$

которое после подстановки известных величин принимает вид

$$\begin{aligned} & \frac{0,8 \cdot 10\,000}{(1 + 0,034) \cdot 0,891} + 0,981 \cdot 3247 + 0,019 \cdot 3624 + \\ & + 1,985 \cdot 1,45 (273 + 614) - 542,3 \cdot 1,03 = \\ & = 1,03 (0,43U_z + 0,57U_{0z} + 1,985t_z) \end{aligned}$$

или

$$0,43U_z + 0,57U_{0z} + 1,985t_z = 0.$$

Уравнение обращается в тождество при  $t_z = 1613^\circ\text{C}$  или  $T_z = 1613 + 273 = 1886^\circ\text{ абс.}$

Степень предварительного расширения по формуле (133)

$$\rho = \frac{p}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,03}{1,45} \cdot \frac{1886}{887} = 1,51.$$

### Расширение

Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{13}{1,51} = 8,62.$$

Показатель политропы расширения находят решением системы уравнений (139) и (135):

$$\frac{(\xi_b - \xi_z) H_u}{M_1 (\mu_0 + \gamma)} = \frac{1,985}{n_2 - 1} (t_z - t_b) - r_a (U_z - U_b) - r_0 (U_{0r} - U_{0b})$$

и

$$t_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} - 273^\circ.$$

После подстановки известных величин уравнение принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} & \frac{(0,87 - 0,80) \cdot 10\,000}{0,891 (1,032 + 0,034)} = \frac{1,985}{n_2 - 1} (1613 - t_b) - 0,430 (9514 - U_b) - \\ & - 0,570 (10\,890 - U_{0b}) \end{aligned}$$

и

$$t_b = \frac{1886}{8,62^{n_2 - 1}} - 273^\circ.$$

При  $n_2 = 1,252$  и  $t_b = 824^\circ$  уравнение обращается в тождество.

Следовательно,  $n_2 = 1,252$  и

$$T_b = t_b + 273 = 1097 \text{ абс.};$$

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{65}{8,62^{1,252}} = 4,36 \text{ кг/см}^2.$$

Параметры, характеризующие рабочий цикл

Среднее теоретическое индикаторное давление по формуле (142)

$$p_i^p = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(p - 1) + \frac{\lambda p}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{k_1 - 1} \left( 1 - \frac{T_d}{T_c} \right) \right] =$$

$$= \frac{44,8}{13 - 1} \left[ 1,45(1,51 - 1) + \frac{1,45 \cdot 1,51}{1,252 - 1} \left( 1 - \frac{1097}{1886} \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{1,371 - 1} \left( 1 - \frac{343}{887} \right) \right] = 10,16 \text{ кг/см}^2.$$

Среднее расчетное индикаторное давление по формуле (145)

$$p_i = p_i^p \cdot \varphi_{\Pi} = 10,16 \cdot 0,97 = 9,86 \text{ кг/см}^2.$$

Индикаторный к. п. д. по формуле (152)

$$\eta_i = 1,985 \frac{M_1 p_i T_k}{H_u \gamma_V p_k} = 1,985 \frac{0,891 \cdot 9,86 \cdot 322}{10\,000 \cdot 0,931 \cdot 1,4} = 0,43.$$

Расход топлива на индикаторную силу в час

$$g_i = \frac{632}{H_u \eta_i} = \frac{632}{10\,000 \cdot 0,43} = 0,147 \text{ кг/л. с. ч.}$$

Среднее эффективное давление по формуле (167)

$$p_e = \eta_m p_i = 0,88 \cdot 9,86 = 8,67 \text{ кг/см}^2.$$

Эффективный к. п. д. по формуле (169)

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i = 0,88 \cdot 0,43 = 0,378.$$

Расход топлива на эффективную силу в час по формуле (175)

$$g_e = \frac{632}{H_u \eta_e} = \frac{632}{10\,000 \cdot 0,378} = 0,167 \text{ кг/л. с. ч.}$$

Определим основные размеры рабочего цилиндра:  
рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{900 N_e}{p_e n i} = \frac{900 \cdot 1000}{8,67 \cdot 750 \cdot 6} = 23,07 \text{ л;}$$

принимаем  $\frac{S}{D} = 1,1$ , тогда диаметр цилиндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_h}{0,785 \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{23,07}{0,785 \cdot 1,1}} = 2,99 \text{ дм} = 299 \text{ мм;}$$

ход поршня

$$S = 1,1 D = 299 \cdot 1,1 = 329 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем:  $D = 300 \text{ мм; } S = 330 \text{ мм.}$

## Пример 2

Тепловой расчет четырехтактного карбюраторного двигателя для легкового автомобиля:

мощность  $N_e = 70 \text{ л. с.}$ ; число оборотов  $n = 4400$  в минуту; число цилиндров  $i = 4$ ; топливо — бензин с октановым числом 80 следующего состава (по весу):  $C = 0,850$  и  $H = 0,150$ ; низшая теплотворная способность  $H_u = 10\,500 \text{ ккал/кг}$ ;  $m_T = 114$ .

В соответствии с назначением, мощностью, числом оборотов вала двигателя и качеством топлива выбираем:

Степень сжатия $\epsilon$ . . . . .	8
Коэффициент избытка воздуха $\alpha$ . . . . .	0,9
Подогрев от стенок $\Delta T$ в $^{\circ}\text{C}$ . . . . .	12
Температура остаточных газов $T_r$ в $^{\circ}$ абс. . . . .	950
Давление остаточных газов $p_r$ в $\text{кг}/\text{см}^2$ . . . . .	1,2
Коэффициент использования теплоты $\xi_z$ в точке $z$ . . . . .	0,90
Механический к. п. д. $\eta_m$ . . . . .	0,76
Температура окружающей среды $T_0$ в $^{\circ}$ абс. . . . .	288
Давление окружающей среды $p_0$ в $\text{кг}/\text{см}^2$ . . . . .	1,033
Давление в начале сжатия $p_a$ в $\text{кг}/\text{см}^2$ . . . . .	0,8

### Параметры рабочего тела

Для принятого состава топлива теоретически необходимое количество воздуха по формуле (19)

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left( \frac{0,85}{12} + \frac{0,15}{4} \right) = 0,516 \text{ кгмоль/кг топлива.}$$

Количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} = 0,9 \cdot 0,516 + \frac{1}{114} = 0,473 \text{ кгмоль/кг топлива.}$$

Количество продуктов сгорания для топлива принятого состава при  $\alpha < 1$  по формуле (59)

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0 = \frac{0,85}{12} + \frac{0,15}{2} + 0,79 \cdot 0,9 \cdot 0,516 = 0,513 \text{ кгмоль/кг топлива.}$$

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$p_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,513}{0,473} = 1,083.$$

Принимаем

$$k = 0,5.$$

Число молей CO в продуктах сгорания

$$M_{\text{CO}} = 2 \frac{1-\alpha}{1+k} 0,21 L_0 = 2 \frac{1-0,9}{1+0,5} \cdot 0,21 \cdot 0,516 = 0,0146 \text{ кгмоль/кг топлива.}$$

Число молей CO<sub>2</sub> в продуктах сгорания

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+k} 0,21 \cdot L_0 = \frac{0,85}{12} - 2 \frac{1-0,9}{1+0,5} \times \\ \times 0,21 \cdot 0,516 = 0,0563 \text{ кгмоль/кг топлива.}$$

Число молей H<sub>2</sub> в продуктах сгорания

$$M_{\text{H}_2} = 2k \frac{1-\alpha}{1+k} 0,21 \cdot L_0 = 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,9}{1+0,5} \cdot 0,21 \cdot 0,516 = \\ = 0,0073 \text{ кгмоль/кг топлива.}$$



Число молей  $H_2O$  в продуктах сгорания

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2k \frac{1-\alpha}{1+k} \cdot 0,21 L_0 =$$

$$= \frac{0,15}{2} - 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,9}{1+0,5} \cdot 0,21 \cdot 0,516 = 0,0678 \text{ кгмоль/кг топлива}$$

Число молей  $N_2$  в продуктах сгорания

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0 = 0,79 \cdot 0,9 \cdot 0,516 = 0,3669 \text{ кгмоль/кг топлива.}$$

Параметры очистки и наполнения цилиндра

Коэффициент остаточных газов при  $p_k \approx p_0$

$$\gamma = \frac{(T_0 + \Delta T) p_r}{T_r (\varepsilon p_0 - p_r)} = \frac{(288 + 12) \cdot 1,2}{950 (8 \cdot 1,033 - 1,2)} = 0,054.$$

Температура начала сжатия при  $T_k \approx T_0$

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma} = \frac{288 + 12 + 0,054 \cdot 950}{1 + 0,054} = 334^\circ \text{ абс.}$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \gamma T_r} = \frac{8}{8-1} \frac{0,8}{1,033} \frac{288}{288 + 12 + 0,054 \cdot 950} = 0,725.$$

### Сжатие

Показатель политропы сжатия выбираем  $n_1 = 1,37$ .

Давление конца сжатия по формуле (108)

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,8 \cdot 8^{1,37} = 13,8 \text{ кг/см}^2$$

Температура конца сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 334 \cdot 8^{1,37 - 1} = 722^\circ \text{ абс.}$$

### Сгорание

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma} = \frac{1,083 + 0,054}{1,054} = 1,078.$$

Потеря теплоты от химической неполноты сгорания

$$\Delta H_u = 2 \frac{1-\alpha}{1+k} \cdot 0,21 \cdot L_0 (67\,500 + 57\,500k) =$$

$$= 2 \frac{1-0,9}{1+0,5} \cdot 0,21 \cdot 0,516 (67\,500 + 57\,500 \cdot 0,5) = 1400 \text{ ккал/кг топлива.}$$

Температура конца сгорания определяется по уравнению:

$$\frac{\xi_z (H_u - \Delta H_u)}{(1 + \gamma) M_1} + \frac{U_c + \gamma U_c''}{1 + \gamma} = \mu U_z'',$$

которое после подстановки известных величин принимает вид

$$\frac{0,9(10\,500-1400)}{(1+0,054)0,474} + \frac{2330 + 0,054 \cdot 3533}{1 + 0,054} = 1,078 U_z'',$$

$$U_z'' = 17\,320.$$

Уравнение обращается в тождество при  $t_z = 2455^\circ\text{C}$  или  $T_z = 2728^\circ$  абс.

Давление конца сгорания по формуле (132)

$$p_z = \mu p_c \frac{T_z}{T_c} = 1,078 \cdot 13,8 \frac{2728}{722} = 56,3 \text{ кг/см}^2.$$

Степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{56,3}{13,8} = 4,08.$$

Действительное  $p_z^\delta$  давление конца сгорания

$$p_z^\delta = 0,85 p_z = 47,8 \text{ кг/см}^2.$$

#### Расширение

Выбираем показатель политропы расширения  $n_2 = 1,23$ .

Давление конца расширения по формуле (134)

$$p_b = \frac{p_z}{\epsilon^{n_2}} = \frac{56,3}{8^{1,23}} = 4,44 \text{ кг/см}^2.$$

Температура конца расширения по формуле (136)

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} = \frac{2728}{8^{1,23-1}} = 1690^\circ \text{ абс.}$$

Среднее индикаторное расчетное давление по формуле (142)

$$p_i^p = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$

$$= \frac{13,8}{8-1} \left[ \frac{4,08}{1,23-1} \left( 1 - \frac{1}{8^{1,23-1}} \right) - \frac{1}{1,37-1} \left( 1 - \frac{1}{8^{1,37-1}} \right) \right] = 10,7 \text{ кг/см}^2.$$

Среднее индикаторное давление по формуле (145)

$$p_i = \varphi_n p_i^p - \Delta p_i = 0,95 \cdot 10,7 - 0,4 = 9,8 \text{ кг/см}^2.$$

Индикаторный к. п. д. по формуле (152)

$$\eta_i = 1,985 \frac{M_1 p_i T_0}{H_u \gamma_i p_0} = 1,985 \frac{0,474 \cdot 9,8 \cdot 288}{10\,500 \cdot 0,725 \cdot 1,033} = 0,337.$$

Расход топлива на одну индикаторную силу в час

$$g_i = \frac{632}{H_u \eta_i} = \frac{632}{10\,500 \cdot 0,337} = 0,179 \text{ кг/л. с. ч.}$$

Среднее эффективное давление по формуле (167)

$$p_e = \eta_{ef} p_i = 0,76 \cdot 9,8 = 7,45 \text{ кг/см}^2.$$

Эффективный к. п. д. по формуле (196)

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,337 \cdot 0,76 = 0,254.$$

Расход топлива на одну эффективную силу в час по формуле (175)

$$g_e = \frac{632}{H_u \cdot \eta_e} = \frac{632}{10\,500 \cdot 0,254} = 0,237 \text{ кг/л. с. ч.}$$

Основные размеры цилиндра определим из формулы

$$V_h = \frac{900 N_e}{p_e n_i} = \frac{900 \cdot 70}{7,45 \cdot 4400 \cdot 4} = 0,481 \text{ л.}$$

Принимаем  $\frac{S}{D} = 0,9$ :

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_h}{0,785 \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{0,481}{0,785 \cdot 0,9}} = 0,880 \text{ дм.}$$

Принимаем  $D = 88,0 \text{ мм}$ . Тогда ход поршня

$$S = 0,9 \cdot 0,88 = 0,792 \text{ дм.}$$

Окончательно принимаем:

$$D = 88 \text{ мм}; S = 80 \text{ мм.}$$

## ГЛАВА VII

### ПРОЦЕССЫ ГАЗООБМЕНА В ДВИГАТЕЛЯХ

#### § 1. ОСНОВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двухтактные двигатели применяются в различных отраслях промышленности и транспорта и используются в широком диапазоне мощностей и скоростных режимов. В маломощных мотоциклетных, лодочных и стационарных двигателях господствует двухтактный цикл; то же относится к крупным судовым и стационарным двигателям. При средних мощностях для судовых, стационарных, тепловозных и других установок применяются как четырехтактные двигатели, так и двухтактные.

Двигатели, применяющиеся в качестве силовых установок машин безрельсового транспорта, до настоящего времени строятся преимущественно четырехтактными. Отсутствие широкого опыта в области создания быстроходных двухтактных транспортных двигателей, отставание их в отношении простоты конструкции и стоимости по сравнению с четырехтактными, необходимость преодоления значительных трудностей при их постройке и доводке является причиной недостаточного еще развития этих двигателей.

Область применения двухтактных двигателей в ближайшем будущем, несомненно, расширится. Наибольшие перспективы имеют двухтактные двигатели с внутренним смесеобразованием.

Для быстроходных судов различного назначения, тягачей, грузовых автомобилей большого тоннажа и других машин наземного транспорта требуются двигатели значительных удельных и общих мощностей, экономичные, обеспечивающие большой радиус действия. В данном случае (при установке поршневых двигателей) рационально применять двигатели с воспламенением от сжатия, отличающиеся наилучшей экономичностью. Там, где радиус действия не оказывает большого влияния, целесообразно работать также и над созданием двухтактного двигателя с внутренним смесеобразованием и принудительным зажиганием.

В двигателях с внешним смесеобразованием (карбюраторных) двухтактный процесс вызывает большие потери смеси через выпускные органы. Подобные двигатели имеет известный смысл строить с простым щелевым распределением для маломощных установок, когда простота конструкции и обслуживания являются более важными по сравнению с экономичностью (малолитражные автомобили, мотоциклы, лодки). В данном случае может быть создана удачная конструкция, если осуществить раздельный выпуск воздуха и смеси. Однако это связано с необходимостью рационального решения вопроса о конструкции группы распределения.

Кривошипно-камерная продувка, применяемая в двухтактных двигателях с воспламенением от сжатия промышленного назначения или в карбюраторных двигателях мотоциклетного и лодочного типа, не является рациональной для транспортных двигателей с повышенной литровой мощностью.

Основные недостатки двигателей с кривошипно-камерной продувкой — низкий коэффициент подачи кривошипной камеры, служащей продувочным насосом, изменение давления воздуха на впуске во время процессов очистки и наполнения, попадание в цилиндр смазочного масла через продувочные окна из кривошипной камеры.

Эти недостатки и обуславливают низкое качество процессов газообмена и сгорания, в результате чего получаются низкое значение среднего эффективного давления, повышенный расход топлива, смазочного масла и относительно быстрый износ двигателя.

Сравнение четырехтактных и двухтактных быстроходных двигателей позволяет сделать следующие выводы.

Разница в литровых мощностях двигателей при одинаковых числах оборотов, условиях на впуске, индикаторных к. п. д.  $\eta_i$  и коэффициентах избытка воздуха  $\alpha$  определяется числом тактов и средним индикаторным давлением  $p_i$ . Последнее в двухтактном двигателе обычно ниже, чем в четырехтактном вследствие наличия части хода поршня, занятой окнами. На величину  $p_i$  влияет также несколько худшая очистка цилиндра от продуктов сгорания, присущая большей части двухтактных двигателей. Можно считать, что при прочих равных условиях литровая мощность двухтактного двигателя на 50—70% больше литровой мощности четырехтактного, что является основным преимуществом двухтактного двигателя, так как вследствие этого уменьшаются его габариты и вес.

Получение повышенной удельной мощности в двухтактном быстроходном двигателе связано с преодолением значительных трудностей, на которых следует остановиться.

Большую сложность представляет решение проблемы очистки и наполнения цилиндра на высоких числах оборотов при наличии переменного скоростного и нагрузочного режимов работы. Это касается, в первую очередь, двигателей наземного транспорта, характеризующихся широким диапазоном изменения чисел оборотов.

Данная задача может быть решена экспериментальным путем на опытных двигателях или на одноцилиндровых установках. При этом выбираются расположение и конструкция продувочных и выпускных органов и устанавливаются значения параметров процесса, соответствующие различным режимам работы двигателя.

В двигателе с V-образным расположением цилиндров, особенно с шатунным механизмом, имеющим прицепной шатун, законы движения которого не одинаковы с главным, рационально строить двухцилиндровый (V-образный) отсек.

Известную помощь могут оказать также опыты на специальных моделях, особенно, если размеры последних и параметры процессов, в них протекающих, будут определяться с учетом законов газодинамического подобия.

Вторая трудность вопроса создания двухтактного двигателя повышенной мощности заключается в более высокой средней температуре процесса вследствие наличия рабочего хода при каждом обороте коленчатого вала. Это ведет к повышению тепловой напряженности поршня, стенок цилиндра и головки цилиндра, а также влияет на работу поршневых колец, в особенности первого (считая от камеры сгорания). Для двигателей повышенной литровой мощности необходимо применять специальные конструкции указанных узлов и особые меры для их интенсивного охлаждения. Особенно это касается поршневой группы двигателей с воспламенением от сжатия повышенной мощности, где высокое давление сгорания способствует прорыву газов между поршнем и цилиндром, что ухудшает теплопередачу от поршня стенкам цилиндра. В результате указанных явлений температура корпуса поршня

и поршневых колец повышается, что приводит к прогару поршня, к потере упругости колец и их пригоранию.

На тепловую напряженность поршня известное влияние оказывает также неравномерное распространение пламени, вызывающее местные перегревы поршня, а в некоторых конструкциях и догорание в ходе расширения. Одностороннее воздействие давления газов способствует уменьшению подвижности колец в канавках поршней двухтактных двигателей, вследствие чего образуется нагар в канавке, и кольца «прихватываются».

По мнению Т. М. Мелькумова, одной из основных причин пригорания колец в быстроходных двигателях с воспламенением от сжатия, наряду с влиянием высокого давления газов, является наличие в цилиндре свободного кислорода в течение относительно большого промежутка времени, что способствует процессу окисления масла, который может начаться уже в конце сжатия при высоких давлениях в цилиндре.

Конструирование поршневой группы двухтактных двигателей повышенной мощности является особо сложной проблемой, требующей для своего решения специальных экспериментальных работ, которые целесообразно проводить на одноцилиндровых установках. Одним из удачных решений вопроса следует признать применение чугунных или стальных поршней.

Длина поршня двухтактного двигателя определяется, в первую очередь, величиной отношения  $\frac{S}{D}$ . При больших значениях этого отношения длина поршня, а также и габариты цилиндра в направлении его оси могут получиться большими, чем у четырехтактного двигателя. Таким образом, рационально применять конструкции с укороченным ходом поршня.

Заметим, что схемы с гильзовым распределением позволяют осуществить конструкцию с длиной поршня примерно на 20% меньшей хода поршня. Поршни с малой длиной могут быть осуществлены в двигателях с крейцкопфом и с ресивером продувочного воздуха в виде коробки, в которую опущен цилиндр.

К недостаткам двухтактных двигателей следует отнести более тяжелые по сравнению с четырехтактными двигателями условия работы шатунных и коренных вкладышей и подшипника поршневого пальца из-за плохого отвода тепла от трущихся поверхностей: при односторонней нагрузке уменьшается количество масла, прокачиваемого между поверхностями. Это заставляет увеличивать подачу и давление масла. Следует, однако, отметить более благоприятный характер нагружения подшипников вследствие односторонней нагрузки, обуславливающей уменьшение опасности ударного воздействия.

Топливоподающая система двухтактных двигателей с воспламенением от сжатия характеризуется тем, что валик топливного насоса почти всегда вращается с числом оборотов, вдвое большим, чем у четырехтактного двигателя. В результате этого получают большие скорости и ускорения плунжера, что необходимо учитывать при конструировании кулачка и передачи от кулачка к плунжеру насоса. Увеличение давления впрыска заставляет обратить внимание на силовую схему насоса. Кроме этого, следует отметить большие, чем в случае четырехтактных двигателей (при той же мощности), возможности нарушения равномерности подачи на режимах малых чисел оборотов и нагрузок из-за малого количества подаваемого за цикл топлива.

В двухтактных двигателях с продувкой и наддувом габариты нагнетателей, как правило, больше, чем у нагнетателей четырехтактных двигателей вследствие иных условий протекания процессов очистки и наполнения, требующих большего избытка подаваемого воздуха.

Энергия выпускных газов недостаточна для привода турбоагнетателя при малых нагрузках двигателя: мощность турбины выпускных газов недо-

статочна для подачи в цилиндр необходимого количества воздуха; затрудняется пуск двигателя. Путем комбинирования турбонагнетателя с приводным (обычно в этих случаях первой ступенью служит турбокомпрессор, а второй — приводной центробежный нагнетатель) можно решить задачу применения турбонагнетателя.

Пониженная температура выпускных газов в двухтактных двигателях способствует повышению надежности работы деталей турбины, но в то же время снижению ее мощности. Применение газотурбонагнетателя осложняется также затруднительностью пуска. Повышенное противодавление на выпуске вызывает ухудшение качества газообмена.

Вопрос применения турбонагнетателя без наличия приводного нагнетателя исследуется в последние годы. Уже созданы отдельные конструкции, в которых газотурбонагнетатель при пуске приводится в движение пусковым воздухом.

Выпускная и впускная системы влияют на качество процессов очистки и наполнения в большей степени в двухтактных двигателях, чем в четырехтактных. В последних при наличии наддува и продувки камеры сгорания в период, соответствующий одновременно открытым впускным и выпускным органам, составляет 15—20% всего периода открытия распределительных органов, в двухтактных двигателях он равен 60—80%. Процесс продувки — наполнения осуществляется в основном продувочно-наддувочным агрегатом. Выталкивающее и всасывающее действие поршня почти отсутствует. На протекание процесса в цилиндре значительное влияние оказывает вся цепь элементов, направляющих поток воздуха и газов (впускная система — впускные органы — цилиндр — выпускные органы — выпускная система). При некоторых условиях динамические явления в выпускной системе значительно меняют характер очистки и наполнения.

При малых значениях избытка продувочного воздуха выпускные клапаны двухтактных двигателей находятся в несколько более тяжелых тепловых условиях, чем выпускные клапаны четырехтактных двигателей. Уменьшить тепловую напряженность клапанов можно путем увеличения их числа и различными конструктивными изменениями (увеличение диаметра стержня, применение охлаждения, рациональная форма головки клапана и т. д.). В случае применения клапанно-щелевой схемы, особенно в быстроходных конструкциях, получаются большие ускорения и, следовательно, большие инерционные силы деталей привода.

Применение воздушного охлаждения цилиндров и головки в двухтактном двигателе встречает большие трудности, чем в двигателях четырехтактных.

Основные причины этих трудностей — большая тепловая напряженность указанных деталей, а также меньшая поверхность цилиндра, которая может быть «оребрена» вследствие наличия впускных и выпускных аппаратов (окон в цилиндре, каналов в камерах и т. д.).

Конструирование блока в двухтактном двигателе осложняется из-за наличия впускных и выпускных каналов. В случае прямоточной клапанно-щелевой схемы конструкция блока получается несколько менее сложной и более надежной вследствие наличия только впускных каналов.

Двухтактные двигатели характеризуются большей частью повышенным расходом смазочного масла по сравнению с четырехтактным. Вследствие повышенной подачи масла к трущимся парам двухтактного двигателя в цилиндр попадает относительно большое его количество, увлекаемое потоком продувочного воздуха через выпускные органы в выпускную систему. Расход масла в двухтактных транспортных двигателях в отдельных случаях достигает 10—12 г/л. с. ч. При удачном решении вопросов конструкции масляной системы расход масла может быть снижен.

Тепловые потери в двухтактных двигателях несколько меньше, чем в четырехтактных, так как время между процессами сгорания в двухтактном двигателе меньше, чем в четырехтактном, а цилиндры двухтактных двигателей охлаждаются продувочным воздухом.

На уменьшение тепловых потерь влияет также и более быстрый выпуск продуктов сгорания в двухтактных двигателях. Особенно незначительны тепловые потери в двухтактных двигателях с противоположно движущимися поршнями.

Как уже было отмечено, основным преимуществом двухтактных двигателей является большая литровая мощность по сравнению с четырехтактными, обуславливающая уменьшение габаритов и веса двигателя при условии удачно выбранных геометрических и конструктивных параметров.

К преимуществам двухтактных двигателей необходимо отнести также большую равномерность протекания диаграммы крутящих моментов по углу поворота кривошипа.

Шатуны и коленчатые валы двухтактных двигателей испытывают нагрузку с меньшими амплитудами, поэтому запас прочности при сохранении остальных условий получается большим.

Двигатели с шелевым распределением (с петлевой схемой) характеризуются простотой конструкции, отсутствием клапанов, а также удобством осуществления реверса.

Вследствие отмеченных преимуществ двухтактные двигатели широко применяются в качестве судовых, тепловозных и других транспортных силовых установок. Вопрос о перспективах применения двухтактных двигателей в автомобильном транспорте является дискуссионным. До настоящего времени двухтактные автомобильные двигатели практически оказываются не только менее экономичными, но часто и более тяжелыми, чем четырехтактные. Наличие продувочных и выпускных каналов в блоке цилиндров, нагнетателя с соответствующим приводом, а иногда и неправильный выбор конструктивных и геометрических параметров (в частности величин  $S/D$ ) обуславливают увеличение габаритов и веса, а также усложнение конструкции двигателя.

Устранение этих и других отмеченных выше недостатков позволит шире применять двухтактные двигатели в автомобильном транспорте.

## § 2. ПРОТЕКАНИЕ ПРОЦЕССА В ЦИЛИНДРЕ

Наибольшую трудность для расчета представляет процесс газообмена в двухтактных двигателях, качество которого к тому же обычно (за исключением конструкции с противоположно движущимися поршнями) ниже качества процесса газообмена в четырехтактных двигателях. Рассмотрим протекание процесса в цилиндре двухтактного двигателя и в смежных с ним системах.

На фиг. 90 дана схема цилиндра двухтактного двигателя, выпускной и продувочной камер и трубопроводов и характер изменения давления воздуха и газов в системе.

Подаваемый продувочным насосом воздух попадает в ресивер 1, откуда по подводящему трубопроводу 2 поступает в камеру 3 и далее через впускные (продувочные) органы в цилиндр 4 двигателя. Продукты сгорания, сначала в результате процесса свободного выпуска, а далее под влиянием продувочного воздуха, поступают через выпускные органы в выпускную систему: выпускную камеру 5, трубопровод 6 и выпускной ресивер 7. Некоторые из звеньев этой цепи могут отсутствовать. Так, например, нередко длина впускного трубопровода практически равна нулю.

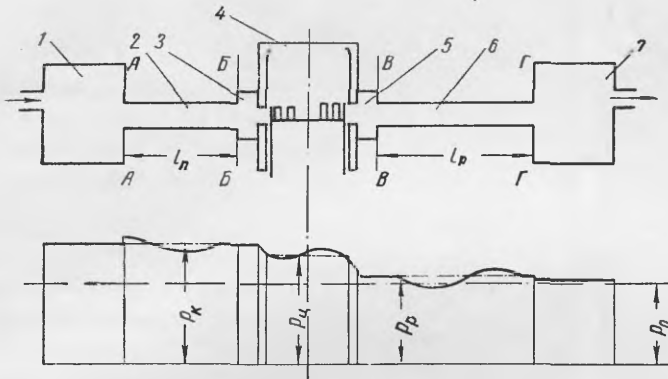


С момента открытия выпускных органов происходит истечение продуктов сгорания из цилиндра в выпускную систему в условиях надкритической области до тех пор, пока давление в цилиндре не снизится до критического.

С падением давления ниже критического скорость истечения уменьшается более интенсивно, чем во время истечения в надкритической области.

В быстроходных двигателях в результате влияния ускоренных масс газов уменьшение скорости замедляется; давление же в цилиндре снижается быстрее и достигает более низких значений, чем при скоростях истечения, подчиняющихся законам установившегося движения.

В начале открытия продувочных органов воздух обычно в цилиндре не поступает, так как давление в цилиндре в этот момент, как правило,



Фиг. 90 Схема цилиндра и трубопровода двухтактного двигателя.

выше давления в ресивере. Выпуск продолжается вследствие разности давлений в цилиндре и выпускной системе и влияния ускоренных масс газов. Большая площадь открытия выпускных органов и интенсивное падение давления в цилиндре в начале открытия продувочных органов способствуют уменьшению заброса продуктов сгорания в ресивер. С некоторого момента воздух из ресивера начинает поступать в цилиндр, вытесняя продукты сгорания через выпускные органы в выпускной трубопровод. Воздух движется в цилиндре по определенной траектории, зависящей от схемы продувки, конструкции и размеров продувочных органов, формы поршня, отношения давления в цилиндре и в смежных с ним системах.

В начале процесса происходит главным образом вытеснение и замещение продуктов сгорания воздухом, вследствие чего в выпускную систему поступают продукты сгорания. По мере течения процесса воздух интенсивнее перемешивается с продуктами сгорания в цилиндре, и в выпускную систему попадает их смесь. Воздух при движении внутри цилиндра обычно не захватывает некоторой части полости цилиндра. Для любой схемы газораспределения следует констатировать наличие застойных и вихревых мешков. Первые чаще образуются у головки цилиндра, вторые — над днищем поршня.

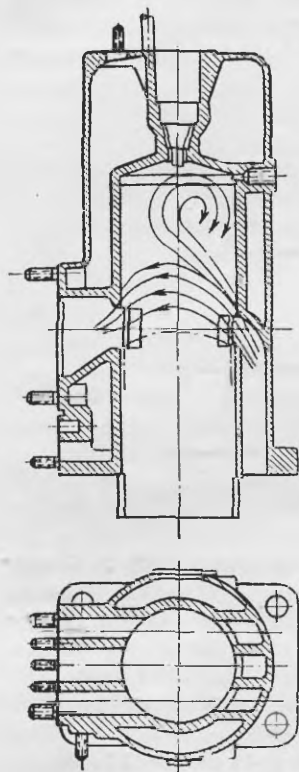
Применяющиеся в двухтактных двигателях схемы продувки могут быть разделены на петлевые (петлеобразные) и прямоточные.

Петлевые схемы (поперечные, эксцентричные и др.) характеризуются поворотом основного потока воздуха при его движении внутри цилиндра таким образом, что он образует петлю. Во многих схемах петля образуется движением потока по контуру цилиндра, поэтому такие схемы называются иногда контурными. В петлевых схемах управление обеими системами органов распределения (продувочными и выпускными) производится поршнем.

Основное преимущество петлевых схем — сравнительная простота конструкции, отсутствие клапанов и привода к ним, удобство осуществления реверса.

Петлевые схемы характеризуются в большей мере, чем прямоточные, наличием непродутых зон в цилиндре.

Рассмотрим характер потоков в обычной поперечной петлевой схеме, в которой выпускные окна расположены против впускных, а оси окон (на поперечном разрезе цилиндра) параллельны (фиг. 91) Вид потока в цилиндре



Фиг. 91. Цилиндр двухтактного двигателя с петлевой поперечной схемой продувки.

в значительной степени зависит от величины открытия окон, формы днища поршня, а также от наклона окон к оси цилиндра.

В начале открытия впускных окон потоки поступающего в цилиндр воздуха поднимаются круто вверх, направляясь к головке по стенке цилиндра, на которой расположены продувочные окна. По мере движения поршня к н. м. т. поток воздуха отклоняется от стенки и направляется к противоположной стороне цилиндра. Сзади этого основного потока образуется вихревой поток (движущийся по часовой стрелке, если считать, что впускные окна расположены справа, как показано на фиг. 91). Не являясь устойчивым, основной поток при дальнейшем движении поршня изменяет направление в сторону выпускных окон; когда поршень достигает н. м. т., образуется почти плоский поток, т. е. перетекание воздуха от впускных окон к выпускным происходит по наиболее короткому пути. При движении поршня вверх основным потоком остается этот последний, имеющий форму дуги, степень выгнутости которой меняется; под потоком происходит вращательное движение газов. Если поступление воздуха в цилиндр начинается лишь после того, как поршень открыл окна на значительную величину (30—40% от длины), струя не поднимается вдоль стенки цилиндра, а сразу же устремляется вкось и далее очень быстро отклоняется к поршню, образуя «плоский» поток в первой же стадии процесса наполнения — продувки.

Угол подъема потока сравнительно мало зависит от того, под каким углом расположены впускные окна. Угол наклона влияет главным образом на степень выгнутости потока, под которым образуется вращающийся вихрь.

Качество процесса можно улучшить, применяя поршни с козырьками (выступами). Недостатком этой конструкции является тепловая напряженность выступа поршня и неблагоприятная (в отношении смесеобразования) форма камеры сгорания.

Экспериментальные работы по определению наиболее рационального расположения продувочных окон показали, что соответствующее их расположение (эксцентричное или видоизмененное эксцентричное) позволяет значительно улучшить качество процессов очистки, наполнения и смесеобразования при петлевой схеме.

Наилучшее качество указанных процессов получается при прямоточных схемах. В этом случае обычно воздух (смесь) входит с одного конца цилиндра, а продукты сгорания выходят с другого.

Прямоточные схемы характеризуются таким направлением движения главного потока воздуха в цилиндре, при котором в отличие от петлевых схем поток пересекает в одном направлении (в одной зоне) любую плоскость, перпендикулярную к оси цилиндра. При этом поток воздуха почти не «вклинивается» между потоками продуктов сгорания и лишь в малой степени размывает их и смешивается с ними. В результате этого получают относительно небольшие непродутые области и вихревые мешки.

Прямоточные схемы большей частью отличаются тангенциальным расположением продувочных окон, вызывающим спиральное движение воздуха, что способствует улучшению процесса очистки и смесеобразования. За исключением отдельных случаев, прямоточные схемы характеризуются несимметричной диаграммой распределения, связанной в той или иной степени с разделением процессов очистки и зарядки.

Прямоточные схемы, в отличие от петлевых, требуют более сложной передачи, что, однако, не снижает их значения для быстроходных двигателей.

Как в двухтактных двигателях, так и в четырехтактных в начале открытия выпускных органов возникают внезапные изменения давления, вызывающие колебательные процессы.

В двухтактных двигателях эти процессы имеют следующий характер.

Процесс течения газов, устремляющихся в выпускную систему, связан с интенсивным падением давления (позади их движущейся массы) в цилиндре. Несколько позже начала открытия впускных органов давление в цилиндре повышается, а затем опять может несколько понизиться. Дальнейшие волны имеют меньшие амплитуды, иногда же почти совсем исчезают.

Одновременно в цилиндре возникают колебания иного характера: местное изменение давления около выпускных органов при их открытии распространяется по длине цилиндра со скоростью, близкой к скорости звука. В результате этого образуются волны давления, отражающиеся попеременно от головки цилиндра и поршня. Эти волны влияют на величину давлений в цилиндре лишь в отдельных конструкциях, характеризующихся большой величиной  $S/D$ . Влияние открытия впускных органов в этом отношении менее значительно.

Вследствие импульса втекающих в камеру выпускных газов в начале выпуска давление в камере в области, смежной с выпускными органами цилиндра, повышается. Повышенное давление передается по длине выпускного трубопровода в виде волны давления, движущейся со скоростью, которую при малых величинах давления можно считать равной скорости звука. По достижении крайнего сечения ( $ГГ$  фиг 90), граничащего с выпускным ресивером, атмосферой и т. д., волна отражается. При отражении меняется знак и уменьшается величина амплитуды давления. Отраженная волна движется непрерывно со скоростью звука в обратном направлении (к цилиндру), и ее амплитуды суммируются с амплитудами волны, движущейся от цилиндра. При достижении отраженной волной сечения  $ВВ$ , граничащего с камерой (от которой началось движение первоначальной волны), волна вновь отражается от сечения  $ВВ$ . В камеру же проходит часть волны (амплитуды), влияя на величину давления в камере и далее в цилиндре. Аналогичные блуждающие волны возникают и в подводящей системе; отражение волн происходит от сечений  $АА$  и  $ББ$ <sup>1</sup>.

С уменьшением объема камеры возрастает влияние ускоренного столба выпускных газов на процесс в цилиндре. Если камера имеет большой объем и плавно переходит в трубопровод, то повышение давлений при втекании

<sup>1</sup> Отражение волны происходит и от других сечений, в частности, от сечений выпускных и впускных органов.

продуктов сгорания относительно невелико, в особенности, если сечение выпускного трубопровода значительно.

Следовательно, состояние в цилиндре и смежных системах при процессах очистки и наполнения изменяется в основном в результате течения газов через переменные по времени сечения органов распределения при воздействии ускоренных масс газов и при распространении блуждающих волн в смежных с цилиндром системах и в самом цилиндре.

Аналогичные динамические процессы возникают и при очистке и наполнении четырехтактных двигателей. На протекание процесса в смежных системах в этом случае оказывает значительное влияние движение поршня. Однако при этом выпускная система влияет значительно менее, чем в двухтактных двигателях даже при наличии больших перекрытий впускных и выпускных органов.

### § 3. СХЕМЫ ОРГАНОВ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

#### Петлевые схемы продувки

В наиболее старых типах двухтактных двигателей, а также в некоторых из современных применяется поперечная петлевая схема, характеризующаяся параллельным расположением впускных и выпускных окон (фиг. 92, схема 1). В качестве примеров можно указать двигатели заводов «Коммунист» и Вортингтон.

Направление продувочных окон в плане в отдельных случаях выполняется тангенциальным (фиг. 92, схема 2).

Экспериментальные работы в области определения наиболее рационального расположения окон, проведенные на моделях и двигателях, показали, что соответствующее расположение окон позволяет значительно улучшить качество процесса очистки и смесеобразования. В частности, можно указать конструкцию завода Э. Нобеля (ныне «Русский дизель»), в которой было применено эксцентричное расположение продувочных окон, обеспечивающее хорошее качество процесса очистки — наполнения цилиндра.

Протекание процесса в рассматриваемом случае можно представить себе приблизительно так. Поступающие через продувочные окна в цилиндр струи воздуха движутся к центру цилиндра и, встретившись на некотором расстоянии от поршня, вследствие наличия наклона окон к оси цилиндра протекают к головке цилиндра и далее, описывая петлю и очищая периферию, выходят в выпускные окна. По мере движения поршня к н. м. т. при определенной величине открытия окон имевшееся между потоками воздуха равновесие нарушается; к головке продолжает двигаться по прежней траектории только часть воздушных потоков, которая способствует вытеснению и перемещению продуктов сгорания, остальные отклоняются к днищу поршня, частично перемешиваясь, частично вытесняя продукты сгорания. Последние выходят в выпускные окна, в результате чего в той или иной степени очищается средняя зона цилиндра. Подобное течение процесса наблюдается и при движении поршня к в. м. т.

На схеме 3 (фиг. 92) показано подобное расположение окон для двигателя небольшой мощности.

На схемах 4 и 5 приведены другие виды эксцентричного расположения окон: системы Шнюрле и Круппа, показавшие также хорошие результаты в отношении очистки и наполнения цилиндра. В случае схемы 4 потоки воздуха в цилиндре, встречаясь один с другим и со стенкой цилиндра, движутся вдоль стенки и далее описывают петлю, как в схеме 3.

Известное улучшение очистки и наполнения цилиндра может быть получено в результате введения дополнительных выпускных и продувочных

окон при значительном усложнении канализации выпускных газов. Для удаления вихрей, образующихся вдоль стенок цилиндра над продувочными окнами и под головкой цилиндра, непосредственно над продувочными окнами в одной из конструкции двигателей Крупп сделаны небольшие добавочные окна (схема 6). В этом случае вихри оказались выведенными в выпускную систему, а в цилиндре получен поток продувочного воздуха, омывающий верхнюю часть цилиндра. Кроме того, два небольших дополнительных продувочных окна служат для очистки пространства над днищем поршня.

Односторонняя петлевая схема, в которой впускные и выпускные окна расположены на одной стороне цилиндра, применялась заводами «Красное Сормово», MAN и др. (фиг. 92, схемы 7 и 8) в двигателях простого и двойного действия.

В конструкции по схеме 9 выпускные каналы перекрываются золотниками до закрытия продувочных окон, что связано с наличием фазы дополнительной зарядки. Эта мера позволяет повысить среднее эффективное давление. Главный недостаток этой схемы — наличие золотников, омываемых выпускными газами, в результате чего получается перегрев золотников и уменьшается надежность работы. Это особенно относится к двигателям транспортных машин повышенной мощности. Двигатели с данной схемой могут быть выполнены и как двигатели простого действия. В частности, в настоящее время находятся в эксплуатации судовые двигатели Зульцер, имеющие такую схему.

Фонтанная продувка (схема 10) особого пояснения не требует. В отношении величины время-сечения и, следовательно, потеряннного хода она имеет преимущества перед предыдущей схемой продувки. Данная схема применялась в легких двигателях автомобильного типа.

На схеме 11 показана усложненная петлевая продувка. Продувочный воздух подается через два ряда окон, расположенных на поверхности рабочего цилиндра против выпускных окон. Верхний ряд окон управляется специальными устройствами: автоматическими клапанами или золотниками. Открытие этих устройств происходит несколько позже начала открытия нижних продувочных окон. Клапаны закрываются после того, как поршень закроет верхние продувочные окна, что указывает на наличие фазы дозарядки.

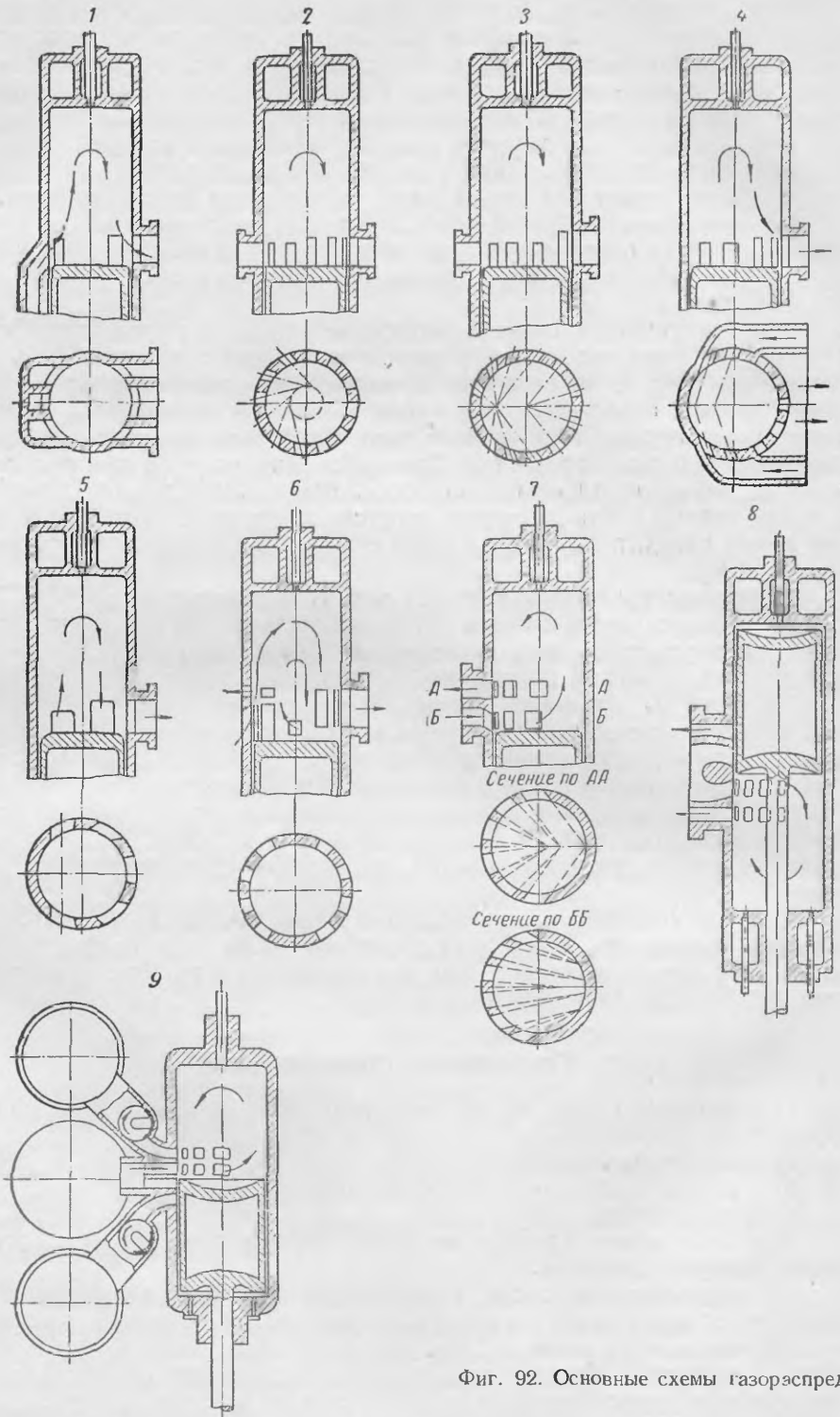
Схема 12 отличается от предыдущей лишь тем, что автоматические клапаны управляют открытием двух рядов окон. Оба ряда продувочных окон могут быть соединены в один, как это выполнено в двигателях старых конструкций завода «Русский дизель».

### Прямоточные схемы продувки

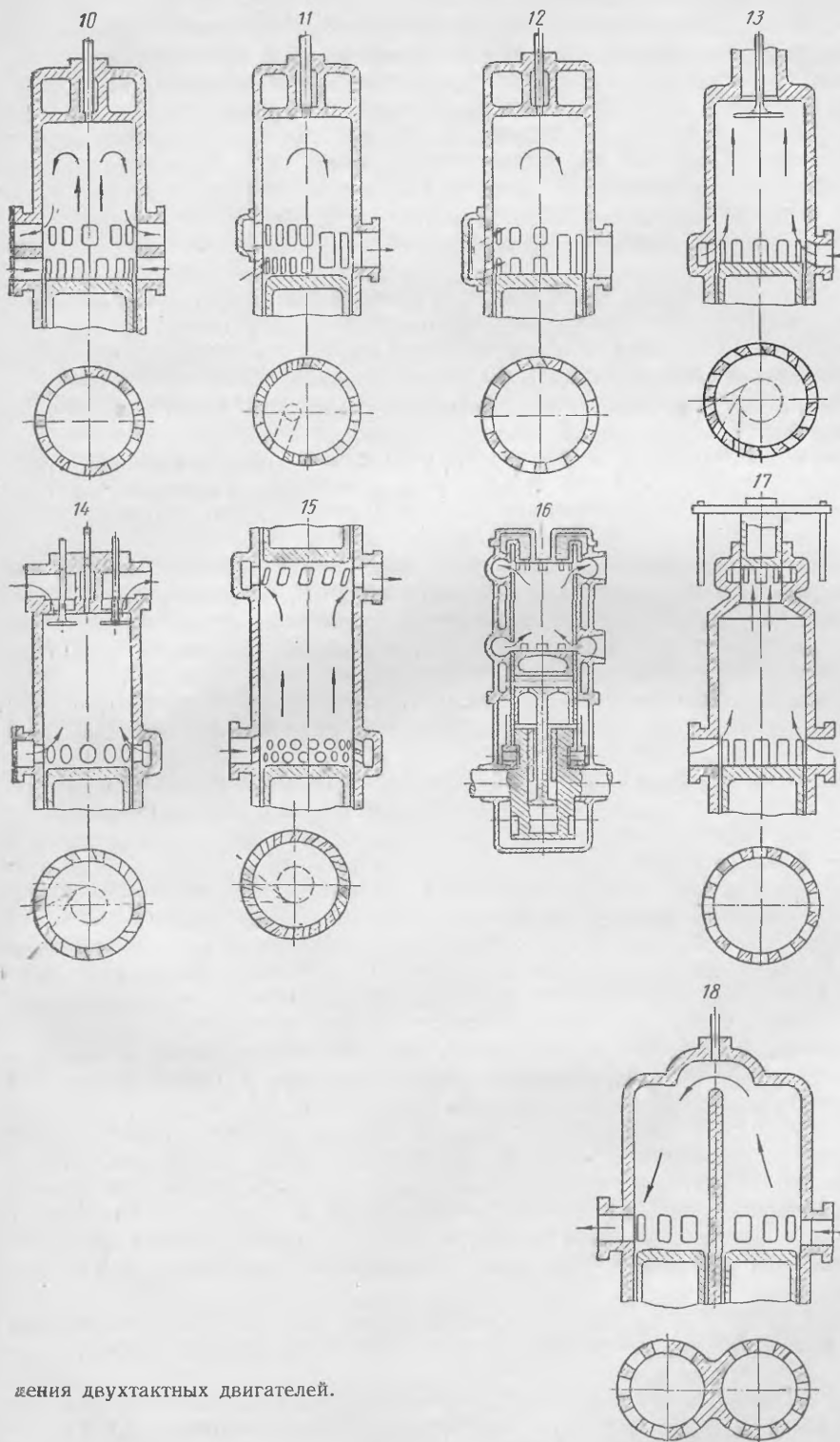
Прямоточные схемы могут быть разделены на следующие основные группы:

- а) клапанно-щелевые;
- б) с двумя поршнями в одном цилиндре;
- в) золотниковые;
- г) с цилиндрами, расположенными параллельно (или под углом) и общей камерой сгорания.

Клапанно-щелевая схема, в которой выпуск продуктов сгорания осуществляется через окна, а воздух или смесь подается через расположенные в крышке цилиндра клапаны, как уже отмечалось ранее, интереса не представляет вследствие крупных недостатков, присущих этой схеме. Из клапанно-щелевых схем единственной актуальной следует признать схему с выпуском продуктов сгорания через клапаны в крышке цилиндра и впуском воздуха через окна (фиг. 92, схемы 13 и 14).



Фиг. 92. Основные схемы газораспреде



Схемы органов распределения двухтактных двигателей.

Идея подобной схемы была предложена впервые русскими инженерами в 1906—1907 гг. Данная схема характеризуется сравнительно хорошими условиями работы поршня, омываемого воздухом при процессе продувки, и выгодно отличается этим от других прямоточных схем, в частности, от предыдущей, а также и от петлевых схем. Данная схема имеет также ряд других преимуществ. В частности, кривые изменения площадей открытия впускных и выпускных органов по углу поворота кривошипа протекают благоприятно: в конце процесса наполнения имеется значительная избыточная площадь кривой открытия впускных органов по сравнению с площадью кривой открытия выпускных, характеризующая в большой степени зарядку цилиндра.

Охлаждение головки цилиндра с размещенными в ней выпускными клапанами можно выполнить проще, чем охлаждение перемычек выпускных окон в «обращенной» схеме. Выпускные окна можно выполнять с тангенциальным расположением в поперечной плоскости, вследствие чего обеспечивается вращательное движение воздуха, необходимое для очистки цилиндра и смесеобразования.

В числе построенных и эксплуатируемых двигателей, имеющих рассматриваемую схему, следует упомянуть двигатели Джeneral-Моторс, Зюдверке (Крупп), Коломенского завода и Ярославского автомобильного завода.

Основным недостатком схемы, кроме наличия напряженных головки цилиндра, выпускных клапанов и деталей передачи, следует считать трудность обеспечения необходимой величины время-сечения выпуска без повышения напряженности клапанных пружин. Это одна из главных причин ограничения возможности форсирования двигателей с клапанно-щелевой схемой по оборотам. Было бы неверно, однако, считать данную схему нерациональной, основывая это отдельными неудачами ее применения для двигателей с высоким числом оборотов.

Схема 15 (фиг. 92) газораспределения двигателей с двумя противоположно движущимися поршнями в одном цилиндре, из которых один управляет впуском, а другой выпуском, отличается высоким качеством процессов очистки — наполнения и смесеобразования. Высокое качество этих процессов является следствием расположения продувочных и выпускных окон по концам цилиндра и формы впускных органов, обеспечивающей организацию спирального движения потоков воздуха в цилиндре. При этом время-сечения впуска и выпуска осуществляются достаточными. Кроме того, для улучшения очистки и наполнения используются динамические явления при движении газов. Схема позволяет осуществить несимметричную диаграмму распределения, связанную с возможностью получения фазы дозарядки. С этой целью кривошипы поршней (расположенных в одном цилиндре) смещаются на угол, превышающий  $180^\circ$  на  $10\text{—}15^\circ$ .

К преимуществу двигателей с данной схемой следует отнести также возможность получения большой мощности при умеренных габаритах. Кроме того, эти двигатели характеризуются отсутствием клапанов и головок цилиндров и уменьшенной теплоотдачей в воду и масло. Наконец, следует отметить наличие большого опыта по построению двигателей данной конструкции, в том числе повышенной мощности и быстроходности.

В этих двигателях еще не использованы возможности уменьшения отношения  $S/D$  (до определенного предела, близкого, по-видимому, к единице).

К основным недостаткам данной схемы относится сложность создания надежной конструкции поршня (находящегося в тяжелых условиях), управляющего выпуском, а также простой и надежной конструкции остова и дета-



лей крепления. Двигатели с рассматриваемой схемой применяются в промышленных и транспортных установках.

Золотниковое распределение в четырехтактных двигателях применяется очень давно. Двухтактных двигателей внутреннего сгорания с золотниковым распределением известно немного, хотя они имеют то преимущество перед четырехтактными, что один возвратно-поступательно движущийся золотник может обеспечить процессы очистки и наполнения.

Большого внимания заслуживает схема с гильзовым распределением. Гильза получает движение от кривошипно-шатунного механизма или кулачковой шайбы. При этом окна целесообразно располагать, как в двигателях со встречно движущимися поршнями, т. е. по обоим концам цилиндра. Выпускные окна целесообразно открывать и закрывать при помощи только золотников, впускные окна — золотником и кромкой поршня. Одна из возможных схем показана на фиг. 92 (схема 16).

Поршень в этих конструкциях управляет только впуском, что необходимо отнести к преимуществам схемы. Кроме сложности конструкции, трудности обеспечения надежной смазки и охлаждения золотниковых устройств, необходимо отметить как недостаток почти полное отсутствие опыта работы с подобными двигателями.

Двигатели с поршневыми (золотниковыми) клапанами (схема 17), используемыми обычно в качестве выпускных органов, имеют много общего в отношении протекания процессов наполнения — очистки с двигателями с двумя поршнями в цилиндре. В рассматриваемой схеме продувочный воздух поступает через окна, расположенные по всей окружности цилиндра. Выпускные окна, расположенные в верхней части цилиндра, имеющей меньший диаметр, управляются поршневым клапаном. Привод клапана чаще всего осуществляется от коленчатого вала посредством дополнительного кривошипа или эксцентриков. Данная конструкция так же, как и предыдущие, позволяет осуществить дозарядку.

При наличии тангенциального наклона окон поступающий в цилиндр воздух отбрасывается центробежной силой к стенкам цилиндра. В результате этого образуется воздушный конус с основанием, обращенным в сторону камеры сгорания. Внутри этого конуса находятся более легкие продукты сгорания, вытесняемые через выпускные органы. Вследствие сужения цилиндра к головке поток воздуха замедляет движение, основание конуса уменьшается, что содействует лучшей очистке, а также и лучшему наполнению. При больших числах оборотов вала в результате увеличения торможения потока создается опасность ухудшения процессов очистки и наполнения.

Применение рассматриваемой схемы может дать хорошие результаты для транспортных, в частности, для автотракторных двигателей, которые должны развивать большой крутящий момент на пониженных числах оборотов.

Схема с двумя параллельными цилиндрами и общей камерой сгорания (схема 18) характеризуется наличием продувочных окон, размещенных по окружности одного из пары цилиндров, выпуск происходит через окна, расположенные по окружности другого цилиндра. Для получения фазы дополнительной зарядки кинематические соотношения подбираются так, чтобы продувочный поршень, как и в двигателе с противоположно расположенными поршнями, запаздывал в своем движении относительно выпускного. Качество процесса при этой схеме уступает качеству процесса предыдущих схем вследствие потерь в сечении между цилиндрами, а также вследствие изменения направления движения воздуха.

Кроме перечисленных схем, имеются и другие, представляющие собой в большинстве случаев видоизменения или сочетания предыдущих.

#### § 4 ИСХОДНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРОЦЕССА ГАЗООБМЕНА

Решение задачи о расчете процессов газообмена быстроходного двигателя (в особенности двухтактного) в общем виде представляет огромные трудности. В этом случае следует обращаться к дифференциальным уравнениям движения, уравнениям неразрывности и состояния:

$$\left. \begin{aligned} \omega \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial \omega}{\partial t} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}; \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \omega \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial \omega}{\partial x} &= 0; \\ p &= c\rho^n, \end{aligned} \right\} \quad (217)$$

где  $p$  — давление;

$\rho$  — плотность;

$\omega$  — скорость газа;

$x$  — координата, характеризующая положение движущейся частицы газа;

$n$  — показатель политропы;

$t$  — время

Уравнения использованы рядом исследователей при установлении зависимостей, касающихся процессов в цилиндре, выпускной и подводящей системах

Наиболее актуальным (и в то же время сложным) является установление влияния ускоренных масс газа при процессе выпуска в двухтактных двигателях.

Уравнение движения можно переписать в следующем виде:

$$\omega \frac{d\omega}{dx} dx + \frac{d\omega}{dt} dx = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} dx.$$

Интегрируя вдоль линии тока и считая  $\frac{d\omega}{dt}$  не зависящим от координаты  $x$ , получаем

$$\frac{\omega^2}{2} + l \frac{d\omega}{dt} = -g \int_{p_1}^{p_2} v dp, \quad (218)$$

где  $l$  — в простейшем случае длина трубопровода;

$v$  — удельный объем;

$\omega$  — относится к крайнему сечению, например, сечению  $\Gamma\Gamma$  или  $ББ$  на фиг. 90:

$p_1 - p_2$  — перепад давлений между соответствующими сечениями (цилиндр — выпускная система или подводящая система — цилиндр).

Использование уравнения (218) для построения расчетных формул представляет большие трудности.

Обычно расчет основных фаз процесса, связанный с определением размеров проходных сечений органов распределения, проводится по уравнениям установившегося движения.

Как известно, аналитически это выражается в том, что производные от скорости и давления по времени равны нулю.

Таким образом, уравнение (218) принимает вид

$$\frac{\omega^2}{2} = -g \int_{p_1}^{p_2} v dp,$$

отсюда при адиабатическом процессе расширения при выпуске (для подкритической области истечения)

$$w = \sqrt{-2g \int_{p_1}^{p_2} v dp} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p v \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$

Применение уравнений установившегося движения допустимо в первом приближении при условии построения расчета, учитывающего все основные фазы процесса, и при введении в расчетные формулы опытных коэффициентов.

Принимая процесс расширения газа при истечении из области с давлением  $p$  в область с давлением  $p_p$  адиабатическим и используя термодинамические зависимости, можно получить известное уравнение секундного расхода газа, являющееся исходным для вывода расчетных соотношений:

$$G_{сек} = \frac{\mu f w}{v_p} = \mu f \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_p}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_p}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \sqrt{\frac{p}{v}},$$

где  $f$  — площадь сечения органов распределения;

$\mu$  — коэффициент истечения;

$v$  и  $v_p$  — удельные объемы газа соответственно давлениям  $p$  и  $p_p$ .

Для надкритической области истечения выражение расхода газа упрощается:

$$G_{сек} = \mu f \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2gk}{k+1}} \sqrt{\frac{p}{v}}.$$

Расчет распределения сводится к подбору сечений и время-сечений органов распределения, обеспечивающих своевременный и полный выпуск продуктов сгорания и впуск заданного количества воздуха или горючей смеси.

В двухтактных двигателях можно различать следующие основные фазы процесса газообмена:

а) свободный выпуск (выпуск до начала продувки), первая часть которого (по времени) представляет собой предварение выпуска;

б) принудительный выпуск и наполнение (продувка);

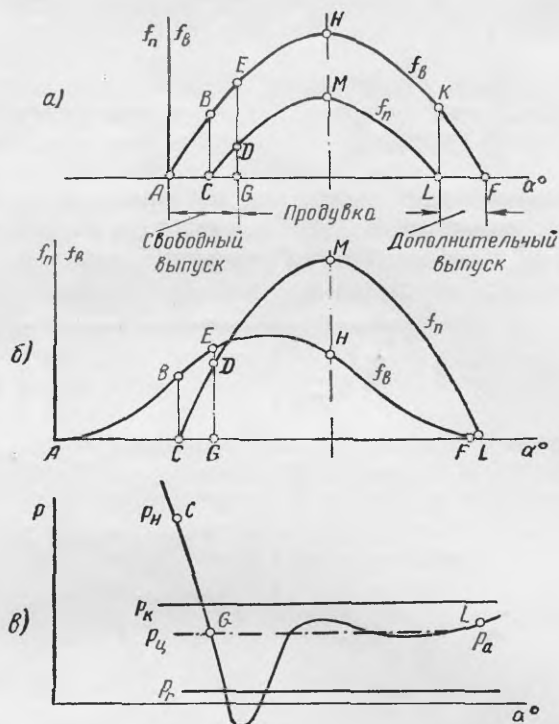
в) дополнительная зарядка (дозарядка) или при петлевых схемах дополнительный выпуск.

На фиг. 93 приведены типичные диаграммы площадей открытия органов распределения двухтактных двигателей для щелевой петлевой продувки (фиг. 93, а) и клапанно-щелевой (фиг. 93, б) и указаны основные точки, определяющие начало и конец той или иной фазы процесса. На фиг. 93, в показана также кривая изменения давления в цилиндре.

Предварение выпуска определяется началом открытия выпускных (точка А) и началом открытия продувочных (точка С) органов. Процесс свободного выпуска заканчивается значительно позже.

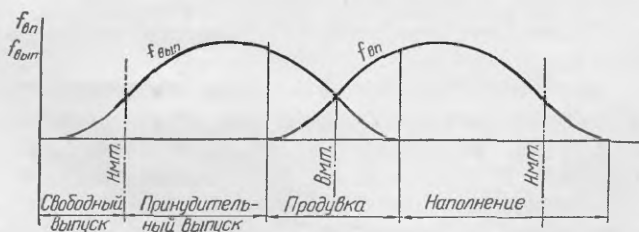
Условимся считать, как обычно, при построении расчетных формул, что процесс продувки — принудительного выпуска — протекает при постоянных давлениях  $p_k$  в ресивере,  $p_c$  в цилиндре и  $p_p$  в выпускной системе. Примем, что начало процесса продувки — наполнения (конец процесса свободного выпуска) соответствует падению давления в цилиндре до величины  $p_c$  (точка G). Значение  $p_c$  близко к величине давления в цилиндре во время второй части процесса продувки, когда изменение давления во времени относительно невелико и процесс приближается часто по характеру

протекания к установившемуся движению. Одновременно укажем, что перед-ко давление  $p_u$  близко по своему значению к давлению начала сжатия  $p_a$  (для прямоточных схем — точка  $L$ ).



Фиг. 93. Изменение площадей открытия органов распределения и величины давления в цилиндре по углу поворота кривошипа двухтактного двигателя.

Распределение перепадов давлений между продувочными ( $p_k - p_u$ ) и выпускными ( $p_u - p_p$ ) органами близко к распределению таковых при



Фиг. 94. Изменение площадей открытия органов распределения по углу поворота кривошипа четырехтактного двигателя.

продувании двигателя в холодном состоянии, когда проще измерить давления. Влияние абсолютных значений давлений на распределение перепадов, как показывают эксперименты, не является решающим. На графиках фиг. 93 площади представляют собой в масштабе:

- $ACB$  — время-сечение предварения выпуска;
- $AGE$  — полное время-сечение свободного выпуска;
- $GDML$  — время-сечение продувки — наполнения;

*ГЕНКЛ* или *ГЕНФ* — время-сечение принудительного выпуска;

*ЛКФ* (фиг. 93, *а*) — время-сечение дополнительного выпуска.

В современных быстроходных двухтактных двигателях с прямоочными клапанно-щелевыми схемами распределения период, соответствующий фазе дополнительной зарядки, нередко отсутствует.

В четырехтактном двигателе целесообразно различать следующие основные фазы процессов газообмена (фиг. 94).

а) свободный выпуск (предварение выпуска), заканчивающийся при положении поршня в н. м. т.;

б) принудительный выпуск;

в) продувка (наполнение — принудительный выпуск);

г) наполнение (зарядка и дозарядка).

## § 5. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СВОБОДНОГО ВЫПУСКА

Схематизируя и упрощая явления, можно представить свободный выпуск как процесс истечения при условиях изменяющегося давления  $p$  в цилиндре, а также изменяющегося сечения выходных отверстий (выпускных окон или клапанов). В соответствии с ходом поршня изменяется также и объем цилиндра, из которого происходит истечение. Сказанное относится как к двухтактным, так и к четырехтактным двигателям.

Задачей исследования является установление зависимости между основными параметрами процесса и время-сечением выпуска, необходимым для снижения давления в цилиндре в результате выпуска продуктов сгорания до величины, обеспечивающей хорошее качество протекания газообмена после открытия продувочных окон.

Температура в цилиндре в исследуемой фазе процесса обычно колеблется в пределах  $500\text{—}1200^\circ\text{C}$ , что соответствует значениям показателя адиабаты  $k$  в пределах  $1,32\text{—}1,29$ .

За бесконечно малый элемент времени  $dt$  из цилиндра вытекает количество газа

$$dG = \mu f_g \psi \sqrt{\frac{p}{v}} dt, \quad (219)$$

где  $p$  и  $v$  — соответственно давление и удельный объем газа в цилиндре;  $\psi$  — величина, зависящая в общем случае от отношений давлений ( $p_p$  и  $p$ ).

В подкритической области

$$\psi = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left[ \left(\frac{p_p}{p}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_p}{p}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}.$$

В надкритической области

$$\psi = \psi_{\max} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2gk}{k+1}};$$

при  $k = 1,3$   $\psi_{\max} = 2,09$ .

Вытекшее количество продуктов сгорания также можно выразить как разность начального веса  $G_0$  газа в цилиндре и оставшегося количества  $G$  после истечения за  $t$  сек. При этом за начальный момент может быть принят любой момент времени, с которого и ведется в таком случае отсчет:

$$G_g = G_0 - G,$$

отсюда

$$dG_g = d(G_0 - G) = -dG$$

или

$$dG_g = -d\left(\frac{V}{v}\right),$$

где  $V$  — объем цилиндра в данный момент.

Таким образом,

$$-d\left(\frac{V}{v}\right) = \mu f_g \psi \sqrt{\frac{p}{v}} dt. \quad (220)$$

Предполагая, что процесс расширения в цилиндре следует закону политропы с показателем  $m$ , можно выразить  $v$  через  $p$  и начальные параметры состояния по уравнению

$$pv^m = p_0 v_0^m,$$

откуда

$$v = \left(\frac{p_0 v_0^m}{p}\right)^{\frac{1}{m}} = \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{m}} v_0$$

и далее

$$\frac{p}{v} = \frac{p}{v_0} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}} = \frac{p_0}{v_0} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{1+\frac{1}{m}}.$$

Подставив полученные выражения для  $\frac{p}{v}$  и  $v$  в уравнение (220), получим

$$\mu f_g \psi \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{2} + \frac{1}{2m}} dt = -\frac{1}{v_0} d\left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}} V\right].$$

После дифференцирования и умножения обеих частей уравнения на  $\frac{v_0}{V} \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{m}}$ , получим следующее равенство:

$$\frac{\mu f_g \psi}{V} \sqrt{p_0 v_0} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} dt = -\frac{1}{m} \frac{1}{\frac{p}{p_0}} d\left(\frac{p}{p_0}\right) - \frac{dV}{V}.$$

Решение относительно  $\frac{f_g dt}{V}$  дает

$$\frac{f_g dt}{V} = -\frac{1}{m \mu \sqrt{p_0 v_0}} \frac{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}}}{\psi} d\left(\frac{p}{p_0}\right) - \frac{1}{\mu \sqrt{p_0 v_0}} \frac{1}{\psi \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}}} \frac{dV}{V}.$$

После интегрирования выражение принимает вид

$$A_0 = \int \frac{I_0 dt}{V} = -\frac{1}{m\mu \sqrt{p_0 v_0}} \int \frac{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}}}{\psi} d\left(\frac{p}{p_0}\right) - \\ - \frac{1}{\mu \sqrt{p_0 v_0}} \int \frac{1}{\psi \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}}} \frac{dV}{V}. \quad (221)$$

Интегрирование можно распространить на любой период времени, соответствующий протеканию свободного выпуска, характеризующийся конечным давлением  $p_x$  и объемом  $V_x$ . Для двухтактных двигателей обычно интегрирование распространяется или на период предварения выпуска, т. е. на процесс до открытия продувочных окон, или на весь процесс выпуска до момента начала продувки (полный период свободного выпуска). За этот момент, как было указано выше, можно условно принять момент, соответствующий значению давления в цилиндре, равному некоторой величине  $p_u$ , которая считается постоянной во время продувки.

Как показали подсчеты, особой погрешности в результатах не будет, если в левой части равенства (221) считать  $V$  постоянным, равным среднему арифметическому крайних значений

$$V_{cp} = \frac{V_b + V_x}{2}.$$

Применительно к предварению выпуска

$$V_{cp} = \frac{V_b + V_n}{2},$$

где  $V_b$  — объем цилиндра в начале открытия выпускных органов;  
 $V_n$  — объем цилиндра в начале открытия продувочных окон.  
Для выпуска до начала продувки

$$V_{cp} = \frac{V_b + V_n}{2},$$

где  $V_n$  — объем цилиндра, соответствующий началу продувки.

Очистка цилиндра от продуктов сгорания происходит, как это было сказано выше, по двум законам истечения, соответственно наличию надкритической и подкритической областей. Рассматривая период времени, включающий обе стадии выпуска, можно переписать равенство (221), разбив первый интеграл в правой части на два и вставив соответствующие пределы интегрирования, а вместо  $p_0$  и  $v_0$  — начальные параметры фаз процесса:  $p_b$  и  $v_b$ ,  $p_{кр}$  и  $v_{кр}$ . Величину  $\psi_{max}$  считаем постоянной.

Второй интеграл правой части исследуемого равенства не разбивается в проводимом исследовании на два вследствие того, что подстановка  $\psi_{max}$

вместо  $\psi$  в подкритической области для этого слагаемого не окажет существенного влияния на конечный результат:

$$\begin{aligned} \frac{1}{V} \int_{t_b}^{t_x} f_g dt &= - \frac{1}{\mu m \phi_{\max} \sqrt{p_b v_b}} \int_1^{\frac{p_{кр}}{p_b}} \left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d\left(\frac{p}{p_b}\right) - \\ &- \frac{1}{\mu m \sqrt{p_{кр} v_{кр}}} \int_1^{\frac{p_x}{p_{кр}}} \frac{1}{\psi} \left(\frac{p}{p_{кр}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d\left(\frac{p}{p_{кр}}\right) - \\ &- \frac{1}{\mu \phi_{\max} \sqrt{p_b v_b}} \int_{V_b}^{V_x} \frac{1}{\left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}}} \frac{dV}{V} = A' + A'' + A'''. \end{aligned} \quad (222)$$

Для полного процесса выпуска до начала продувки необходимо заметить верхние пределы интегрирования  $t_x$ ,  $\frac{p_x}{p_{кр}}$  и  $V_x$  на  $t_n$ ,  $\frac{p_n}{p_{кр}}$  и  $V_n$ , где индекс  $n$  относится к началу продувки;  $A'$ ,  $A''$  и  $A'''$  обозначают последовательно слагаемые правой части последнего уравнения.

Для определения время-сечения первой фазы процесса, соответствующей надкритическому периоду, необходимо проинтегрировать выражение, входящее в первое слагаемое, в указанных пределах:

$$\begin{aligned} \int_1^{\frac{p_{кр}}{p_b}} \left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d\left(\frac{p}{p_b}\right) &= \left[ \frac{1}{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} \left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} \right] = \\ &= - \frac{2m}{m-1} \left[ \left(\frac{p_{кр}}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} - 1 \right] = - \frac{2m}{m-1} \left[ \left(\frac{p_b}{p_p} \frac{p_p}{p_{кр}}\right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} - 1 \right]. \end{aligned}$$

Как известно из термодинамики,

$$\frac{p_{кр}}{p_p} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

В результате подстановки этого соотношения в предыдущее выражение, последнее примет вид

$$\int_1^{\frac{p_{кр}}{p_b}} \left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d\left(\frac{p}{p_b}\right) = - \frac{2m}{m-1} \left[ \left(\frac{p_b}{p_p}\right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1} \left(\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}\right)} - 1 \right].$$



В том случае, если рассматривается период предварения выпуска, когда подкритическая область истечения отсутствует ( $\rho_x = \rho_n > \rho_{кр}$ ), первый интеграл правой части равенства (221) не разбивается на два:

$$\int_{\frac{\rho_b}{\rho_n}}^{\frac{\rho_n}{\rho_b}} \left(\frac{\rho}{\rho_b}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d\left(\frac{\rho}{\rho_b}\right) = -\frac{2m}{m-1} \left[ \left(\frac{\rho_n}{\rho_b}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} - 1 \right].$$

Таким образом, первое из слагаемых правой части равенства (222) можно написать так:

$$A' = \frac{2}{\mu(m-1)\psi_{\max}\sqrt{\rho_b\nu_b}} \left[ \left(\frac{\rho_b}{\rho_p}\right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1} \left(\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}\right)} - 1 \right]$$

или при

$$\rho_x = \rho_n > \rho_{кр}$$

$$A' = \frac{2}{\mu(m-1)\psi_{\max}\sqrt{\rho_b\nu_b}} \left[ \left(\frac{\rho_b}{\rho_n}\right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} - 1 \right],$$

Второе слагаемое  $A''$  относится к подкритической фазе процесса выпуска. Интегрирование проводится в пределах от 1 до  $\frac{\rho_x}{\rho_{кр}}$ .

Можно преобразовать указанное слагаемое таким образом, чтобы подинтегральное выражение являлось функцией  $\frac{\rho_p}{\rho}$  (так как  $\psi$  является функцией этого отношения):

$$\frac{\rho}{\rho_{кр}} = \frac{\rho}{\rho_p} \frac{\rho_p}{\rho_{кр}}, \quad (223)$$

$$d\left(\frac{\rho}{\rho_{кр}}\right) = d\left[\left(\frac{\rho_p}{\rho}\right)^{-1} \frac{\rho_p}{\rho_{кр}}\right] = -\left(\frac{\rho_p}{\rho}\right)^{-2} \frac{\rho_p}{\rho_{кр}} d\left(\frac{\rho_p}{\rho}\right). \quad (224)$$

Если теперь возвести обе части равенства (223) в степень  $\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}$  и умножить на  $\frac{1}{\psi}$  и на уравнение (224), то подинтегральное выражение получит следующий вид:

$$\frac{1}{\psi} \left(\frac{\rho}{\rho_{кр}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d\left(\frac{\rho}{\rho_{кр}}\right) = -\frac{1}{\psi} \left(\frac{\rho_p}{\rho_{кр}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} \left(\frac{\rho_p}{\rho}\right)^{-\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} d\left(\frac{\rho_p}{\rho}\right).$$

Таким образом, интеграл, входящий в слагаемое  $A''$ , можно представить так:

$$\begin{aligned}
 & - \int_{\frac{p_p}{\rho_{кр}}}^{\frac{p_p}{\rho_x}} \frac{1}{\psi} \left( \frac{p_p}{\rho_{кр}} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} \left( \frac{p_p}{\rho} \right)^{-\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} d \left( \frac{p_p}{\rho} \right) = \\
 & = - \left( \frac{p_p}{\rho_{кр}} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} \int_{\frac{p_p}{\rho_{кр}}}^{\frac{p_p}{\rho_x}} \frac{1}{\psi} \left( \frac{p_p}{\rho} \right)^{-\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} d \left( \frac{p_p}{\rho} \right) = - \left( \frac{p_p}{\rho_{кр}} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} Z.
 \end{aligned}$$

Интеграл  $Z$  не может быть взят в замкнутой форме. Обыкновенно это делается графически или при помощи разложения в ряд.

На фиг. 95 дана зависимость  $Z$  от  $\frac{p_p}{\rho_x}$  для значений  $m = k = 1, 3$ . Как видно, закон изменения  $Z$  близок к прямолинейному. С достаточной степенью точности он может быть выражен формулой

$$Z = 0,715 \frac{p_p}{\rho_x} - 0,387. \quad (225)$$

Второе слагаемое уравнения (222) можно переписать в следующем виде:

$$A'' = \frac{1}{\mu m \sqrt{\rho_{кр} v_{кр}}} \left( \frac{p_p}{\rho_{кр}} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} Z = \frac{1}{\mu m \sqrt{RT_{кр}}} \left( \frac{p_{кр}}{\rho_p} \right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} Z$$

и далее

$$A'' = \frac{1}{\mu m \sqrt{RT_{кр}}} \left[ \frac{k+1}{2} \right]^{\left( \frac{k}{k-1} \right) \left( \frac{1}{2} - \frac{1}{2m} \right)} Z.$$

Ввиду того, что процесс истечения протекает по политропе,  $T_{кр}$  можно связать с температурой начала выпуска  $T_b$  соотношением

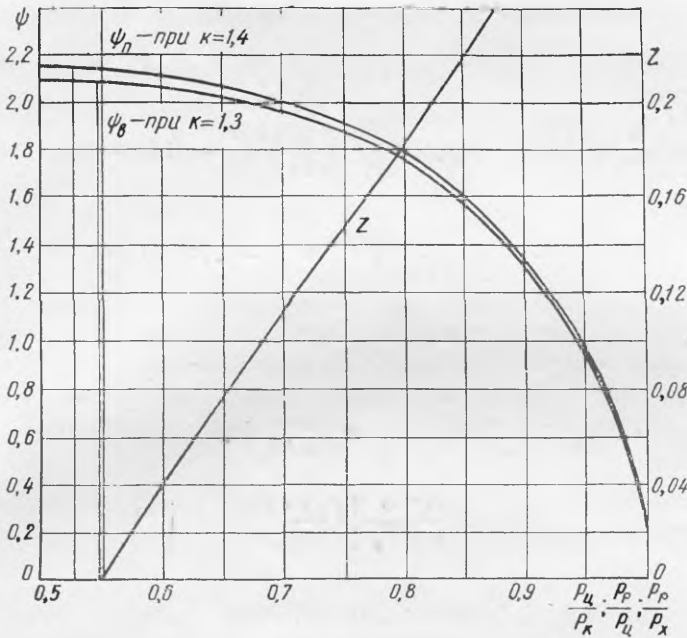
$$\begin{aligned}
 T_{кр} &= T_b \left( \frac{p_{кр}}{p_b} \right)^{\frac{m-1}{m}} = T_b \frac{\left[ p_p \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right]^{\frac{m-1}{m}}}{p_b^{\frac{m-1}{m}}} = \\
 &= T_b \left( \frac{p_p}{p_b} \right)^{\frac{m-1}{m}} \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1} \frac{m-1}{m}}.
 \end{aligned}$$

Таким образом, после подстановки выражения  $T_{кр}$  в уравнение для  $A''$  и замены газовой постоянной  $R$  на 29,3 получим следующую формулу:

$$A'' = \frac{0,185}{\mu m \sqrt{T_b}} \left( \frac{p_b}{p_p} \right)^{\frac{m-1}{2m}} Z.$$

Слагаемым  $A'''$  равенства (222) учитывается изменение объема цилиндра за процесс. Входящий в это слагаемое множителем интеграл может быть вычислен приближенно. Имея в виду, что при значении  $m$  от 1 до 1,5 и  $\frac{p_b}{p}$  от 1 до 5 величина  $\frac{1}{\left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{1}{2}} \frac{1}{2} \frac{1}{2m}}$  колеблется в пределах от 1 до 1,08, без особой погрешности можно считать ее постоянной, равной 1,04.

Сравнение результатов расчета по предлагаемому способу с результатами расчетов, основанных на более точном исчислении данного слагаемого, не показывает заметных расхождений.



Фиг. 95. Зависимость величин  $\psi_n$  и  $\psi_\beta$  от отношения  $\frac{p_u}{p_k}$  или соответственно от отношения  $\frac{p_p}{p_x}$ , а также величины  $Z$  от значения  $\frac{p_p}{p_x}$ .

Таким образом, соотношение для  $A'''$  можно написать в следующем виде:

$$A''' = - \frac{1,04}{\mu \psi_{\max} \sqrt{\rho_b v_b}} \ln \frac{V_x}{V_b}$$

В результате проведенного исследования, после суммирования  $A'$ ,  $A''$  и  $A'''$ , использования характеристического уравнения и преобразований получается формула для определения время-сечения рассматриваемого периода процесса:

$$A_0 = \int_{t_b}^{t_x} f_a dt = \frac{0,37V}{\mu \sqrt{T_b}} \left[ \left[ \left( \frac{p_b}{p_p} \right)^{\frac{m-1}{2m}} \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1} \frac{1-m}{2m}} - 1 \right] \frac{1}{(m-1) \psi_{\max}} + \right. \\ \left. + \frac{0,5}{m} \left( \frac{p_b}{p_p} \right)^{\frac{m-1}{2m}} Z - \frac{0,51}{\psi_{\max}} \ln \frac{V_x}{V_b} \right], \tag{226}$$

где  $Z$  определяется из соотношения (225).

В быстроходных двигателях процесс предварения выпуска обычно заканчивается при давлении в цилиндре выше критического по отношению к выпускной системе. Таким образом, для периода предварения выпуска при отсутствии подкритической области предыдущая формула может быть написана так:

$$A_0 = \int_{t_b}^{t_n} f_a dt = \frac{0,37V}{\mu\phi_{\max} V T_b} \left[ \frac{\left(\frac{p_b}{p_n}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1}{m-1} - 0,51 \ln \frac{V_n}{V_b} \right]. \quad (227)$$

При подстановке  $m = k = 1,3$ ,  $p_x = p_u$  и  $V_x = V_n$  последние формулы принимают вид

$$A_0 = \frac{V}{\mu V T_b} \left\{ \left[ 0,496 + 0,102 \frac{p_p}{p_u} \right] \left(\frac{p_b}{p_p}\right)^{0,115} - 0,59 - 0,09 \ln \frac{V_n}{V_b} \right\}; \quad (228)$$

$$A = \frac{V}{\mu V T_b} \left[ \left(\frac{p_b}{p_n}\right)^{0,115} - 1 - 0,153 \ln \frac{V_n}{V_b} \right]. \quad (229)$$

В том случае, когда изменение объема цилиндра за процесс выпуска незначительно, формулы (228) и (229) упрощаются:

$$A_0 = \frac{0,59V}{\mu V T_b} \left[ \left( 0,496 + 0,102 \frac{p_p}{p_n} \right) \left(\frac{p_b}{p_p}\right)^{0,115} - 0,59 \right],$$

$$A = \frac{0,59V}{\mu V T_b} \left[ \left(\frac{p_b}{p_n}\right)^{0,115} - 1 \right].$$

Формулы (228) и (229) можно представить в другом виде:

$$p_u = \frac{0,102 p_p}{\left( \frac{\mu V T_b}{V} \int f_a dt + 0,59 + 0,09 \ln \frac{V_n}{V_b} \right) \left(\frac{p_p}{p_b}\right)^{0,115} - 0,496}, \quad (230)$$

$$p_n = \frac{p_b}{\left[ \frac{\mu V T_b}{0,59V} \int f_a dt + 0,153 \ln \frac{V_n}{V_b} + 1 \right]^{0,115}}. \quad (231)$$

Температура конца свободного выпуска определяется из уравнения политропы расширения

$$T_n = \left(\frac{p_u}{p_b}\right)^{\frac{m-1}{m}} T_b.$$

Весовое количество газов  $G_{a0}$ , вытекающих из цилиндра за период выпуска до начала продувки, наиболее просто определить как разность весов газа в цилиндре в начале и в конце периода свободного выпуска:

$$G_0 = \frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_u V_n}{RT_n}.$$

Для проведения расчета рассматриваемой фазы процесса необходимо располагать значениями давления температуры  $T_b$  конца расширения, коэффициента  $\mu$  и показателя политропы расширения в цилиндре  $m$ .

Значения  $p_b$  можно оценивать на основании опытных данных или определять из теплового расчета.

Для продувки с выпуском через окна при режиме максимальной мощности  $p_b = 4 \div 6 \text{ кг/см}^2$ . Большие (из указанных) значения относятся к высоким значениям давления сгорания  $p_z$  и степени предварительного расширения  $\rho$ , к малым значениям степени последующего расширения  $\delta$  и показателя политропы расширения  $n_2$ .

Для продувки с выпуском через клапаны  $p_b = 6 \div 9 \text{ кг/см}^2$ .

На значения  $p_b$  и  $T_b$  влияют система смесеобразования, характер протекания процесса сгорания и величина степени сжатия.

Температуру  $T_b$  трудно определить опытным путем. Для двухтактных двигателей имеется меньше связей, чем для четырехтактных, по которым можно вычислять параметры начала сжатия, вследствие чего трудно определять температуры начала сжатия  $T_a$  и, следовательно,  $T_b$  расчетным путем.

Все это снижает точность определения  $T_b$ . Ошибка в оценке  $T_b$ , однако, сравнительно мало влияет на точность расчета. Ориентировочно можно считать

$$T_b = 1000 \div 1600^\circ \text{ абс.}$$

Цифры верхнего предела относятся к высоким значениям температуры сгорания  $T_z$  и степени предварительного расширения  $\rho$  и малым значениям степени последующего расширения  $\delta$  и  $n_2$ . Для двигателей с клапанно-щелевой продувкой значения  $T_b$  выше, чем для двигателей с выпуском через щели.

Показатель политропы расширения  $m$  можно брать равным 1,3. Однако значение  $m$  бывает равным 1,2 и даже ниже, особенно, если учитывать палочные догорания.

При проведении расчета, который обычно является поверочным, определяется величина  $p_x$ , а также время-сечение выпуска до начала продувки.

Выведенные выше соотношения справедливы и для четырехтактных двигателей. В этом случае величина  $p_x$  (или соответственно  $p_n$  или  $p_u$ ) — давление в цилиндре при заданном положении поршня при движении его к н. м. т.; то же относится и к объему цилиндра  $V_x$  (или соответственно  $V_n$ ,  $V_u$ ).

Таким образом, формула (230) для подкритической области и (231) для надкритической принимают вид

$$p_x = \frac{0,102 p_D}{\left( \frac{\mu \sqrt{T_b}}{V} \int f_{\sigma} dt + 0,59 + 0,09 \ln \frac{V_x}{V_b} \right) \left( \frac{p_D}{p_b} \right)^{0,115} - 0,496}, \quad (232)$$

$$p_x = \frac{p_b}{\left[ \frac{\mu \sqrt{T_b}}{0,59V} \int f_{\sigma} dt + 0,153 \ln \frac{V_x}{V_b} + 1 \right]^{0,115}}; \quad (233)$$

где

$$V = \frac{V_b + V_x}{2}.$$

Температуру подсчитывают по уравнению политропического расширения.

### § 6. РАСЧЕТ ПРОДУВКИ — НАПОЛНЕНИЯ И ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ВЫПУСКА В ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Как было отмечено выше, в двухтактных двигателях процесс продувки и наполнения цилиндра воздухом начинается несколько позже выравнивания давления в цилиндре и ресивере. Если считать, что процесс протекает при наличии постоянного по времени и объему давления в цилиндре  $p_u$ , ресивере  $p_k$  и выпускной системе  $p_p$ , нетрудно установить простые зависимости время-сечения открытия продувочных и выпускных органов с основными параметрами процесса.

Из уравнения расхода воздуха за элемент времени  $dt$  можно получить

$$f_n dt = \frac{dG}{\mu_n \psi_n \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}},$$

где  $\mu_n$  — коэффициент расхода, отнесенный к процессу продувки и зарядки;  
 $f_n$  — площадь сечения;

$$\psi_n = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_u}{p_k} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_u}{p_k} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}.$$

Зависимость  $\psi_n$  от  $\frac{p_u}{p_k}$  дана на фиг. 95. После интегрирования выражения для  $f_n dt$  получим

$$\int f_n dt = \frac{G}{\mu_n \psi_n \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}}. \quad (234)$$

Весовое количество воздуха  $G$ , затрачиваемого на продувку и зарядку цилиндра и зависящее от типа продувки, конструкции двигателя, размеров распределительных органов и давления продувки, выразится так:

$$G = V_h \gamma_0 \varphi_0,$$

где  $V_h$  — рабочий объем цилиндра;

$\gamma_0$  — удельный вес воздуха в условиях окружающей среды;

$\varphi_0$  — коэффициент избытка продувочного воздуха.

После подстановки вместо  $G$  в формулу (234) последнего выражения и замены  $p_k$  из характеристического уравнения получим следующую зависимость:

$$\int f_n dt = \frac{V_h \gamma_0 \varphi_0}{\mu_n \psi_n \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}} = \frac{V_h \gamma_0 \varphi_0 \sqrt{RT_k}}{\mu_n \psi_n p_k}. \quad (235)$$

Если отнести удельный вес и коэффициент избытка продувочного воздуха к условиям на впуске, формула принимает следующий вид:

$$\int f_n dt = \frac{V_h \gamma_k \varphi_k \sqrt{RT_k}}{\mu_n \psi_n p_k} = \frac{V_h \varphi_k}{\mu_n \psi_n \sqrt{RT_k}}, \quad (236)$$

где  $\gamma_k$  и  $\varphi_k$  — соответственно удельный вес и коэффициент избытка продувочного воздуха, отнесенные к состоянию в ресивере ( $p_k, T_k$ ) или, точнее, в камере (см. фиг. 90).

По формулам (235) или (236) можно определить значение  $\psi_n$  и, следовательно, давление  $p_u$  при известных величинах  $\varphi_0, \varphi_k, p_k, T_k, \mu_n$  и время-

сечении  $\int f_n dt$ , которое в дальнейшем обозначено через  $A_1$ . Искомой величиной может быть и  $A_1$ . Для облегчения подсчета целесообразно пользоваться диаграммой фиг. 95 (верхняя кривая).

Соотношение, связывающее время-сечение выпускных органов двухтактных двигателей во время принудительного выпуска с основными параметрами процесса, выводится так же, как и для продувочных органов, на основании уравнения расхода

$$G_r = \mu_s \psi_s \sqrt{\frac{p_u}{v_u}} \int f_s dt, \quad (237)$$

где

$$\psi_s = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_p}{p_u} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_p}{p_u} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}.$$

Если обозначить количество остаточных газов через  $G_r$ , то количество воздуха и газов в цилиндре к концу продувки — наполнения

$$G_a = V_h \gamma_k \varphi_k \eta_u + G_r,$$

где  $\eta_u$  — степень использования продувочного воздуха.

Такое же количество продуктов сгорания находится в цилиндре к моменту начала выпуска при условии пренебрежения количеством впрыснутого топлива.

К началу процесса продувки — наполнения вес газов в цилиндре

$$G_n = G_a - G_{s0},$$

где  $G_{s0}$  — вес газов, вытекших за период свободного выпуска, может быть найден из выражения

$$G_{s0} = \frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_u V_n}{RT_n}.$$

Таким образом, количество газов, вытекающих за период принудительного выпуска,

$$G_s = G_n - G_r + (1 - \eta_u) V_h \gamma_k \varphi_k = V_h \gamma_k \varphi_k \eta_u + \\ + G_r - G_{s0} - G_r + (1 - \eta_u) V_h \gamma_k \varphi_k = V_h \gamma_k \varphi_k - G_{s0}.$$

После подстановки полученного выражения в уравнение (237) и решения его относительно  $\int f_s dt$  получим

$$\int f_s dt = \frac{V_h \gamma_k \varphi_k - G_{s0}}{\mu_s \psi_s \sqrt{\frac{p_u}{v_u}}} = (V_h \gamma_k \varphi_k - G_{s0}) \frac{\sqrt{RT_u}}{\mu_s \psi_s p_u}, \quad (238)$$

где  $T_u$  — средняя за процесс (условная) температура в цилиндре.

В первом приближении можно считать

$$V_n \approx V_h.$$

Температура в начале продувки

$$T_n = T_b \left( \frac{p_u}{p_b} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

В уравнении (238) произведение  $\gamma_k \varphi_k$  может быть заменено на  $\gamma_0 \varphi_0$ .

Определение значения  $T_p$  связано с гипотезами о характере протекания процесса продувки в цилиндре и весьма сложно. В первом приближении допустимо принять закон изменения температуры в цилиндре во время продувки — принудительного выпуска, подчиняющимся уравнению

$$T = T_n e^{-\chi \alpha},$$

где  $\alpha$  — угол поворота кривошипа, считая от начала процесса продувки.

Коэффициент  $\chi$  определяется по известной температуре конца процесса очистки — наполнения, обычно равной или близкой к температуре начала сжатия  $T_a$ .

Обозначая через  $\alpha_n$  угол поворота кривошипа, соответствующий протеканию процесса продувки, получаем

$$T_a = T_n e^{-\chi \alpha_n},$$

откуда

$$-\chi \alpha_n = \ln \frac{T_a}{T_n}.$$

$T_u$  определяется делением площади кривой  $T$  на  $\alpha_n$ :

$$T_u = \frac{\int_0^{\alpha_n} T_n e^{-\chi \alpha} d\alpha}{\alpha_n} = \frac{T_n (1 - e^{-\chi \alpha_n})}{\chi \alpha_n},$$

откуда

$$\dot{T}_u = -T_n \frac{1 - e^{-\chi \alpha_n}}{\ln \frac{T_a}{T_n}} = \frac{T_n - T_a}{\ln \frac{T_n}{T_a}}.$$

По формуле (238) можно определить время-сечение  $\int f_b dt$ , обозначенное в дальнейшем  $A_2$ .

Вследствие замены действительного процесса условным, протекающим при постоянных скоростях в органах распределения, постоянных давлениях по объему и времени в системе, приходится сталкиваться с необходимостью введения поправочных (опытных) коэффициентов для согласования расчета и практики.

Эти коэффициенты наиболее удобно рассматривать как множители  $\zeta_n$  и  $\zeta_b$  к коэффициентам  $\mu_n$  и  $\mu_b$  расхода органов распределения. Связь их с расчетными коэффициентами  $\nu_n$  и  $\nu_b$ , следовательно, выразится так:

$$\nu_n = \zeta_n \mu_n;$$

$$\nu_b = \zeta_b \mu_b.$$

Если отнести поправку к выпускным органам, то

$$\zeta_n = 1 \text{ и } \nu_n = \mu_n.$$

В этом случае отклонение процесса от действительного учитывается одним коэффициентом  $\zeta_b$ . Расчетные формулы принимают вид

$$A_1 = \frac{V_n \varphi_k}{\mu_n \phi_n \sqrt{RT_k}}; \quad (239)$$

$$\nu_b = \left[ V_n \gamma_k \varphi_k - \frac{p_b V_b}{RT_b} + \frac{p_u V_n}{RT_n} \right] \frac{\sqrt{RT_u}}{\phi_b p_u A_2}. \quad (240)$$



Средние за процесс условные скорости воздуха и газов в продувочных и выпускных органах выразятся так:

$$\omega_n = \frac{V_h \varphi_k}{A_1};$$

$$\omega_s = \frac{V_h \varphi_k}{A_0 + A_2},$$

где  $A_0 + A_2$  — полное время-сечение открытия выпускных органов.

### § 7. РАСЧЕТ ПРОДУВКИ В ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

В четырехтактных двигателях продувка применяется для очистки камеры сгорания от остаточных газов и улучшения наполнения.

Надлежащим подбором фаз распределения, обеспечивающим достаточное время-сечение органов распределения при наличии соответствующих условий на впуске и выпуске, можно значительно повысить коэффициент наполнения.

Моменты конца впуска и начала выпуска в двигателях одного и того же класса разнятся сравнительно мало. Наиболее трудно определить моменты конца выпуска и начала впуска.

Проведенные экспериментальные работы показывают, что максимальный прирост мощности двигателя за счет продувки достигает 10—14%. Кроме того, при продувке вследствие интенсивного отвода тепла от горячих точек камеры сгорания, выпускных клапанов и поршня понижается температура указанных деталей и облегчается форсирование по наддуву. Увеличение угла перекрытия клапанов более 130—140° не дает заметного улучшения наполнения и вызывает излишний расход воздуха и увеличение мощности, затрачиваемой на приводной нагнетатель.

В карбюраторных двигателях применение значительных углов перекрытия клапанов вызывает забрасывание остаточных газов во впускной трубопровод, что обуславливает необходимость применения специальных конструкций впускных трубопроводов.

При увеличении угла перекрытия клапанов уменьшаются ускорения клапанного механизма.

Для расчета время-сечения продувки (перекрытия клапанов) четырехтактного двигателя можно применить формулу, аналогичную формуле (236).

В этом случае необходимо знать, какая часть воздуха попадает в цилиндр за период продувки. Обозначая через  $z$  часть воздуха (по весу), затрачиваемую на продувку, имеем

$$\int f_n dt = \frac{z V_h \varphi_k}{\mu_n \phi_n \sqrt{RT_k}}, \quad (241)$$

где обозначение  $n$  относится к впускным органам; величина  $z$  лежит в пределах 0,1—0,3.

Решая уравнение относительно  $\varphi_k$  и учитывая, что  $\varphi_k = \eta_V \varphi$ , где  $\varphi$  — коэффициент продувки (см. § 12), получаем

$$\varphi = \mu_n \phi_n \frac{V \sqrt{RT_k}}{\eta_V} \int \frac{f_n dt}{z V_h}.$$

В уравнение (241) может быть введено вместо время-сечения  $\int f_n dt$  впускных органов время-сечение  $\int f_s dt$  выпускных органов. В этом случае формула (241) примет вид

$$\int f_s dt = \frac{z_1 V_h \varphi_k}{\mu_s \phi_s \sqrt{RT_u}}, \quad (242)$$

где  $z_1$  — часть воздуха и газов, попадающая в выпускную систему во время продувки;

$T_u$  — температура в цилиндре во время продувки.

Возможно составление расчетного уравнения с включением время-сечения  $\int f_{np} dt$ , отнесенного к приведенной площади проходных сечений  $f_{np}$ , которая может быть получена из соотношения

$$\frac{1}{f_{np}^2} = \frac{1}{\mu_n^2 f_n^2} + \frac{1}{\mu_a^2 f_a^2}.$$

В данном случае расчетная формула принимает вид

$$\int f_{np} dt = \frac{zV h \varphi_k}{\mu \psi \sqrt{RT_k}},$$

где  $\psi$  — функция отношения давлений  $\frac{p_p}{p_k}$ .

Коэффициент  $\mu$  следует рассматривать не как коэффициент расхода, а как эмпирически определяемый поправочный коэффициент. Его значения, зависящие главным образом от отношения  $\frac{p_p}{p_k}$ , колеблются в широких пределах.

Следует помнить, что в четырехтактных двигателях имеются значительно большие возможности осуществления достаточного время-сечения впуска и выпуска, чем в двухтактных. Вследствие этого потребные фазы (потребное время-сечение органов) установить экспериментальным путем значительно проще. В практике при проектировании распределения в четырехтактных двигателях расчета продувки обычно не делают.

## § 8. ПАРАМЕТРЫ ПРОДУВКИ — НАДДУВА

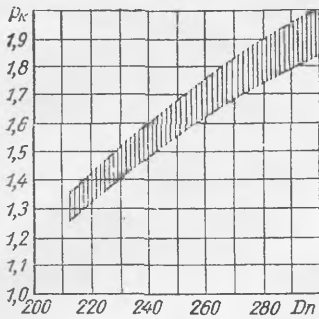
С увеличением давления продувки — наддува  $p_k$  увеличивается давление начала сжатия  $p_a$  и среднее индикаторное давление  $p_i$ . Одновременно уменьшается потребная высота продувочных окон и, следовательно, потерянная часть хода поршня. При прямой схеме продувки, связанной обычно с несимметричной диаграммой распределения, давление  $p_a$  повышается значительно. В случае повышения давления  $p_k$  при прочих равных условиях появляется необходимость повышения коэффициента избытка продувочного воздуха  $\varphi_k$  для сохранения качества процессов газообмена.

В результате повышения значений  $p_k$  и  $\varphi_k$  растет мощность, затрачиваемая на привод нагнетателя.

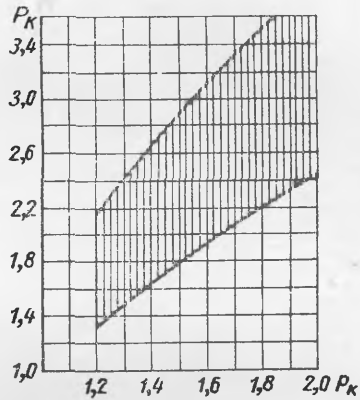
Исследования показывают, что основным фактором, влияющим на выбор давления  $p_k$ , является произведение диаметра цилиндра  $D$  на число оборотов в минуту  $n$ . На фиг. 96 приведена зависимость наиболее выгодного значения  $p_k$  от величины  $Dn$  (область между кривыми), полученная в результате исследований и данных практики для повышения  $Dn$ . Однако, несмотря на попытки установления аналитическим путем оптимальной величины  $p_k$ , нельзя считать полученные зависимости достаточно надежными, так как процессы течения воздуха и газов не подчиняются законам установившегося движения (в основу этих работ были положены именно данные законы).

Современные требования к двигателям транспортных машин вызывают необходимость выбора отношения давлений  $\frac{p_k}{p_0}$  равным 1,5—2,5 (где  $p_0$  — давление на впуске в нагнетатель) и целесообразность дальнейшего его повышения.

Двухтактный двигатель весьма неэкономичен в отношении расходования воздуха. Высокая термическая напряженность поршня, а также качество процесса очистки — наполнения являются серьезными препятствиями к снижению расхода воздуха. Некоторые двухтактные быстроходные двигатели с прямоточной схемой газораспределения характеризуются относительно низким значением коэффициента избытка продувочного воздуха. Организованный характер процессов очистки и наполнения и разделение этих двух процессов позволяют доводить значения  $\varphi_0$  до 1,2—1,25 при  $p_k$ , равном соответственно 1,5—2,0 кг/см<sup>2</sup>.



Фиг. 96. Зависимость давления  $p_k$  от величины производства  $D_n$ .



Фиг. 97. Зависимость давления  $p_n$  в цилиндре в момент открытия продувочных окон от давления  $p_k$ .

Температура  $T_k$  зависит от типа нагнетателя; при оценке ее можно пользоваться уравнением политропического изменения состояния

$$T_k = T_0 \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Ниже приведены ориентировочные значения  $n$ :

- для поршневых нагнетателей . . . . . 1,4—1,6;
- для ротагивных нагнетателей . . . . . 1,55—1,75;
- для центробежных нагнетателей . . . . . 1,8—2,0

В табл. 13 приведены значения коэффициентов расхода органов распределения, а также значения параметра  $a = \frac{p_c - p_p}{p_k - p_p}$ , определяющего часть общего перепада давлений ( $p_k - p_p$ ), теряемую в выпускных органах.

Таблица 13

Значения коэффициентов  $\mu, \mu_n, \gamma_B, a$  \*

Тип схемы распределения	$\mu$	$\mu_n$	$\gamma_B$	$a$
Прямоточная клапано-щелевая	0,6—0,8	0,7—0,75	0,8—1,2	0,5—0,9
Прямоточно-щелевая . . . . .	0,65—0,75	0,7—0,75	0,5—1,0	0,3—0,5
Петлевая . . . . .	0,65—0,75	0,7—0,75	0,3—0,7	0,4—0,75

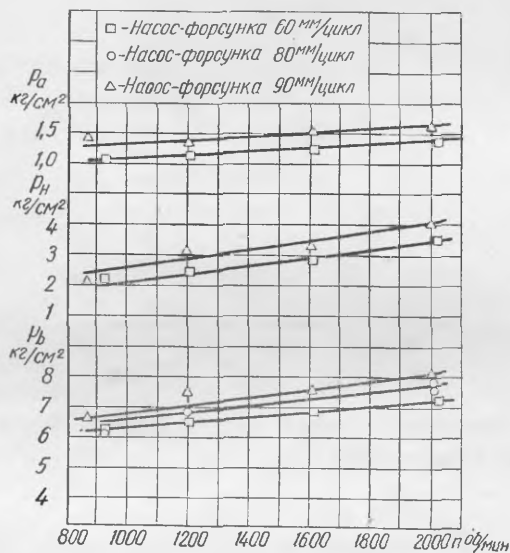
\* Вследствие относительно небольшого количества типов двухтактных быстроходных двигателей, находящихся в эксплуатации, и, следовательно, отсутствия статистических данных, приведенные значения применительно к ним должны рассматриваться как ориентировочные.

Для определения значения давления  $p_n$  в момент открытия продувочных окон можно рекомендовать пользоваться при ориентировочных расчетах для прямооточных схем диаграммой на фиг. 97, составленной автором. Заштрихованная область содержит значения  $p_n$ , встречающиеся в практике. Для контурных схем значения  $p_n$  лежат ниже этой области вследствие того, что эжектирующий эффект выпускных газов не оказывает здесь такого эффективного влияния, как при прямооточных схемах.

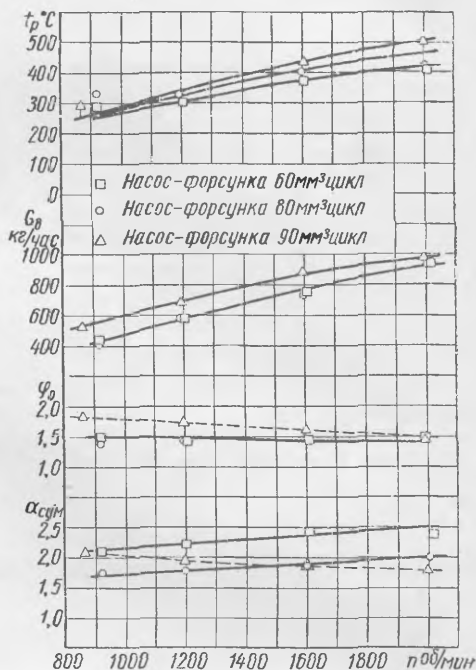
Средняя температура выпускных газов в выпускном патрубке может быть выражена приближенной эмпирической зависимостью

$$T_p = \frac{1230}{\alpha^{0,65}} \text{ } ^\circ \text{ абс.},$$

полученной путем обработки резуль-



Фиг. 98. Изменение значений  $p_b$ ,  $p_n$  и  $p_a$  по внешней характеристике для двигателя ЯАЗ-204.



Фиг. 99. Изменение параметров  $\varphi_0$ ,  $G_v$ ,  $\alpha_{сум}$  и  $t_p$  по внешней характеристике для двигателя ЯАЗ-204.

татов экспериментов с четырех- и двухтактными двигателями различной быстротходности.

Величина среднего давления  $p_c$  в цилиндре во время продувки близка к величине давления начала сжатия  $p_a$ , особенно если фаза дополнительной зарядки (или дополнительной выпуска) не продолжительна.

О значениях  $p_b$ ,  $T_b$  и  $t$  было сказано выше.

На фиг. 98 и 99 приведены кривые изменения параметров  $p_a$ ,  $p_n$ ,  $p_b$ ,  $\varphi_0$  и  $\alpha_{сум}$  по внешним характеристикам двигателя автотракторного типа ЯАЗ-204 Ярославского автомобильного завода по опытам МВТУ с насос-форсунками различной дозировки (60, 80 и 90 мм<sup>3</sup>/цикл). Значения  $\varphi_0$  лежат в пределах 1,44—1,80.

На фиг. 99 приведены также значения часового расхода воздуха  $G_v$  и температуры выпускных газов  $t_p$ .

Предел повышения давления продувки — наддува двухтактного двигателя связан, в первую очередь, более значительной, чем в четырехтактном двигателе, нагрузкой на подшипники и с тепловой напряженностью поршневой группы, а также цилиндров, их головок и выпускных клапанов. При-

**Параметры некоторых двухтактных двигателей**

Параметры двигателей	Марки двигателей и тип продувки							
	Д 16/20	2ДСП	8ДР 43/61	ЯАЗ-204	ЮМО-4	ЮМО-207	Д-100	ГМС-51
					С противоположно движущимися поршнями			
	Петлевая щелевая (кривошипно-камерная)	Петлевая щелевая		Прямоточная клапанно-щелевая	Щелевая прямоточная			Петл
Диаметр цилиндра в л. с. . . . .	15	20	250	29	120	145	200	25
Диаметр цилиндра в мм . . . . .	160	165	430	108	120	105	206,4	104,1
Длина цилиндра в мм . . . . .	200	200	610	127	210×2	160×2	254×2	104,1
Объем цилиндра в л . . . . .	4,02	4,27	89	1,162	4,75	2,75	16,95	0,885
Соотношение длины шатуна к радиусу . . . . .	3,8	3,8	4,55	4,05	3,42	—	Верхн. — 4,6, нижн. — 5,4	4,1
Мощность в л. с./л . . . . .	3,73	4,67	2,8	24	25,3	52,7	11,8	28,1
Число оборотов в минуту . . . . .	650	750	250	2000	1700	2800	810	3000
Скорость поршня в м/сек . . . . .	4,34	5,0	5,08	8,46	11,9	15	6,85	10,4
Эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	2,6	3,5	5,1	5,6	6,5	8,7	5,92	4,21
Среднее давление продувки в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	1,2	1,2	1,2	1,46	1,32	1,9	1,4	1,36
Форма окна . . . . .	Прямоугольные		—	Круглые			—	Прямоугольные
Форма органов цилиндра . . . . .	Прямоугольные		—	Два клапана	Параллелограммные			Прямоугольные
Площадь поршня в см <sup>2</sup> . . . . .	201	214	1452	91,5	113	86,5	331	85
Соотношение площади продувочных органов к площади поршня) . . . . .	0,176	0,15	0,49	0,343	0,632	0,472	0,558	0,271
Соотношение площади выпускных органов к площади поршня) . . . . .	0,3	0,28	0,4	0,17	0,748	0,687	0,485	0,235
Соотношение площади выпускных органов к площади продувочных органов . . . . .	68	69	72	85	76	64	56	83

Продолж

Марки двигателей	Марки двигателей и тип продувки								
	Д 16/20	2ДС11	8ДР 43/61	ЯАЗ-204	ЮМО-4	ЮМО-207	Д-100	ГМС-51	Грес Шт
					С противоположно движущимися поршнями				
	Петлевая щелевая (кривошипно-камерная)	Петлевая щелевая		Прямоточная клапанно-щелевая	Щелевая прямоточная			Петлевая	
и выпускных органов	68	69	72	54	76	64	56	83	8
ивошила выпуска в	—	—	—	—	10	10	15	—	—
сть открытия выпуск-	136	138	144	139	152	128	112	166	16
увочных окон в град.	52	54	62	48	56	44	40	67	6
увочных окон в град.	52	54	62	48	76	64	64	67	6
сть открытия проду-	104	108	124	96	132	108	104	134	13
ого пояса в % от хода	25	25	29	—	22,8	17,5	18,2	37	37
чного пояса в % от	15	16	21	13,6	21,4	16	15	26,5	26
родувочных окон в %	23,5	19,2	40,5	75,5	62	76,6	78	38,8	31
сти цилиндра	23,8	22,2	24	—	50,4	61,8	61,5	16,5	15
выпускных окон в %									
сти цилиндра									
$d_2$ в $см^2 град/л$	3,15	4,10	3,20	17,10	13,90	9,80	17,5	23,5	19
$d_1$ в $см^2 град/л$	13,60	12,60	6,30	9,80	20,90	20,80	14,78	25,3	22

менение высокого наддува может вызвать загорание и закоксование поршневых колец, пригорание днища и корпуса поршня.

Двухтактный двигатель с невысоким давлением продувки ( $p_k = 1,2 \div \div 1,4 \text{ кг/см}^2$ ) будет по-прежнему применяться во многих отраслях промышленности и транспорта и совершенствоваться (маломощные автомобильные, стационарные, мотоциклетные и лодочные двигатели). В установках, в которых необходимы минимальные габариты и вес при повышенной мощности двигателя, давление продувки — наддува должно быть повышенным.

Параметры ряда двухтактных двигателей приведены в табл. 14.

### § 9. РАСПОЛАГАЕМОЕ ВРЕМЯ-СЕЧЕНИЕ ОРГАНОВ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Располагаемое время-сечение определяют путем планиметрирования площадей диаграммы проходных сечений органов распределения, построенных в зависимости от угла поворота кривошипа. В том случае, когда окна имеют постоянную ширину по всей длине (считая последнюю по ходу поршня), расчет можно упростить.

Как известно, путь поршня, отсчитываемый от положения поршня в н. м. т., выражается соотношением (фиг. 100)

$$S_x = R \left( 1 - \cos \alpha - \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha \right), \quad (243)$$

где  $R$  — радиус кривошипа;

$\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

$\alpha$  — угол поворота кривошипа.

Если обозначить расстояние верхней кромки окна до кромки поршня при его положении в нижней мертвой точке через  $S_0$  (очень часто  $S_0$  равно полной длине окон), то открытая поршнем длина окна

$$S_b = S_0 - S_x.$$

Величина  $S_0$  связана с соответствующим углом поворота кривошипа

$$S_0 = R \left( 1 - \cos \alpha_2 - \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha_2 \right). \quad (244)$$

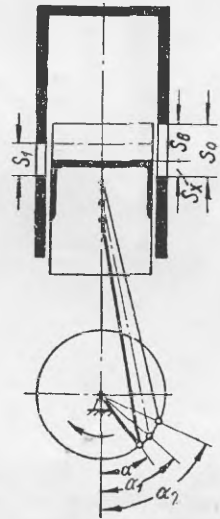
Таким образом, при суммарной ширине окон  $b$  элементарное время-сечение выражается соотношением

$$f dt = (S_0 - S_x) b dt = (S_0 - S_x) b \frac{d\alpha}{\omega},$$

где  $\omega$  — угловая скорость вращения вала.

В результате подстановки вместо  $S_x$  выражения (243) и интегрирования в пределах от  $\alpha$  до  $\alpha_2$  (фиг. 100) получается

$$\begin{aligned} A_0 = \int_{\alpha}^{\alpha_2} f dt &= \frac{b}{\omega} S_0 (\alpha_2 - \alpha) - \frac{bR}{\omega} \left[ \left( 1 - \frac{\lambda}{4} \right) (\alpha_2 - \alpha) - \right. \\ &- (\sin \alpha_2 - \sin \alpha) + \frac{\lambda}{8} (\sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha) \left. \right] = \frac{30bR}{\pi n} \left[ \left( S_0 + \frac{\lambda}{4} - 1 \right) (\alpha_2 - \alpha) + \right. \\ &\left. + (\sin \alpha_2 - \sin \alpha) - \frac{\lambda}{8} (\sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha) \right], \end{aligned}$$



Фиг. 100. Схема кривошипно-шатунного механизма и расположения окон.

где  $s_0 = \frac{S_0}{R} = \frac{2S_0}{S}$  — удвоенная часть хода поршня, соответствующая длине окон.

Если обозначить часть окружности цилиндра, занятую окнами, через  $\beta$  (где  $\beta = \frac{b}{\pi D}$ ), то после сокращений получим

$$A = 15 \frac{\beta DS}{n} \left[ \left( s_0 + \frac{\lambda}{4} - 1 \right) (\alpha_2 - \alpha) + (\sin \alpha_2 - \sin \alpha) - \frac{\lambda}{8} (\sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha) \right]. \quad (245)$$

Установленное соотношение позволяет определить располагаемое время-сечение выпуска до начала продувки, не прибегая к построению диаграммы открытия окон.

Остановимся на определении время-сечения продувочных окон, полная длина которых

$$S_1 = R \left( 1 - \cos \alpha_1 - \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha_1 \right).$$

Открытая поршнем длина их

$$S_n = S_1 - S_x.$$

Нижний предел интегрирования заменяется в данном случае с  $\alpha$  на ноль, а верхний — с  $\alpha_2$  на  $\alpha_1$ . Интеграл удваивается, так как фаза продувки соответствует углу поворота кривошипа, равному  $2\alpha_1$ .

Таким образом,

$$A_1 = 30 \frac{\beta DS}{n} \left[ \left( s_1 + \frac{\lambda}{4} - 1 \right) \alpha_1 + \sin \alpha_1 - \frac{\lambda}{8} \sin 2\alpha_1 \right], \quad (246)$$

где  $s_1 = 1 - \cos \alpha_1 - \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha_1$  — удвоенная доля хода поршня, занятая продувочными окнами.

В случае расчета располагаемого время-сечения выпуска во время продувки, т. е. фазы, когда в начале и в конце процесса окна открыты на одну и ту же величину, путь исчисления аналогичен пути исчисления фазы выпуска до начала продувки. Нижний предел интегрирования в рассматриваемом случае равен нулю, верхний —  $\alpha_1$ ; время-сечение удваивается:

$$A_2 = 30 \frac{\beta DS}{n} \left[ \left( s_0 + \frac{\lambda}{4} - 1 \right) \alpha_1 + \sin \alpha_1 - \frac{\lambda}{8} \sin 2\alpha_1 \right]. \quad (247)$$

Если речь идет о кривошипном механизме по фиг. 101, то знак перед слагаемыми, содержащими величину  $\lambda$ , в формулах (248)—(250) изменяется на обратный;  $\alpha_2$  заменяется на  $\alpha_0$ .

Пользуясь тем же приемом, нетрудно составить соотношение и для схемы окон, открывающихся полностью еще до прихода поршня в н. м. т.

Выражения, приведенные выше, позволяют построить диаграммы для графического определения длины окон по известному время-сечению.



Фиг. 101. Схема кривошипно-шатунного механизма и расположения окон (для верхнего поршня двигателя с противоположно двигающимися поршнями)



## § 10. ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ РАСЧЕТА

Расчет выполняется обычно после того, как намечены ориентировочно основные размеры органов распределения, фазы распределения, профиль кулачка и т. д.

Необходимо оценить следующие параметры: давление и температуру в начале выпуска  $p_b$  и  $T_b$ ; давление в выпускном трубопроводе  $p_p$ ; коэффициент расхода  $\mu$  выпускных органов, отнесенный к предварению выпуска, или же давление в момент открытия продувочных окон  $p_n$ ; коэффициент расхода выпускных органов, отнесенный к полному периоду свободного выпуска  $\mu_1$ , который обычно принимают равным  $\mu$ ; давление  $p_{ц}$  в цилиндре во время продувки;

давление и температуру воздуха перед продувочными органами  $p_k$  и  $T_k$ ;

коэффициент расхода продувочных органов  $\mu_n$ ;

коэффициент избытка продувочного воздуха  $\varphi_0$  (или  $\varphi_k$ ).

Ниже приведена возможная последовательность расчета.

1. Строят диаграммы площадей открытия органов распределения по углу поворота кривошипа и подсчитывают площадь  $ACB$  (см. фиг. 93), соответствующую располагаемому время-сечению предварения выпуска.

2. По формуле (231) определяют значение  $p_n$ , которое должно укладываться в указанные выше пределы. При превышении этих пределов заброс продуктов сгорания в ресивер может свести на нет преимущества от применения высокой зоны продувочного пояса и большой площади сечения продувочных окон или от уменьшения общей фазы выпуска (увеличения эффективного хода расширения).

3. По формуле (228) определяют время-сечение, необходимое для снижения давления в цилиндре до  $p_{ц}$ . Величиной  $V_n$ , входящей в формулу (228), необходимо предварительно задаться. В результате расчета по этой формуле значение  $V_n$  должно быть получено одинаковым с выбранным.

По известному значению  $\int f_a dt$  можно определить, учитывая масштабы, площадь диаграммы  $AEG$  (см. фиг. 93), а следовательно, и угол, соответствующий условному началу продувки (точка  $G$ ).

4. Планиметрируют на диаграмме (фиг. 93) площади  $GDML$  и  $GENF$  (или  $GENKL$ ), соответствующие время-сечениям продувки и принудительного выпуска.

5. По известному располагаемому время-сечению продувки  $A_1$  из формулы (235) или (236) определяют значение  $\psi_n$ , а затем  $p_{ц}$  и  $a$  (величина  $a$  должна лежать в пределах, указанных в табл. 13). Можно также, оценивая  $a$ , найти из формулы (235) или (236) потребное время-сечение  $A_1$ , которое должно быть близко к располагаемому.

6. Находят  $T_{ц}$  и далее  $v_v$  или  $A_2$  по формуле (240).

Излишне высокие значения  $A_2$  обуславливают повышенный расход воздуха и падение давления в цилиндре к началу сжатия. Напротив, при малых значениях  $A_2$  ухудшается очистка и увеличивается коэффициент остаточных газов.

Вследствие приближенности исходных положений, принятых при выводе, результаты расчета должны рассматриваться как ориентировочные, подлежащие проверке опытным путем.

В приведенном расчете не учитывается влияние изменения площадей открытия органов распределения по времени, что повышает роль величин коэффициентов при применении рассматриваемого способа для периода продувки — принудительного выпуска. Расчет производят для одного режима (обычно для режима максимальной мощности), соответственно чему и даны значения параметров табл. 13.

## Пример расчета

Ниже приведен пример расчета органов распределения двигателя типа Д100\*.

На фиг. 102 показаны диаграммы ходов поршней двигателя и площадей открытия органов распределения в функции угла поворота кривошипа.

Точки *A* и *F* соответствуют началу и концу выпуска, точки *C* и *L* — началу открытия и концу закрытия продувочных окон.

## Основные данные двигателя

Мощность $N_e$ в л. с. . . . .	2000
Диаметр цилиндра $D$ в мм. . . . .	206,4
Ход поршня $S$ в мм. . . . .	$2 \times 254$
Рабочий объем $V_h$ в л. . . . .	16,95
Объем пространства сжатия $V_c$ в л. . . . .	1,22
Число оборотов в минуту $n$ . . . . .	810
Угол смещения кривошипов в град. . . . .	12
Степень сжатия геометрическая $\epsilon$ . . . . .	14,9
Количество продувочных окон . . . . .	16
Количество выпускных окон . . . . .	10
Параметры окружающей среды:	
$p_0$ в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	1,0
$T_0$ в °абс. . . . .	288
Давление в выпускном трубопроводе $p_p$ в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	1,08
Параметры продувочного воздуха в ресивере:	
$p_k$ в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	1,4
$T_k$ в °абс. . . . .	340
Температура в цилиндре в °абс.:	
в конце расширения $T_b$ . . . . .	1300
в начале сжатия $T_a$ . . . . .	360
Коэффициент избытка продувочного воздуха $\varphi_0$ . . . . .	1,5
Нижний поршень управляет выпуском, верхний — продувкой.	

Размеры и форма продувочных окон приведены на фиг. 103.

Прежде всего следует подсчитать располагаемые время-сечения основных фаз процесса.

Для определения располагаемого время-сечения предварения выпуска необходимо спланиметрировать площадь *ACB* (фиг. 102, в), которая соответствует время-сечению этой фазы процесса:  $F_0 = 510 \text{ мм}^2$ .

Масштаб по оси ординат (в оригинале)<sup>1</sup>

1 мм диаграммы  $2,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ .

Масштаб по оси абсцисс

1 мм составляет  $\frac{1}{1,5 \cdot 6 \cdot n}$  сек.

Отсюда масштаб площади диаграммы

$$K = \frac{2,0}{1,5 \cdot 6 \cdot n \cdot 10^4} = \frac{2,0}{1,5 \cdot 6 \cdot 810 \cdot 10^4} = 0,275 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 \text{ сек/мм}^2.$$

Время-сечение

$$A_0 = F_0 \cdot K = 510 \cdot 0,275 \cdot 10^{-7} = 1,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек.}$$

Объем цилиндра в момент начала открытия выпускных окон (фиг. 102, б).

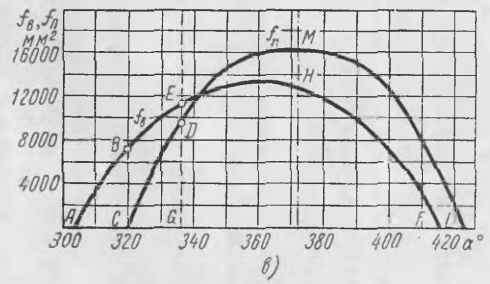
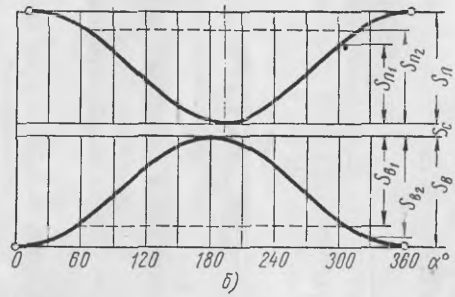
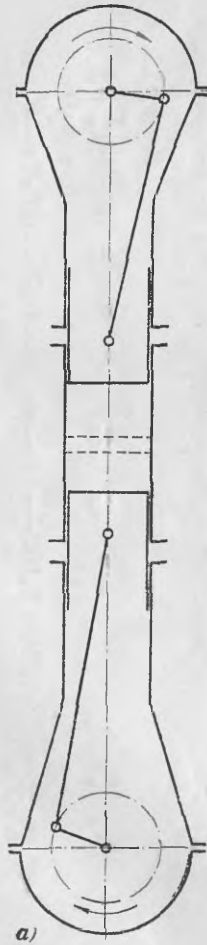
$$V_b = V_c + \frac{\pi D^3}{4} (S_{b_1} + S_{n_1}) = 1,22 + \frac{3,14 \cdot 2,064^3}{4} \cdot 3,87 = 14,1 \text{ л,}$$

где  $S_{b_1}$  — ход нижнего поршня от в. м. т. до начала открытия выпускных окон;

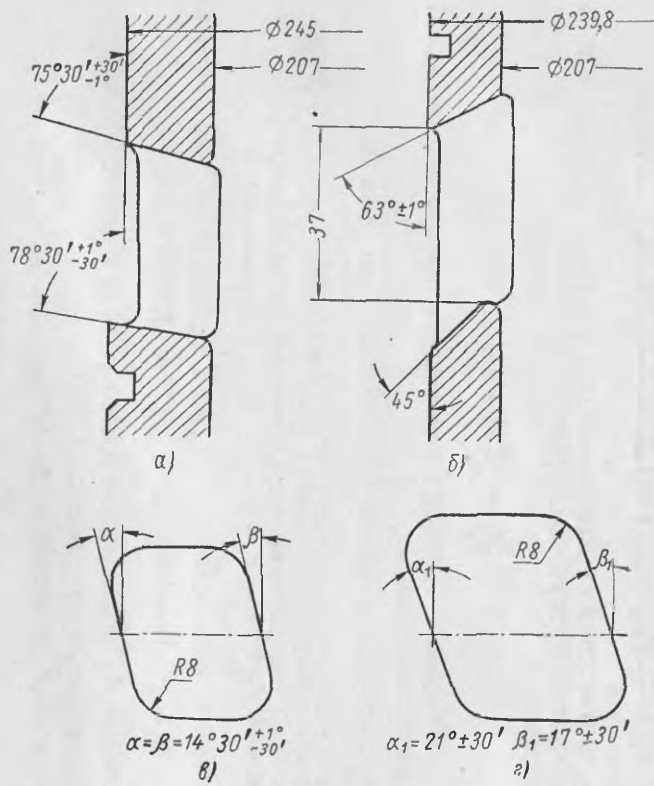
$S_{n_1}$  — ход верхнего поршня от в. м. т. до начала открытия выпускных окон.

\* Пример расчета выполнен инж. Н. П. Козловым.

<sup>1</sup> В книге фиг. 102 уменьшена в  $\frac{3}{5}$  раза.



Фиг. 102. Схема расположения кривошипов двигателя и диаграмма площадей открытия окон.



Фиг. 103. Форма продувочных и выпускных окон двигателя 2Д100:

а — радиальное сечение продувочного окна; б — радиальное сечение выпускного окна; в — развертка продувочного окна по диаметру 207 мм; г — развертка выпускного окна по диаметру 207 мм.

Объем цилиндра в момент начала открытия продувочных окон

$$V_n = V_c + \frac{\pi D^2}{4} (S_{b2} + S_{n2}) = 1,22 + \frac{3,14 \cdot 2,064^2}{4} \cdot 4,45 = 16,0 \text{ л,}$$

где  $S_{b2}$  и  $S_{n2}$  соответственно ходы нижнего и верхнего поршней от в. м. т. до начала открытия продувочных окон.

Таким образом,

$$\frac{V_n}{V_b} = \frac{16,0}{14,1} = 1,13.$$

Значения давлений в цилиндре в моменты открытия и закрытия окон определены экспериментально:

Давление в цилиндре в момент открытия выпускных окон $p_b$	
в $\text{кг/см}^2$ . . . . .	4,6
Давление в ресивере продувочного воздуха $p_k$ в $\text{кг/см}^2$ . . . . .	1,4
Коэффициент избытка продувочного воздуха $\varphi_k$ . . . . .	1,26
Площадь $S_{ML}$ , соответствующая время-сечению открытия продувочных окон $F_1$ в $\text{мм}^2$ . . . . .	9000

Следовательно, время-сечение открытия продувочных окон (полное)

$$A'_1 = F_1 \cdot K = 9000 \cdot 0,275 \cdot 10^{-7} = 24,7 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2\text{сек.}$$

Время-сечение  $A'_2$  открытия выпускных окон за время открытия продувочных окон соответствует площади  $S_{VHF}$ :

$$A'_2 = F_2 \cdot K = 7090 \cdot 0,275 \cdot 10^{-7} = 19,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2\text{сек.}$$

Средний объем цилиндра за период предварения выпуска

$$V = \frac{V_b + V_n}{2} = \frac{14,1 + 16,0}{2} = 15,05 \text{ л.}$$

Давление в момент открытия продувочных окон

$$p_n = \frac{p_b}{\left[ \frac{\mu_s \cdot A_0 \sqrt{T_b}}{0,59V} + 0,153 \ln \frac{V_n}{V_b} + 1 \right]^{10,115}} = \frac{4,6}{\left[ \frac{0,75 \cdot 1,4 \cdot 10^{-5} \sqrt{1300}}{0,59 \cdot 15,05 \cdot 10^{-3}} + 0,153 \ln 1,13 + 1 \right]^{8,7}} = \frac{4,6}{[0,043 + 0,02 + 1]^{8,7}} = 2,58 \text{ кг/см}^2.$$

Полученное значение  $p_n$  лежит в допустимых пределах для прямооточных схем.

Пользуясь табл. 13, можно оценить величину  $a$ , равной 0,45.

Тогда

$$p_u = a(p_k - p_p) + p_p = 0,45(1,4 - 1,08) + 1,08 = 1,22 \text{ кг/см}^2.$$

Оцениваем объем цилиндра в конце свободного выпуска равным 17,0 л и по формуле (261) определяем время-сечение выпуска до начала продувки (свободного выпуска):

$$A'_0 = \frac{V}{\mu \sqrt{T_b}} \left[ \left( 0,496 + 0,102 \frac{p_p}{p_u} \right) \left( \frac{p_b}{p_p} \right)^{0,115} - 0,59 - 0,09 \ln \frac{V_n}{V_b} \right] = \frac{15,55}{0,75 \sqrt{1300}} \left[ \left( 0,496 + 0,102 \frac{1,08}{1,22} \right) \left( \frac{4,6}{1,08} \right)^{0,115} - 0,59 - 0,09 \ln \frac{17,0}{14,1} \right] = 0,57 \cdot 10^{-3} [0,692 - 0,59 - 0,017] = 4,84 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2\text{сек.}$$

где

$$V = \frac{V_b + V_n}{2} = \frac{14,1 + 17,0}{2} = 15,55 \text{ л.}$$

Таким образом, время-сечение выпуска до начала продувки больше время-сечения предварения выпуска на

$$4,84 \cdot 10^{-5} - 1,4 \cdot 10^{-5} = 3,44 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \text{сек},$$

что соответствует площади диаграммы, равной

$$\frac{3,44 \cdot 10^{-5}}{0,275 \cdot 10^{-7}} = 1250 \text{ мм}^2 \text{ (площадь } CBEG).$$

Знание этой площади позволяет определить положение ординаты  $EG$  и, следовательно, условный момент начала продувки (точка  $G$ , фиг. 102, в).

Последний соответствует углу поворота кривошипа  $156^\circ$  после в. м. т. Проверим значение  $V_n$  по диаграмме (фиг. 102, б)

$$V_n = 17,1 \text{ л.}$$

Таким образом, значение  $V_n$  получается близким к тому, которое было выбрано выше.

Время-сечение продувки получается, если из площади  $CDML$  вычесть площадь  $CDG$ , равную  $640 \text{ мм}^2$

$$9000 - 640 = 8360 \text{ мм}^2.$$

Время-сечение

$$A_1 = 8360 \cdot 0,275 \cdot 10^{-7} = 22,9 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \text{сек.}$$

Для определения время-сечения принудительного выпуска  $A_2$  необходимо из подсчитанного выше время-сечения открытия выпускных окон  $A_0 + A'_2$  вычесть время-сечение свободного выпуска  $A'_0$

$$A_2 = A_0 + A'_2 - A'_0 = 1,4 \cdot 10^{-5} + 19,4 \cdot 10^{-5} - 4,84 \cdot 10^{-5} = 15,96 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \text{сек.}$$

Принимая значение коэффициента расхода  $\mu_n = 0,72$ , определим необходимое время-сечение  $A_1$ .

По известному отношению  $\frac{p_u}{p_k} = \frac{1,22}{1,4} = 0,88$  из диаграммы на фиг. 95 по кривой, соответствующей  $k = 1,4$ , величина  $\psi_n$  определяется равной  $1,35$ . После этого определяем время-сечение

$$A_1 = \frac{V_n \varphi_0 p_0 \sqrt{T_k}}{\mu_n \psi_n p_k T_0 \sqrt{R}} = \frac{16,95 \cdot 1,5 \cdot 1,0 \sqrt{340 \cdot 10^{-8}}}{0,72 \cdot 1,35 \cdot 1,4 \cdot 288 \sqrt{29,3}} = 22,7 \text{ м}^2 \text{сек.},$$

т. е. близко к располагаемому.

Для определения коэффициента выпускных органов  $\varphi_0$ , отнесенного к принудительному выпуску, следует найти вес продуктов сгорания  $G_{g0}$ , вытекающих за период выпуска до начала продувки, коэффициент  $\psi_0$ , а также удельный объем воздуха.

Температура конца процесса свободного выпуска

$$T_n = T_b \left( \frac{p_u}{p_b} \right)^{\frac{m-1}{m}} = 1300 \left( \frac{1,22}{4,6} \right)^{0,285} = 894^\circ \text{ абс.}$$

Температура в цилиндре во время продувки

$$T_u = T_n \frac{1 - e^{-\ln \frac{T_a}{T_n}}}{\ln \frac{T_a}{T_n}} = \frac{T_n - T_a}{\ln \frac{T_n}{T_a}} = \frac{894 - 360}{6,7957 - 5,8861} = 585^\circ \text{ абс.}$$

Таким образом,

$$G_{\text{в0}} = \frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_u V_n}{RT_n} = \frac{4,6 \cdot 10^4 \cdot 14,1 \cdot 10^{-3}}{29,3 \cdot 1300} - \frac{1,22 \cdot 17,1 \cdot 10^{-3} \cdot 10^4}{29,3 \cdot 894} = 9,09 \cdot 10^{-3}.$$

При известном время-сечении принудительного выпуска величину  $v_{\text{в}}$  определяют по формуле (240):

$$v_{\text{в}} = \left[ V_n \gamma_{\text{к}}^{\varphi_{\text{в}}} - \frac{p_b V_b}{RT_b} + \frac{p_u V_n}{RT_n} \right] \cdot \frac{\sqrt{RT_u}}{\psi_{\text{в}} p_u A_2} = \\ = [16,95 \cdot 10^{-3} \cdot 1,41 \cdot 1,26 - 9,09 \cdot 10^{-3}] \cdot \frac{\sqrt{29,3 \cdot 585}}{1,4 \cdot 1,22 \cdot 10^4 \cdot 15,96 \cdot 10^{-3}} = 1,0.$$

Таким образом, значение  $v_{\text{в}}$  лежит в допустимых пределах.

Значение  $\psi_{\text{в}} = 1,4$  взято из диаграммы (фиг. 95) по кривой, соответствующей  $k = 1,3$ .

## § 11. ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ В ЦИЛИНДРЕ ПО УГЛУ ПОВОРОТА КРИВОШИПА

При процессах газообмена давление и температура в цилиндре изменяются по времени под давлением поступающего в цилиндр воздуха и вытекающей из цилиндра смеси продуктов сгорания и воздуха, что непосредственно связано с характером изменения по времени площадей открытия органов распределения. Большое влияние, особенно в двухтактных двигателях, оказывают динамические явления при течении воздуха и газов через цилиндр и смежные с ним системы.

За исходное положение при выводе расчетных соотношений обычно принимается разность весов поступающего в цилиндр за время  $t$  количества воздуха  $\Delta G_n$  и вытекающих  $\Delta G_{\text{в}}$  за это время продуктов сгорания, которые определяют изменение веса газа в цилиндре.

Расчет основан на указанном выражении при использовании характеристического уравнения и уравнения адиабатического изменения состояния газов в цилиндре. Весь процесс, начиная с фазы предварения выпуска, делят по времени на участки. Для каждого участка продолжительностью времени  $\Delta t$  применяют соотношения установившегося движения в форме, позволяющей находить давление и температуру в конце участка при известных давлении и температуре в начале участка. В результате выявляются кривые изменения давлений и температур в цилиндре по времени, коэффициент избытка продувочного воздуха  $\varphi_{\text{к}}$ , баланс газов, а также параметры начала сжатия  $p_a$  и  $T_a$ .

Для процесса свободного выпуска давление  $p$  в конце каждого промежутка времени можно определять по формулам (232) и (233).

Концом периода свободного выпуска при такой схеме расчета целесообразно считать момент, когда давление снизится до величины, равной давлению  $p_p$  в выпускной системе.

За время  $t$  количество вытекающего газа

$$\Delta G_{\text{в0}} = \mu_{\text{в}} \frac{\psi_{\text{в}} p}{\sqrt{RT}} \int_i f_{\text{в}} dt.$$

При интегрировании давление  $p$  и температура газа  $T$  в цилиндре на рассматриваемом промежутке  $t$  времени приняты постоянными.

Полное количество вытекающего газа при числе участков  $i$  равно

$$G_{\text{в0}} = \sum_1^i \Delta G_{\text{в0}} = \frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_p V_n}{RT_n},$$

где  $V_n$  и  $T_n$  — соответственно объем цилиндра и температура в цилиндре в конце периода свободного выпуска.

При установлении соотношений для процесса продувки напишем выражение изменения веса газа в цилиндре за время  $t$  применительно к рассматриваемому периоду:

$$\Delta G = \Delta G_n - \Delta G_p = \mu_n \frac{\psi_n p_k}{\sqrt{RT_k}} \int f_n dt - \mu_p \frac{\psi_p p}{\sqrt{RT}} \int f_p dt. \quad (248)$$

Изменение веса газа  $\Delta G$  можно также определить по уравнению

$$\Delta G = \frac{p_2 V_2}{RT_2} - \frac{p_1 V_1}{RT_1}, \quad (249)$$

где индекс 1 относится к началу промежутка времени, 2 — к концу его.

Приравняв правые части выражений (248) и (249), после преобразования получим

$$\begin{aligned} p_2 = p_1 \frac{V_1 T_2}{V_2 T_1} + \frac{RT_2}{V_2} (\Delta G_n - \Delta G_p) = p_1 \frac{V_1 T_2}{V_2 T_1} + \\ + \frac{RT_2}{V_2} \left( \mu_n \frac{\psi_n p_k}{\sqrt{RT_k}} \int f_n dt - \mu_p \frac{\psi_p p}{\sqrt{RT}} \int f_p dt \right). \end{aligned} \quad (250)$$

В правой части полученного равенства считаем

$$p = \frac{p_1 + p_2}{2} \quad \text{и} \quad T = \frac{T_1 + T_2}{2}.$$

Температура газов в цилиндре зависит от количества продуктов сгорания и их температуры, а также от теплообмена между поступающим воздухом и стенками цилиндра. До последнего времени нередко считают справедливыми соотношения, основанные на предположении равномерного перемешивания продуктов сгорания с продувочным воздухом.

Вопрос теплопередачи через стенки требует специального исследования, так как точно не известны ни температура стенок, ни характер движения воздуха в цилиндре. Для двухтактных двигателей можно, как и выше, принять закон изменения температуры во время продувки подчиняющимся уравнению  $T = T_n e^{-\lambda t}$ .

Если исходить из условий полного перемешивания продуктов сгорания и продувочного воздуха в количестве, равном  $\Delta G_n$ , не учитывая при этом теплопередачи, то в первом приближении

$$T_2 = \frac{\Delta G_n T_k + \frac{pV}{RT} T_1}{\Delta G_n + \frac{pV}{RT}}. \quad (251)$$

Полученные два уравнения (250) и (251) с двумя неизвестными  $p_2$  и  $T_2$  решают подбором.



Определим также весовое количество поступившего в цилиндр воздуха за весь процесс продувки:

$$G_n = \sum_i \frac{p_n \psi_n p_k}{\sqrt{RT_k}} \int f_n dt = \sum \Delta G_n$$

и количество продуктов сгорания и воздуха, вытекающее за тот же период через выпускные органы:

$$G_g = \sum_i \frac{p_g \psi_g p^D}{\sqrt{RT}} \int f_g dt = \sum \Delta G_g$$

Таким образом, можно определить значение коэффициента избытка продувочного воздуха  $\varphi_k$  (проверить выбранное значение)

$$\varphi_k = \frac{\sum \Delta G_n}{V_n \gamma_k},$$

где  $\gamma_k$  — удельный вес воздуха, отнесенный к условиям окружающей среды.

По уравнению весового баланса можно проверить правильность выбранных значений  $\psi_n$  и  $\psi_g$  и других параметров

$$G_g + G_{g0} = G_n + g_T,$$

где  $g_T$  — вес впрыснутого топлива.

Полученные уравнения следует применять лишь в том случае, если известны значения  $\psi_n$  и  $\psi_g$ , относящиеся к установленному способу расчета.

### О явлениях неустановившегося движения при процессах очистки и наполнения

Выше процесс очистки — наполнения и, в частности, процесс течения газов через органы распределения рассматривались как процесс установившегося движения. В действительности процесс газообмена является нестационарным, поэтому все приведенные выше формулы, особенно в применении к быстроходным двигателям, следует рассматривать как полуэмпирические. Подменяя действительный процесс фиктивным, протекающим при постоянных скоростях в органах распределения и постоянных давлениях по объему и времени в системе, необходимо вводить поправочные (опытные) коэффициенты для согласования теории с практикой. Оценка этих коэффициентов при проектировании является чрезвычайно трудной и может быть произведена лишь грубо ориентировочно только в том случае, если имеются данные, относящиеся к машинам, аналогичным по конструкции проектируемой.

На течение процесса влияет закон изменения сечений распределительных органов по времени, конструкция и размеры продувочных и выпускных трубопроводов, начальные параметры состояния в цилиндре и трубопроводах и другие многочисленные факторы.

Ввиду исключительной сложности вопроса применим приближенный метод исследования. Обратимся к выводу расчетных соотношений применительно к процессам течения газов через впускные и выпускные органы.

Рассмотрим случай подводящей системы.

Имея в виду неодинаковые проходные сечения органов распределения и трубопроводов, заменим трубопровод, имеющий сечение  $f_s$ , трубопроводом с сечением  $f_n$ , равным сечению продувочных органов (эквивалентным в отношении влияния на процесс). Изложенный ниже метод определения длины такого трубопровода справедлив и для трубопроводов с переменным поперечным сечением по длине.

В приближенном исследовании условимся считать справедливым уравнение неразрывности в следующем виде:

$$w_s f_s \gamma_s = w_n f_n \gamma_n,$$

где  $w_s$  и  $\gamma_s$  — скорость и удельный вес воздуха в трубопроводе;

$w_n$  и  $\gamma_n$  — скорость и удельный вес в цилиндре на выходе из продувочных органов.

Дифференцируя последнее выражение по  $t$ , получаем:

$$\frac{\partial w_s}{\partial t} f_s \gamma_s + \frac{\partial \gamma_s}{\partial t} w_s f_s = \frac{\partial w_n}{\partial t} f_n \gamma_n + \frac{\partial f_n}{\partial t} w_n \gamma_n + \frac{\partial \gamma_n}{\partial t} w_n f_n.$$

Последние члены левой и правой части равенства разнятся незначительно. Неустоявшееся движение проявляется главным образом в первой половине процесса наполнения, когда изменение площади сечения выпускных и выпускных органов относительно невелико.

Основываясь на высказанном положении, можно последнее уравнение переписать в виде

$$\frac{\partial w_s}{\partial t} f_s \gamma_s = \frac{\partial w_n}{\partial t} f_n \gamma_n.$$

После преобразований и интегрирования этого выражения вдоль линии тока при длине подводящего трубопровода  $l_s$  имеем:

$$\int_0^{l_s} \frac{\partial w_s}{\partial t} dx = \frac{\partial w_n}{\partial t} \frac{\gamma_n}{\gamma_s} \int_0^{l_s} \frac{f_n}{f_s} dx.$$

В этом случае сделано допущение, что удельный вес  $\gamma_s$  постоянен по длине трубопровода. Допустимость такого приближения определяется в большой степени введением в расчет соответствующих значений поправочных опытных коэффициентов.

Интегрирование уравнения движения применительно к подводящей системе дает

$$\frac{w_n^2}{2} + \frac{dw_n}{dt} \frac{\gamma_n}{\gamma_s} \int_0^{l_s} \frac{f_n}{f_s} dx = -g \int_{p_s}^p v dp, \quad (252)$$

где  $p$  — давление в цилиндре;

$p_s$  — давление в подводящей системе.

Из сравнения уравнений (218) и (252) видно, что величина  $l$  в уравнении (218) эквивалентна

$$l_n = \frac{\gamma_n}{\gamma_s} \int_0^{l_s} \frac{f_n}{f_s} dx.$$

Наибольшую актуальность представляет исследование влияния ускоренных масс газов при процессе выпуска.

Повторяя рассуждения, аналогичные сделанным выше для случая короткого выпускного трубопровода, получаем уравнение

$$\frac{w_a^2}{2} + \frac{dw_a}{dt} \frac{\gamma_a}{\gamma_d} \int_0^{l_d} \frac{f_a}{f_d} dx = -g \int_p^{p_p} v dp. \quad (253)$$

где  $l_d$  — «активная» длина столба газа, соответствующая массе газов, влияющей на протекающие процессы в цилиндре;

$l_a$  — сечение струи;

$f_a$  — площадь сечения выпускных органов;

$\gamma_d$  — удельный вес газов в выпускной системе.

Как и ранее, имеем

$$\frac{w_a^2}{2} + \frac{dw_a}{dt} l_a = -g \int_p^{p_p} v dp,$$

где

$$l_a = \frac{\gamma_a}{\gamma_d} \int_0^{l_d} \frac{f_a}{f_d} dx.$$

При небольших перепадах давлений, как это нередко наблюдается в практике (и приближенно для значительных перепадов), можно принять

$$\gamma_d \approx \gamma_a = \text{const},$$

тогда

$$l_a = \int_0^{l_a} \frac{j_a}{f_a} dx.$$

Величина  $l_a$  (и  $l_a$ ) может быть установлена только экспериментально и притом не непосредственно, а подбором значений  $\mu_a$ .

Заметим, что для ряда конструкций хорошие результаты в смысле совпадения с экспериментом получаются при отождествлении  $l_a$  с длиной трубопровода. В этом случае уравнение (253) принимает вид

$$\frac{w_a}{2} + \frac{dw_a}{dt} \int_0^l \frac{j_a}{f_p} dx = -g \int_p^{p_p} v dp,$$

где  $l_p$  и  $f_p$  — соответственно длина и площадь сечения трубопровода.

В левой части уравнения, кроме слагаемого  $\frac{w_a^2}{2}$ , написанного для выходного сечения органов распределения, имеется слагаемое, пропорциональное производной от скорости истечения по времени.

Коэффициент пропорциональности зависит от отношения сечения органов распределения и сечения струи от «длины» последней.

Правую часть уравнения можно обозначить через  $\frac{w_0^2}{2}$ , где  $w_0$  — скорость установившегося движения, соответствующая перепаду давлений  $p - p_p$ .

С учетом принятого обозначения уравнение (218) можно переписать так:

$$l_a \frac{dw_a}{dt} = \frac{w_0^2 - w_a^2}{2}$$

или

$$2l_a \frac{dw_a}{w_0^2 - w_a^2} = dt.$$

Интегрируя в пределах от 0 до  $t$  и приписывая индексы 1 и 2 началу и концу промежутка времени  $t$  получаем:

$$w_{a2} = w_0 \frac{(w_{a1} + w_0) e^{\frac{w_0 t}{l_a}} + (w_{a1} - w_0)}{(w_{a1} + w_0) e^{\frac{w_0 t}{l_a}} - (w_{a1} - w_0)}. \quad (254)$$

При известной скорости может быть определено давление в цилиндре, для чего можно воспользоваться уравнением адиабатического изменения состояния:

$$\frac{dp}{p} = k \frac{dG}{G},$$

где  $k$  — показатель адиабаты,

$G$  — вес газа в цилиндре в рассматриваемый момент времени.

В результате использования характеристического уравнения предыдущее выражение преобразовывается так:

$$dp = k \frac{RT}{V} dG,$$

где  $V$  — объем цилиндра в рассматриваемый момент времени;

$T$  — температура в цилиндре.

Изменение веса газа в цилиндре за элемент времени  $dt$  можно приближенно выразить следующим соотношением:

$$dG = -\mu_a \gamma_p j_a w_a dt = -\mu_a \frac{p_p}{RT_p} j_a w_a dt.$$

Подставляя полученное соотношение вместо  $dG_g$  в выражение для  $dp$ , получаем

$$dp = -\mu_g \frac{k}{V} \frac{T}{T_p} \rho_p f_g \omega_g dt.$$

Подстановка в уравнение вместо  $\omega_g$  его выражения из уравнения (254) и интегрирование в пределах выбранного участка времени дает:

$$p_2 - p_1 = -\mu_g \frac{k}{V} \frac{T}{T_p} \rho_p \omega_0 \int_0^t f_g \frac{(\omega_{g1} + \omega_0) e^{\frac{\omega_0 t}{l_g}} + (\omega_{g1} - \omega_0)}{(\omega_{g1} + \omega_0) e^{\frac{\omega_0 t}{l_g}} - (\omega_{g1} - \omega_0)} dt.$$

Так как интегрирование проводится вдоль линии тока, то для возможности нахождения несложной расчетной формулы, выражающей зависимость между основными величинами, приходится вводить допущение о постоянстве по времени величины  $\omega_0$  (перепада давлений) в рассматриваемом промежутке времени.

Подсчет давлений связан с делением периода времени, соответствующего процессу очистки — наполнения цилиндра, на промежутки длительностью  $\alpha = 5 \div 7^\circ$  угла поворота кривошипа; за этот промежуток величина  $f_g$  может считаться постоянной.

Подстановка  $e^{\frac{\omega_0 t}{l_g}} = u$  позволяет привести подинтегральное выражение к рациональной дроби. Интегрирование и подстановка пределов приводит к выражению:

$$p_2 - p_1 = -\mu_g \frac{k}{V} \frac{T}{T_p} \rho_p f_g l_g \ln \frac{\left[ \left( \frac{\omega_{g1}}{\omega_0} + 1 \right) e^{\frac{\omega_0 t}{l_g}} - \left( \frac{\omega_{g1}}{\omega_0} - 1 \right) \right]^2}{4e^{\frac{\omega_0 t}{l_g}}}. \quad (255)$$

Учитывая приведенные выше выражения, нетрудно определить расход газа  $G_g$  за время  $t$ :

$$G_g = (p_2 - p_1) \frac{V}{kRT} = -\mu_g \frac{\rho_p}{RT_p} f_g l_g \ln \frac{\left[ \left( \frac{\omega_{g1}}{\omega_0} + 1 \right) e^{\frac{\omega_0 t}{l_g}} - \left( \frac{\omega_{g1}}{\omega_0} - 1 \right) \right]^2}{4e^{\frac{\omega_0 t}{l_g}}}.$$

Применяя аналогичную методику, можно найти изменение давлений и расход газа во время продувки — наполнения

## § 12. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАЧЕСТВА ПРОЦЕССОВ ОЧИСТКИ И НАПОЛНЕНИЯ ЦИЛИНДРА

Целью экспериментальных исследований процесса очистки и наполнения цилиндра обычно является установление конструктивных и термодинамических параметров, обуславливающих хорошее качество указанных процессов. К таким факторам в первую очередь относятся форма, размеры и расположение органов распределения, впускных и выпускных систем, давление, температура и количество продувочного воздуха, давление в цилиндре в моменты открытия и закрытия продувочных органов и в начале сжатия. Экспериментальные работы помогают также уточнить расчетные формулы и установить значения термодинамических параметров и коэффициентов, входящих в эти формулы.

Критериями качества процесса очистки и наполнения, кроме коэффициентов наполнения и остаточных газов, являются коэффициент использования продувочного воздуха  $\eta_u$ , называемый иначе количественным к. п. д. продувки, и степень очистки  $\eta_o$ , называемая также качественным к. п. д. Параметр  $\eta_u$  представляет собой отношение количества  $G_3$  продувочного воздуха, оставшегося в цилиндре после продувки, к количеству  $G$  воздуха,

поданного через продувочные окна за цикл. К. п. д.  $\eta_0$  определяется отношением:

$$\eta_0 = \frac{G_3}{G_3 + G_r},$$

где  $G_r$  — количество остаточных газов в цилиндре после продувки. Величину  $G_3$  определяют экспериментально, часто на основе анализа проб газа, взятых из цилиндра во время процесса сжатия в различных точках при помощи установленных в стенках цилиндра управляемых клапанов.

Для оценки качества процесса газообмена применяют также коэффициент продувки  $\phi$ , представляющий собой величину, обратную  $\eta_0$ .

Исследование проводят на построенных двигателях или на специальных моделях. Выявление факторов, относящихся непосредственно к процессам очистки и наполнения, на работающем двигателе весьма сложно. Поэтому проводятся опыты на моделях, позволяющих ориентировочно выявить влияние того или иного элемента конструкции и определить рациональную его форму. Этот метод применяется при проектировании двигателя оригинальной конструкции, когда до постройки двигателя (или отсека) имеет смысл предварительно наметить конструктивные формы группы распределения.

Применяются модели следующих типов: плоские статические, объемные статические и объемные динамические.

Наиболее просто проводить исследование на плоской статической модели. В этом случае при эксперименте выявляется характер потоков в цилиндре, наличие мертвых и вихревых зон, качество очистки. Роль продувочного воздуха выполняет вода или другая жидкость, которая должна быть подкрашена. Последнюю впускают в модель под небольшим напором. Для обеспечения четкой картины распределения потоков в цилиндре могут быть также применены опилки, подмешиваемые к жидкости до впуска ее в модель цилиндра. О качестве процесса судят по характеру потоков, которые фотографируются или снимаются на киноленту.

Несмотря на большую примитивность экспериментов, по ним можно ориентировочно наметить для предварительной компоновки форму и размеры окон. Подобные эксперименты можно проводить для тех петлевых схем, в которых основными профилирующими процесс потоками являются плоскопараллельные потоки. Петлевые эксцентричные и прямоочные схемы необходимо исследовать на объемных моделях, в которых легче приблизить характер потоков газов к характеру потоков в цилиндре работающего двигателя.

Эксперименты на объемных статических моделях проводятся одним из следующих методов

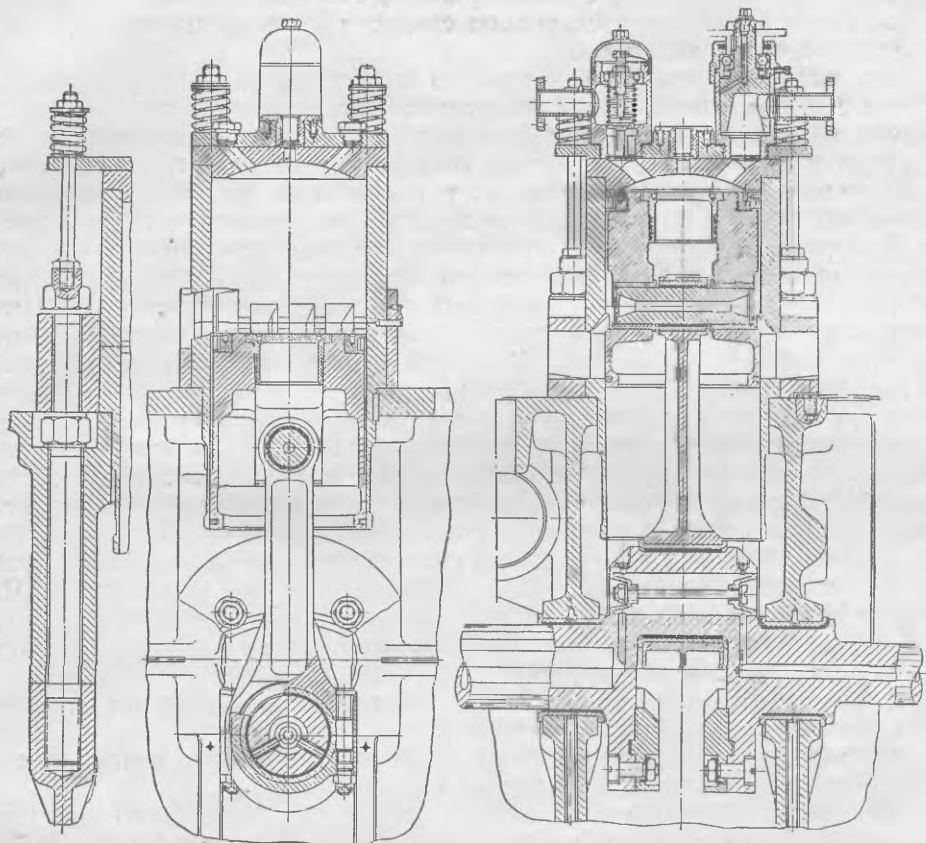
Нередко применяется метод, при котором цилиндр, выполненный прозрачным, продувается вентилятором. Деталь, выполняющую роль поршня, фиксируют последовательно в равных положениях. Характер потока в цилиндре может быть установлен при использовании дыма в качестве продувочного агента. Характер потоков можно установить также по наблюдениям за цветными шерстяными или шелковыми нитями, висящими на поперечных проволоках; последние укрепляют на стальном стержне, установленном по оси цилиндра. Нити одного цвета целесообразно располагать по окружности одинакового радиуса. Подобное устройство, наряду с направлением воздушного потока, позволяет выявить вихри, обнаруживаемые по неопределенному колебательному движению тех нитей, которые расположены в вихревых зонах.

Воздушные потоки в цилиндре можно установить также путем введения бенгальских огней в продувочные окна или же легких тел: деревянных шариков, обрезков бумаги, опилок, хлопьев метальдегида и т. п.

Скоростное поле в цилиндре выявляется путем измерений давлений в различных точках в цилиндре с помощью трубок.

Для приближения условий протекания процесса внутри цилиндра модели к условиям внутри цилиндра работающего двигателя модель выполняют динамической.

Кривошипный (или какой-либо другой) механизм приводится в движение от электродвигателя. Привод может быть осуществлен также при помощи сжатого воздуха, падающего груза и т. д. Качество процесса определяется наиболее часто методом анализа газов. Перед опытом модель наполняют угле-



Фиг 104. Динамическая модель для исследования очистки и наполнения.

кислотой или другим газом, заменяющим продукты сгорания. После этого через специальный клапан из цилиндра берут пробу в газоанализатор. Далее цилиндр продувается воздухом или газом, заменяющим продувочный воздух, после чего вновь берут пробу.

Цилиндр может быть изготовлен из прозрачного материала, как и при исследовании статических моделей. Данный метод не является единственным. Поток газов могут быть сделаны видимыми одним из указанных выше способов.

Примером динамической модели непрерывного действия служит модель для исследования петлевой продувки (фиг. 104).

Размеры цилиндра модели:  $D = 140$  мм,  $S = 140$  мм; число оборотов вала модели 500 в минуту (число оборотов вала двигателя 2000 в минуту).

Цилиндр модели выполнен из двух частей. Для наблюдения и фотографирования потоков верхняя часть цилиндра изготовлена из плексигласа, нижняя часть — из стали. Обе части обхвачены буксой, притягиваемой к кар-

теру шпильками. Верхние концы последних притягивают головку цилиндра к верхней его части. Головка цилиндра, изготовленная из плексигласа, прижимается к цилиндру гайкой. Четыре пружины разгружают цилиндр от растягивающих напряжений. В головке установлены автоматический клапан перепуска, золотник наполнения, датчик индикатора, газоотборник и штуцеры для присоединения измерительных приборов. Поршень, выполненный из алюминиевого сплава, имеет два кольца; верхнее уплотнительное, состоящее из трех пружинящих стальных колец, обшитых кожей, и нижнее — маслосбрасывающее. Верхнее кольцо скользит по плексигласу, нижнее — по стальной части цилиндра.

Вал модели приводится в движение электродвигателем. При движении поршня к в. м. т. открывается автоматический клапан перепуска для выпуска воздуха из цилиндра, чтобы предотвратить повышение давления и температуры в цилиндре до величин, опасных для прочности плексигласа. При нахождении поршня около в. м. т. открывается золотник наполнения, получающий вращательное движение от валика топливного насоса двигателя.

Для получения повышенного давления в цилиндре к моменту открытия выпускных окон (приближающегося по величине к давлению в двигателе) золотник закрывается за 2—3° до начала открытия окон. Моменты открытия и закрытия золотника можно регулировать; продолжительность открытия при этом остается постоянной. Клапаном перепуска можно регулировать максимальное давление и температуру воздуха в цилиндре модели. Процесс пуска протекает в следующем порядке: открывают задвижку на подводящем воздухе трубопроводе, переводят трехходовой кран на питание золотника воздухом из общей воздушной магистрали и пускают в ход электродвигатель, соединенный с валом модели. После этого устанавливают требуемое число оборотов (по тахометру), а затем при помощи задвижек — необходимое давление продувочного воздуха во впускной системе и противодавление на выпуске.

Индицирование проводится электропневматическим индикатором. При питании углекислым газом подачу воздуха выключают при помощи трехходового крана. В этом случае углекислый газ поступает из баллона в специальный ресивер, а затем к золотнику.

Остановку модели осуществляют закрытием задвижки на впускной магистрали и выключением электродвигателя.

На модели проводились исследования по улучшению наполнения за счет изменения конструкции и формы окон.

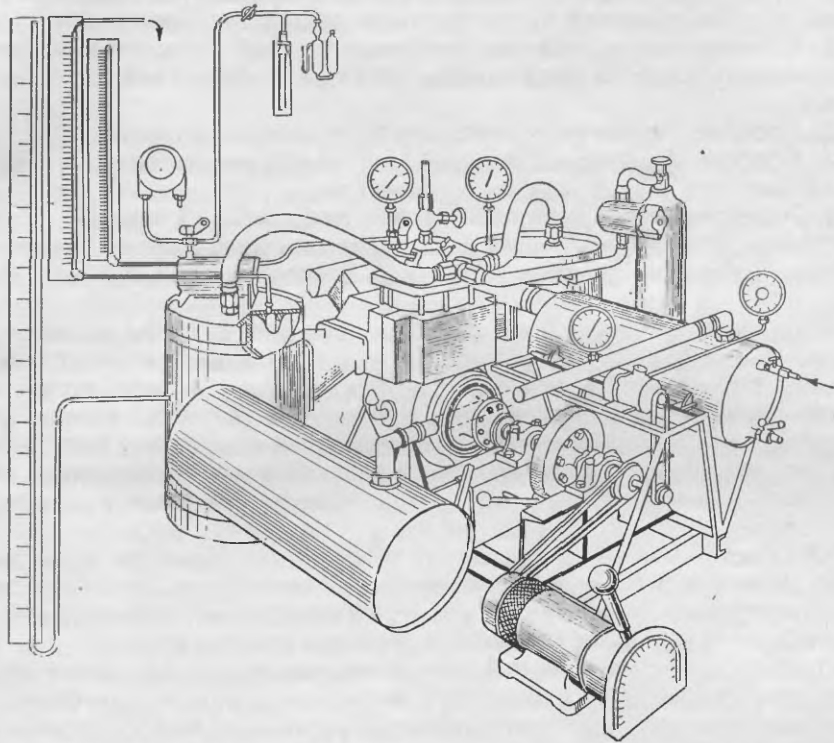
Не менее актуальными являются модели одноциклового действия. Примерами могут служить модели, построенные Саймонсом (фиг. 105) и в МВТУ, позволяющие воспроизводить процесс газообмена в двигателе с петлевой продувкой. Цилиндр модели выполнен из прозрачного материала. Скорость поршня и закон его движения осуществлены аналогичными таковым в двигателе во время процессов газообмена.

Впускные и выпускные трубопроводы соединены с продувочным и выпускным баками, внутри которых расположены небольшие уравнивательные баки: продувочный и выпускной (на фиг. 105 не виден). В уравнивательных баках перед продувкой цилиндра поддерживается давление, равное давлению в основных баках. После осуществления процесса продувки давление в дополнительных баках сохраняется прежним вследствие отключения их перед началом процесса, в то время как в основных баках давление падает. При известном (измеренном) перепаде давлений и объеме баков определяют расход воздуха.

Перед продувкой цилиндр и выпускной бак наполняют воздухом под давлением, несколько превышающем давление в выпускной системе; продувочные баки наполняют углекислым газом из баллона. Температура воздуха и углекислого газа близка к температуре окружающей среды.

Отбор проб газа в газоанализатор производят через кран в головке цилиндра.

Коленчатый вал соединен с маховиком, который приводится в движение от электродвигателя. Последовательность действия и ее регулировка, а также подключение маховика к коленчатому валу осуществляются с помощью электромагнитной фрикционной муфты, состоящей из трех основных частей: вращающегося электромагнита, установленного на приводном валу маховика, тормозного неподвижного электромагнита, расположенного на стенке



Фиг. 105. Установка одноциклового действия для изучения продувки цилиндра.

кривошипной камеры, и диска, размещенного между этими электромагнитами на валу на скользящей шпонке.

При включении в электрическую цепь вращающегося электромагнита коленчатый вал подключается к маховику. Одновременное размагничивание вращающегося электромагнита и намагничивание неподвижного обуславливает притягивание диска к неподвижному электромагниту, остановку коленчатого вала и его фиксирование в данном неподвижном положении (а также и после испытания при вращающемся маховике).

При фотографировании потоков в цилиндре в качестве трассирующего вещества используется порошкообразная фарфоровая глина, вдуваемая в цилиндр воздухом под избыточным давлением через трубку, расположенную около одного из впускных окон.

Для фотографирования применяется фотокамера со скоростью съемки 3000 кадров в секунду.

В отличие от описанной модели модель, построенная в МВТУ, позволяет имитировать все фазы процесса, в том числе процесс предварения выпуска при давлениях, равных давлениям в работающем двигателе.



До настоящего времени исследования на моделях проводились, как правило, без достаточно строгих обоснований; не было разработано теории моделирования применительно к рассматриваемой проблеме. Таким образом, особой задачей является установление теории моделирования как метода решения вопроса о выборе рациональных конструктивных и термодинамических параметров, влияющих на процесс очистки и наполнения цилиндра двухтактного двигателя.

Основными условиями моделирования, вытекающими из положения общей теории подобия, необходимо считать следующие условия, при которых движение газов в модели будет подобным движению газов в двигателе:

1. Геометрическое подобие основных звеньев продувочной цепи: цилиндр — выпускные и продувочные органы — выпускная и подводящая система.

2. Подобие параметров начального состояния процессов.

3. Подобие физических параметров: равенство отношений плотностей в сходственных точках модели и двигателя.

4. Равенство критериев подобия для сходственных сечений.

Этим условиям (за исключением первого) удовлетворить в полной мере чрезвычайно трудно, поэтому могут быть допущены те или иные приближения.

Проводятся специальные исследования для того, чтобы выяснить, какие именно, в какой форме и с какими опытными коэффициентами справедливы критерии газодинамического подобия. Исследование данного вопроса может быть проведено на модели и опытном двигателе, позволяющих изменять в широких пределах величины давлений в ресивере и цилиндре и число оборотов.

Для выявления указанных критериев необходимо определить значение перепадов давлений  $\Delta p$  и скорости  $w$  течения газов как в модели, так и в двигателе.

Из-за исключительной сложности явлений эти величины предварительно можно отнести к движению газов непосредственно через органы распределения и определять их как усредненные. Опыты следует проводить для разных чисел оборотов и разных давлений в ресивере и цилиндре.

Одной из основных частей экспериментальных работ является снятие индикаторных диаграмм с цилиндра двигателя и модели для более точного определения значений  $\Delta p$  и  $w$  основных фаз процесса. Наиболее сложно определить скорости газов для процессов течения через выпускные органы, где трудно установить конец периода свободного выпуска. Вопрос осложняется еще тем, что на конец этого периода и начало периода наполнения — продувки особенно сильно влияют явления неустановившегося движения, затрудняющие определение указанных параметров. Основные факторы, которыми можно руководствоваться при сравнении результатов экспериментов на двигателе и модели: степень очистки цилиндра от продуктов сгорания газов  $\eta_0$  и коэффициент использования продувочного воздуха  $\eta_u$ , расход воздуха и протекание индикаторных диаграмм. Последние должны быть одинаковыми для модели и двигателя.

Наиболее полноценными в отношении соответствия действительным условиям работы являются экспериментальные исследования, выполняемые непосредственно на работающем двигателе.

При построении опытного двигателя проводят исследование, связанное с доводкой процесса. В этом случае подбирают наиболее выгодные размеры и форму окон и клапанов, фазы распределения, форму кулачков и другие конструктивные параметры в совокупности с величинами давления и расхода продувочного воздуха, системой смесеобразования, конструкцией выпускной и подводящей систем. К сожалению, обычно вопрос решается применительно к данному частному случаю без попыток обобщения результатов.

При проведении подобного исследования необходимо стремиться придерживаться строгой последовательности при выявлении влияния того или иного фактора, сохраняя по возможности прочие равные условия, устраняя влияние других факторов. Целесообразно выявить следующие положения:

1. Правильность определения размеров проходных сечений органов распределения (и фаз) в отношении их пропускной способности (установление их окончательных размеров).

2. Правильность подбора формы и расположения органов.

3. Влияние выпускной и в некоторых случаях подводящей систем.

Факторами, определяющими качество процесса, кроме мощности, расхода топлива и температуры в выпускной системе, могут быть:

1) протекание индикаторных диаграмм, снимаемых с цилиндра, и смежных систем;

2) расход продувочного воздуха;

3) результаты анализа проб газов, которые можно брать из цилиндра во время хода сжатия, а также к концу расширения.

Индикаторные диаграммы, снятые при помощи слабой пружины, позволяют выявить характер изменения давления в цилиндре во время процесса выпуска и продувки, установить значения давления в моменты открытия и закрытия распределительных органов, а также получить данные для подсчета коэффициентов сопротивления органов или средней скорости воздуха и газов в них. По анализу газов можно найти содержание  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$  и  $\text{O}_2$  в заряде и в продуктах сгорания и определить коэффициенты наполнения и остаточных газов и к. п. д. процесса газообмена.

Вследствие трудности получения среднего состава газа в цилиндре быстрого двигателя критериями качества процесса часто считают величину коэффициента избытка продувочного воздуха  $\varphi_k$  в совокупности со значениями давлений в моменты открытия и закрытия продувочных органов  $p_n$  и  $p_a$  и параметрами индикаторного процесса.

Результаты экспериментов по определению количества продувочного воздуха, измеряемого с помощью сопла, поставленного обычно до входа воздуха в нагнетатель, позволяют судить о размерах впускных окон. Недостаточное количество продувочного воздуха (низкое  $\varphi_k$ ) является следствием недостаточных размеров впускных или выпускных органов. Может иметь значение повышенное сопротивление выпускной или подводящей системы.

Для устранения этих недочетов необходимо:

1) увеличить размеры продувочных или выпускных органов;

2) уменьшить сопротивление смежных с цилиндром систем.

Давление  $p_n$  должно лежать в диапазоне данных диаграмм фиг. 97. Излишне высокое значение  $p_n$  может получиться вследствие недостаточного время-сечения предварения выпуска при чрезмерной высоте продувочных окон или недостаточной высоте выпускных. В этом случае наблюдается значительный заброс продуктов сгорания в ресивер, что обуславливает заметное торможение втекания воздуха в окна, его загрязнение и нагрев, повышение температуры днища поршня, а также засмаливание окон и продувочного ресивера. Высокое давление  $p_n$  может вызвать значительный импульс в подводящей системе, в результате чего могут возникнуть блуждающие волны, тормозящие наполнение цилиндра<sup>1</sup>.

Для устранения указанных недочетов необходимо:

1) изменить размеры окон — увеличить длину выпускных или, если это не вызывает заметного уменьшения пропускной способности, уменьшить длину продувочных;

2) повысить давление продувочного воздуха.

<sup>1</sup> Имеется в виду худший случай. При некоторых условиях динамические явления могут обусловить улучшения наполнения.

Излишне низкое давление  $p_n$ , связанное с большим время-сечением предварения выпуска, может сопровождаться недостаточным время-сечением продувки или недостаточным полезным ходом. В этом случае также могут оказывать влияние динамические явления.

Значение давления начала сжатия  $p_a$  должно приближаться к значению  $p_k$ . Низкое значение  $p_a$  указывает на недостаточное время-сечение продувочных органов или на большое сопротивление продувочных органов и подводящей системы. Давление  $p_a$ , превышающее  $p_k$ , нередко указывает на то, что фаза дополнительной зарядки слишком велика и что с какого-то момента параллельно сжатию в цилиндре происходит течение продувочного воздуха из цилиндра в ресивер, ухудшающее наполнение.

Давление  $p_a$  может несколько превысить  $p_k$  и вследствие влияния ускоренных масс газов.

Форму и расположение органов распределения на работающем двигателе в отношении наполнения проверить чрезвычайно трудно. Обычно о качестве процесса принято судить по измеренной мощности и расходу топлива. Целесообразно и в этом случае провести проверку методом анализа газов.

При проектировании выпускной системы следует иметь в виду, что скорость газов в выпускной камере и трубопроводе должна быть ниже, чем в выпускных органах. Ориентировочно можно считать, что средняя скорость газов в выпускной системе должна составлять 60—70% от средней скорости в выпускных органах.

В заключение остановимся на экспериментах, относящихся к использованию динамических явлений в выпускной системе, проводимых с целью отделения процесса очистки цилиндра от процесса наполнения и увеличения заряда цилиндра. В этом случае опытным путем подбирают оптимальные размеры выпускных и продувочных органов и законы их открытия, а также размеры выпускной системы. Расчет до настоящего времени еще не разработан.

На заводе «Русский дизель», а также в других учреждениях были проведены экспериментальные работы с двухтактным двигателем без продувочного насоса, в котором очистка и наполнение цилиндра совершались путем использования динамических явлений в потоках выпускных газов. В случае применения такой системы увеличивается вес воздушного заряда, что связано с возможностью введения большего количества топлива и получения большей индикаторной мощности. Одновременно улучшается охлаждение поршня, клапанов и цилиндров. Кроме того, упрощается конструкция, повышается механический к. п. д., снижается удельный вес двигателя. Наконец, двигатель приобретает свойства саморегулировки.

Подобные двигатели имеют значение для систем, характеризующихся стабильностью скоростного режима работы, т. е. в первую очередь для стационарных установок.

Проведенные на указанном заводе эксперименты на двигателе с клапанно-щелевой схемой включали подбор рациональных размеров выпускного трубопровода, профиля кулачков выпускных клапанов и испытания различных конструкций клапанов, устанавливаемых в конце выпускного трубопровода.

В результате исследователям удалось поднять мощность двигателя.

Принцип работы этих двигателей в общих чертах заключается в следующем. После открытия выпускных органов, которое для получения большого импульса целесообразно производить раньше, чем в обычных двигателях, газы, устремляясь из цилиндра, создают в выпускном патрубке волну повышенного давления, оставляя позади себя разрежение. Движение передается газам, заполняющим трубопровод и находящимся до этого момента в относи-

тельном покое. Правильный подбор размеров и фаз открытия органов распределения и размеров выпускного трубопровода позволяет удлинить период времени, соответствующий наличию в цилиндре вакуума, и увеличить глубину вакуума примерно до  $0,4-0,5 \text{ кг/см}^2$ . В результате при отключении продувочного насоса воздух поступает из атмосферы под влиянием разности давлений и всасывающего действия «газового поршня». Как показывают эксперименты, наполнение цилиндра может быть осуществлено в этом случае даже при отсутствии выпускного трубопровода, однако с меньшим эффектом.

На наполнение оказывают влияние блуждающие волны в трубопроводе, отражающиеся от концов трубопровода. Как было сказано в § 2, первое отражение прямой волны от свободного конца (или глушителя) обуславливает получение обратной волны отрицательного знака, которая проходит по трубопроводу в обратном направлении; ее амплитуды суммируются с амплитудами прямой волны; в результате давление около выпускных органов понижается. Это способствует поступлению продувочного воздуха в цилиндр и, по мнению некоторых исследователей, является основным фактором, позволяющим осуществить процесс без продувочного насоса.

Если основываться на этом положении, то размеры и расположение выпускных окон следует подбирать так, чтобы начало их открытия совпадало или, быть может, несколько опережало момент начала прихода к выпускным органам отраженной волны (разрежения). Длину трубы следует подбирать так, чтобы волна проходила по трубопроводу вперед и назад 2 раза за период выпуска и продувки.

Ускоренная масса воздуха устремляется в выпускную трубу, но, встречая противодавление после спада волны разрежения, движется назад в цилиндр, что способствует увеличению зарядки.

Коэффициент наполнения пропорционален амплитуде волны давления в выпускном трубопроводе, зависящей от давления в цилиндре в момент открытия выпускных органов. Таким образом, количество воздуха, поступающего в цилиндр, возрастает с увеличением нагрузки. При наличии догорания вследствие повышения давления и температуры в цилиндре в момент открытия выпускных органов количество поступающего за цикл воздуха увеличивается, и двигатель как бы старается исправить работу, так как обеднение смеси обуславливает понижение температуры цикла, связанное с понижением давления в конце расширения.

С увеличением нагрузки увеличивается скорость распространения воли давления по трубе вследствие повышения температуры газов. В связи с этим наблюдается стремление к повышению числа оборотов вала двигателя. При пуске двигатель работает при пониженном числе оборотов, которое постепенно увеличивается с повышением температуры цикла.

Если обозначить через  $\alpha_0$  угол поворота кривошипа, соответствующий движению волны вперед и назад по трубопроводу, то угол, соответствующий периоду выпуска и продувки, должен быть близок к  $2\alpha_0$ , а угол предваряющий выпуска — несколько менее  $\alpha_0$ .

Полное время протекания процесса газообмена

$$t_0 = \frac{2\alpha_0}{6n}.$$

Длина трубопровода

$$l = \frac{at_0}{4},$$

где  $a$  — скорость звука при средней температуре выпускных газов.

Приняв скорость звука  $a = 500$  м/сек и  $2\alpha_0 \approx 130 \div 140^\circ$ , получим

$$l = \frac{a}{4} \frac{2\alpha_0}{6\pi} \approx (2700-2900) \frac{1}{\pi} \text{ м.}$$

Без проведения расчета трудно сказать что-либо конкретное по поводу диапазона чисел оборотов, при которых может удовлетворительно работать двигатель с рассматриваемой схемой распределения. При расчете органов распределения и выпускной системы можно пользоваться уравнениями движения и неразрывности, приведенными в § 11, вводя упрощающее исследование зависимости и используя опытные данные. В общем виде задачу решить весьма трудно.

## НАДДУВ ДВИГАТЕЛЕЙ

### § 1. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Из анализа выражения (189) литровой мощности следует, что одним из важнейших способов повышения литровой мощности двигателя является применение наддува. Осуществляя различную степень наддува, можно значительно расширить мощностной ряд двигателей с одними и теми же размерами цилиндра.

Литровая мощность при наддуве повышается вследствие увеличения весового заряда в цилиндре, характеризуемого произведением  $\eta_V \gamma_k$ . В двигателях с воспламенением от сжатия увеличение весового заряда воздуха в цилиндре дает возможность одновременно увеличить и подачу топлива. В карбюраторных двигателях при наддуве увеличивается вес смеси, поступающей в цилиндр двигателя.

С ростом давления наддува  $p_k$  уменьшаются относительные потери давления во впускных органах. Это, например, видно из фиг. 106 для двухтактного двигателя с клапанно-щелевой продувкой. Аналогичное явление наблюдается и для четырехтактных двигателей (фиг. 107). Обе диаграммы показывают, что давление  $p_a$  начала сжатия с увеличением давления  $p_k$  воздуха, поступающего в цилиндр, возрастает быстрее, чем  $p_k$ , поэтому и отношение  $p_a/p_k$  с ростом  $p_k$  заметно увеличивается.



Фиг. 106. Изменение отношения  $p_a/p_k$  в зависимости от давления  $p_k$  для двухтактного двигателя с клапанно-щелевой продувкой

В этом же направлении действует и продувка цилиндра. При интенсивной продувке цилиндра воздухом понижается температура стенок цилиндра, головки цилиндра поршня и клапанов. Одновременно снижается температура и уменьшается количество остаточных газов.

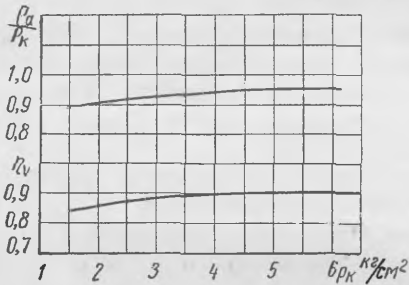
Таким образом, повышение давления наддува приводит к увеличению коэффициента наполнения двигателя (фиг. 107).

При наддуве изменяется также и индикаторный к. п. д. двигателя. Характер изменения индикаторного к. п. д. зависит от условий протекания рабочего процесса при наддуве.

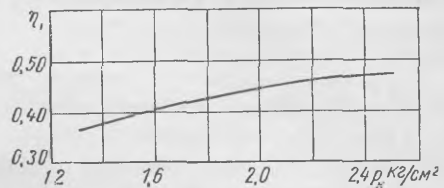
При неизменной подаче топлива на цикл с увеличением давления  $p_k$  наддува увеличивается коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ . С увеличением коэффициента  $\alpha$  повышается интенсивность и полнота сгорания топлива, что приводит к улучшению индикаторного к. п. д. (фиг. 108). Однако в этом случае наддув не может быть полностью использован как эффективное сред-

ство увеличения удельной мощности. Для того чтобы наиболее полно использовать преимущества наддува, необходимо с увеличением весового заряда цилиндра увеличивать также и подачу топлива на цикл, оставляя коэффициент избытка воздуха постоянным. В этом случае характер влияния наддува на индикаторный к. п. д. двигателя в основном зависит от типа топливоподающей системы и угла опережения впрыска топлива.

При наличии достаточного запаса производительности топливных насосов увеличение подачи топлива на цикл при наддуве часто осуществляют путем увеличения угла подачи топлива при сохранении неизменным угла опережения впрыска. Особенно это относится к модернизации двигателей путем наддува. Такое решение вопроса, позволяющее сохранить неизменной топливную аппаратуру двигателя, приводит к растягиванию процесса сгорания и к увеличению догорания топлива при расширении. Результатом этого является увеличение потерь тепла в охлаждающую воду и с выпускными газами, а следовательно, и уменьшение индикаторного к. п. д.



Фиг. 107. Изменение величин  $\rho_a/\rho_k$  и  $\eta_v$  в зависимости от давления  $p_k$  при  $n = \text{const}$  и  $t = \text{const}$  для четырехтактного двигателя (по данным Д. А. Портнова).



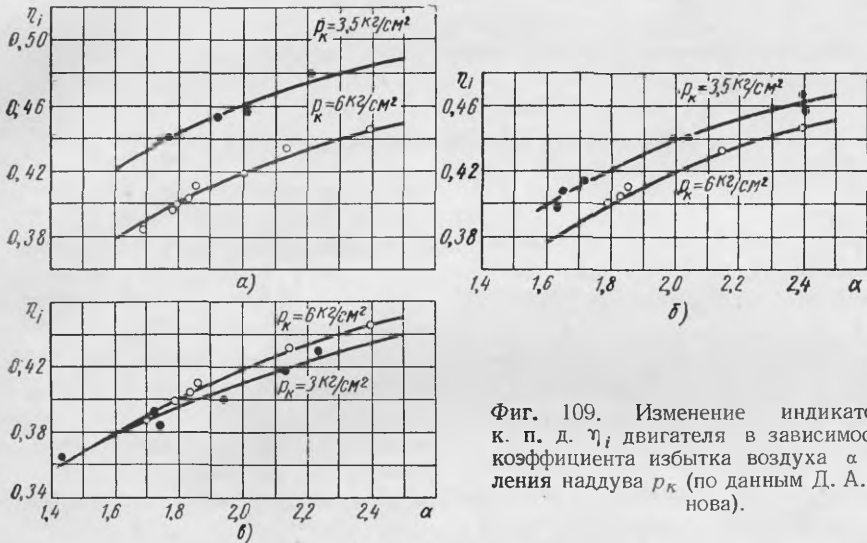
Фиг. 108. Изменение индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  в зависимости от давления наддува  $p_k$  при постоянной подаче топлива на цикл.

Как показывают опыты, ухудшение экономичности цикла зависит от величины давления  $p_k$  наддува. При увеличении давления  $p_k$  до значений, при которых удельный вес воздуха, поступающего в двигатель, не превосходит  $\gamma_k = 2 \text{ кг/м}^3$ , уменьшение индикаторного к. п. д. оказывается весьма небольшим. При дальнейшем увеличении  $p_k$  сохранение  $\alpha = \text{const}$  приводит к заметному ухудшению экономичности цикла. Поэтому для правильной организации рабочего процесса двигателя с наддувом оказывается необходимым подобрать соответствующую топливную аппаратуру и угол опережения впрыска. При изменении топливной аппаратуры целесообразно стремиться к возможному сокращению угла подачи топлива путем увеличения диаметра плунжера и соответствующего изменения профиля топливного кулачка.

Даже с помощью только правильного подбора угла опережения впрыска можно существенным образом уменьшить вредное влияние увеличения продолжительности впрыска на экономичность цикла. Угол опережения впрыска целесообразно подбирать так, чтобы степень повышения давления при сгорании осталась постоянной. Заметное повышение экономичности цикла может быть достигнуто сокращением продолжительности подачи топлива.

На фиг. 109 изображены кривые изменения индикаторного коэффициента полезного действия в зависимости от  $\alpha$  для четырехтактного двигателя с неразделенной камерой при различных характеристиках подачи топлива: кривые на фиг. 109, а относятся к работе двигателя с одной и той же топливоподающей системой при постоянном угле опережения впрыска; кривые на фиг. 109, б — к работе двигателя, когда угол опережения впрыска с увеличением давления  $p_k$  увеличивался до значения, при котором  $\lambda = \text{const}$ ;

кривые на фиг. 109, в относятся к работе двигателя, когда при  $\lambda = \text{const}$  сохранена примерно одинаковой продолжительностью подачи топлива. Анализ кривых показывает, что, например, при  $\alpha = 1,8$  повышение давления  $p_k$  с  $3,5$  до  $6 \text{ кг/см}^2$  в первом случае приводит к уменьшению индикаторного к. п. д. приблизительно на  $4,2\%$ , во втором — на  $2\%$ , а в третьем — индикаторный к. п. д. даже увеличивается на  $0,5\%$ . Все это свидетельствует о важности правильного подбора топливopодающей аппаратуры и угла опережения впрыска при работе двигателя с наддувом. При правильном сочетании факторов, от которых главным образом зависит качественное протекание процесса сгорания, можно добиться того, что индикаторный к. п. д. двигателя



Фиг. 109. Изменение индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  двигателя в зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и давления наддува  $p_k$  (по данным Д. А. Портнова).

с наддувом при  $\alpha = \text{const}$  или остается неизменным или даже несколько повышается.

Работа трения при наддуве вследствие увеличения давления на детали движения двигателя увеличивается. Так, например, работа трения одного экспериментального двигателя с воспламенением от сжатия увеличилась на  $7-8\%$  при повышении давления наддува от  $1,5$  до  $6 \text{ кг/см}^2$  и сохранении  $p_k/p_p = \text{const}$ . При низких давлениях  $p_k$  увеличение работы трения невелико.

Работа, затрачиваемая на насосные ходы, также увеличивается с ростом давления  $p_k$ . Для одного из двигателей, например, при увеличении давления наддува в указанных выше пределах работа насосных ходов возрастает в 4 раза. Повышение работы насосных ходов с увеличением давления  $p_k$  объясняется относительно более быстрым увеличением работы, затрачиваемой на выталкивание газов, по сравнению с увеличением полезной работы поступающего в цилиндр воздуха. В связи с этим целесообразно с повышением давления наддува увеличивать проходное сечение выпускных органов и изменять фазы газораспределения. Следует заметить, что при наддуве работа насосных ходов из отрицательной у двигателей без наддува может стать положительной у двигателей с наддувом.

Величина среднего индикаторного давления  $p_{ik}$  двигателя с наддувом при  $\alpha = \text{const}$  может быть приблизительно определена из выражения

$$p_{ik} = p_{i0} \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}},$$



где  $p_{i0}$  — среднее индикаторное давление двигателя без наддува;  
 $n$  — показатель политропы сжатия воздуха в нагнетателе.

Приведенное выражение может быть использовано и при ориентировочном определении давления  $p_k$  наддува, если задано необходимое давление  $p_{ik}$  и выбран нагнетатель.

## § 2. СИСТЕМЫ НАДДУВА ДВИГАТЕЛЕЙ

Классификация систем наддува двигателей может быть произведена по нескольким признакам: по роду источника энергии для наддува, по степени наддува, по типу нагнетателя, по величине давления  $p_k$  наддувочного воздуха и т. д.

По роду источника энергии для наддува двигателей различают наддув от приводного нагнетателя, газотурбинный, комбинированный, инерционный и скоростной.

### Наддув от приводного нагнетателя

В двигателях с наддувом от приводного нагнетателя для привода агрегата наддува — нагнетателя — используется часть мощности двигателя: нагнетатель связан с двигателем механическим приводом в виде зубчатой, цепной или другой передачи. В качестве агрегата наддува применяются нагнетатели: роторно-шестеренчатый, роторно-пластинчатый, поршневой, центробежный и осевой.

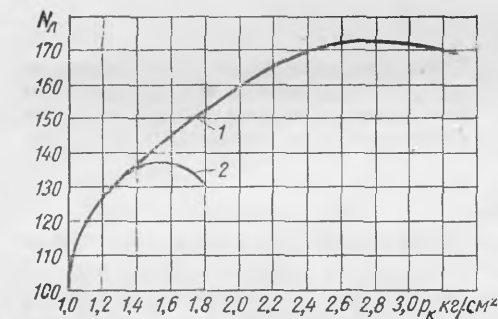
Эффективность наддува в значительной степени зависит от к. п. д. нагнетателя. Мощность  $N_k$ , затрачиваемая на привод нагнетателя, при известном значении давления наддува  $p_k$  определяется по формуле

$$N_k = \frac{RT_0}{75\eta_k} \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] G_v \text{ л. с.},$$

где  $\eta_k$  — эффективный к. п. д. нагнетателя;

$k$  — показатель адиабаты для воздуха;

$G_v$  — расход воздуха в кг/сек.



Фиг. 110. Влияние давления наддува  $p_k$  на литровую мощность  $N_l$  двигателя с воспламенением от сжатия.

Из формулы видно, что затраты мощности на привод нагнетателя при определенном расходе воздуха зависят от степени повышения давления  $\frac{p_k}{p_0}$  воздуха в нагнетателе и от общего к. п. д. нагнетателя. Величина эффективного к. п. д. нагнетателя изменяется для различных нагнетателей примерно в следующих пределах:

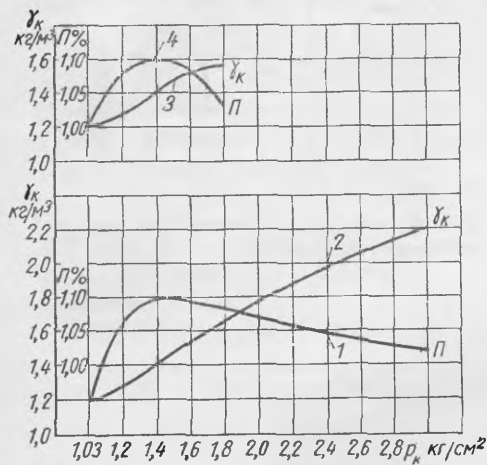
роторно-шестеренчатый . . . . .	0,53—0,67
поршневой . . . . .	0,55—0,78
центробежный . . . . .	0,57—0,76

С увеличением давления после нагнетателя и с уменьшением к. п. д. затраты мощности на привод нагнетателя увеличиваются. Чем меньше величина  $N_k$ , тем больше эффективная мощность двигателя с наддувом от приводного нагнетателя.

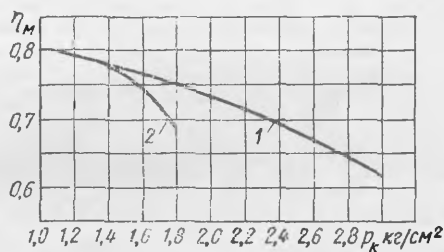
На фиг. 110 показана зависимость относительной литровой мощности  $N_{л}$  (в процентах от литровой мощности двигателя без наддува) для транспорт-

ного двигателя с воспламенением от сжатия с наддувом при работе с центробежным нагнетателем (кривая 1) и с объемным роторно-шестеренчатым нагнетателем (кривая 2). На двигателе с приводным центробежным нагнетателем литровая мощность двигателя продолжает увеличиваться до давления наддува  $p_k \approx 2,8 \text{ кг/см}^2$ . На двигателе с приводным объемным роторно-шестеренчатым нагнетателем литровая мощность двигателя продолжает увеличиваться лишь до  $p_k \approx 1,5 \div 1,55 \text{ кг/см}^2$ . Дальнейший рост давления  $p_k$  приводит к снижению литровой мощности. Это объясняется тем, что влияние температуры воздуха после нагнетателя на плотность заряда возрастает в большей мере, чем давление наддува. Одновременно увеличивается мощность, затрачиваемая на привод нагнетателя, и ухудшается наполнение.

Увеличение температуры воздуха после нагнетателя и уменьшение наполнения приводят к тому, что относительное приращение плотности воздуха после объемного ро-



Фиг. 111. Изменение удельного веса воздуха (после нагнетателя) и его относительное изменение в зависимости от давления наддува  $p_k$ .



Фиг. 112. Изменение механического к. п. д.  $\eta_m$  двигателя с приводным нагнетателем в зависимости от давления наддува  $p_k$ .

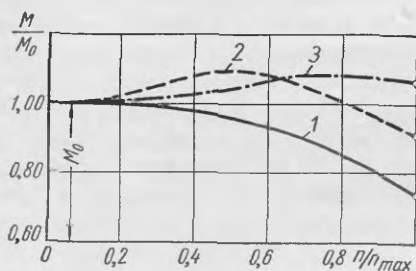
торно-шестеренчатого нагнетателя с увеличением давления  $p_k$  снижается быстрее, чем после центробежного нагнетателя.

На фиг. 111 изображены кривые изменения удельного веса воздуха  $\gamma_k$  и его относительного изменения  $\Pi$  (в процентах) для центробежного нагнетателя (кривые 2 и 1) и для объемного роторно-шестеренчатого нагнетателя (кривые 3 и 4). Относительное приращение  $\Pi$  удельного веса определялось как отношение значения  $\gamma_k$  в конце выбранного промежутка изменения давления  $p_k$  к значению  $\gamma_k$  в начале его. Сравнение протекания кривых 1 и 4 наглядно подтверждает вывод о более медленном уменьшении приращения относительного удельного веса после центробежного нагнетателя. В результате этого литровая мощность двигателя с объемным нагнетателем начинает снижаться раньше, чем литровая мощность двигателя с центробежным нагнетателем.

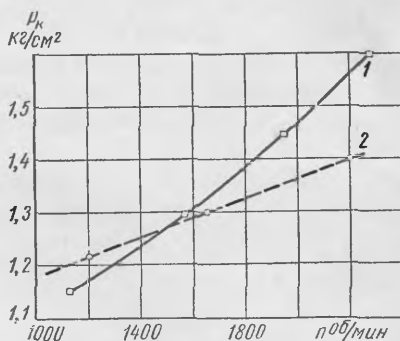
Выбирая величину давления  $p_k$  для двигателя с наддувом от приводного нагнетателя, следует учитывать не только величину литровой мощности, но также и экономичность работы двигателя. Исследования показывают, что, например, максимальная экономичность двигателя с роторно-шестеренчатым нагнетателем обычно достигается при  $p_k \approx 1,14 \div 1,35 \text{ кг/см}^2$ . Ухудшению экономичности двигателя с приводным нагнетателем способствует также уменьшение механического к. п. д. двигателя при увеличении давления  $p_k$ . На фиг. 112 показано изменение механического к. п. д. для одного и того же двигателя с приводным центробежным (кривая 1) и объемным роторно-шестеренчатым (кривая 2) нагнетателями. Эти кривые также подтверждают вывод

о том, что при высоких значениях  $p_k$  эффективнее применять центробежный нагнетатель. Однако решение о применении того или иного нагнетателя должно быть принято с учетом особенностей работы двигателя.

Например, при выборе нагнетателя для автомобильного двигателя следует учитывать также влияние наддува на характеристику двигателя. На фиг. 113 изображены кривые относительного изменения крутящего мо-



Фиг. 113 Изменение величины относительного крутящего момента двигателя без наддува и с наддувом различными нагнетателями в зависимости от относительной величины числа оборотов.



Фиг. 114. Изменение давления наддува  $p_k$  нагнетателя в зависимости от числа оборотов  $n$  вала двигателя:

1 — для центробежного нагнетателя;  
2 — для объемного нагнетателя.

мента  $\frac{M}{M_0}$ , где  $M_0$  — крутящий момент при полной мощности и минимально устойчивых оборотах двигателя в зависимости от относительной величины числа оборотов  $\frac{n}{n_{max}}$  для двигателя без наддува (кривая 1) и для двигателей с наддувом объемным (кривая 2) и центробежным (кривая 3) нагнетателями. Автомобильный двигатель с объемным нагнетателем имеет коэффициент приспособляемости (отношение  $M_{max}$  к  $M_e$  при  $n_{max}$ ) больше, чем двигатель с центробежным нагнетателем. Причиной этого является характер изменения давления  $p_k$  в зависимости от числа оборотов у различных нагнетателей: кривая изменения давления (фиг. 114) по числу оборотов для объемного нагнетателя более пологая, чем для центробежного.

### Газотурбинный наддув

Наиболее эффективным методом наддува является газотурбинный. При газотурбинном наддуве привод нагнетателя осуществляется от газовой турбины, работающей на выпускных газах Агрегат, объединяющий газовую турбину и нагнетатель, называется турбокомпрессором или газотурбонагнетателем.

Основные преимущества системы газотурбинного наддува по сравнению с механическим следующие.

Механический к. п. д. двигателя с газотурбинным наддувом выше, чем у двигателя с наддувом от приводного нагнетателя на 4—6%. Объясняется это тем, что при одинаковой индикаторной мощности эффективная мощность двигателя с газотурбинным наддувом выше на величину разности между мощностью приводного нагнетателя и увеличением мощности насосных потерь при газотурбинном наддуве. Эта разность представляет собой довольно значительную величину и возрастает с увеличением давления наддува.

Установку турбокомпрессора без связи с коленчатым валом на двигателе выполнить проще, чем установку приводного нагнетателя.

У двигателей с газотурбинным наддувом давление наддува изменяется автоматически в зависимости от мощности двигателя. Приводной нагнетатель при одном и том же числе оборотов вала подает практически одно и то же количество воздуха независимо от нагрузки двигателя. Это приводит к затратам лишней мощности на подачу неиспользуемого воздуха и к резкому падению  $\eta_m$  с уменьшением нагрузки.

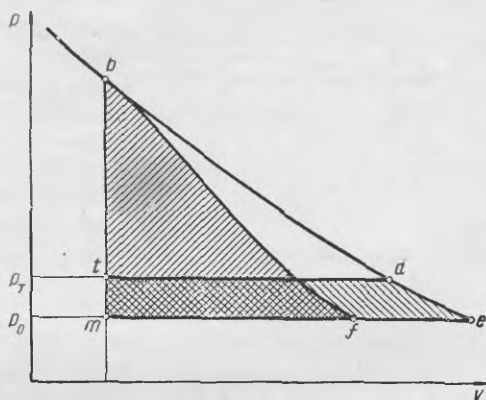
Газотурбинный наддув двигателей внутреннего сгорания можно осуществлять по одной из трех систем.

В первой системе, известной под названием системы наддува с турбиной постоянного давления, выпускные газы собираются в выпускном трубопроводе перед турбиной. Объем выпускного трубопровода достаточно велик по сравнению с объемом цилиндра. Поэтому при большой частоте равномерно чередующихся выпусков давление газа перед турбиной практически постоянно. Однако это не означает, что и давление газа по длине выпускного трубопровода будет постоянным: в процессе выпуска в трубопроводе образуются волны давления.

Во второй системе, известной под названием системы наддува с импульсной турбиной или с турбиной переменного давления, используется кинетическая энергия выпускных газов. В этом случае турбина присоединяется к выпускному каналу двигателя короткими трубопроводами, идущими или от одного цилиндра или от группы цилиндров (два-три цилиндра). В группы объединяют цилиндры, наиболее далеко отстоящие один от другого по фазе выпуска.

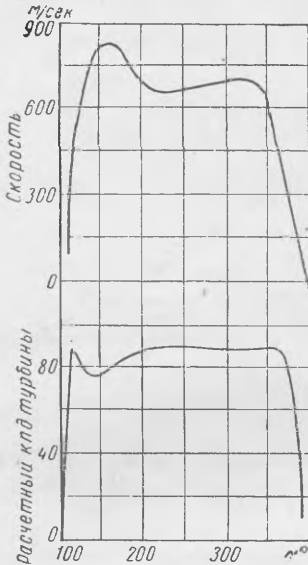
Длина и проходное сечение трубопровода при наддуве с импульсными турбинами оказывают большое влияние на потери мощности двигателя. Опыты на легких двигателях повышенной мощности показывают, что при сечении трубопровода, равном сечению выпускного канала, потери мощности двигателя при трубе длиной в 1 м практически отсутствуют, при длине трубопровода 2 м потери мощности составляют 5%; после уменьшения сечения трубопровода до 40% от сечения выпускного канала потери увеличиваются: при трубе длиной 1 м примерно до 18%, а при трубе длиной 2 м — до 23%. Чем короче трубопроводы, тем меньше потери и тем больше расширение непосредственно в турбине. При этом в сопловой аппарат турбины будет поступать газ с переменными параметрами и скоростью по времени. Следовательно, параметры газа в любой точке соплового аппарата и канала рабочего колеса турбины будут переменны по времени.

Сравнивая системы наддува с импульсной турбиной и с турбиной постоянного давления, можно отметить, что мощность импульсной турбины при одинаковом расходе газа больше мощности турбины постоянного давления. Это станет понятным, если сравнить в диаграмме  $p - V$  работу выпускных газов, которая может быть использована в турбине постоянного давления. Из диаграммы видно (фиг. 115), что располагаемая работа (площадь  $b f m b$ ) импульсной турбины значительно больше располагаемой работы (площадь  $d e m t d$ ) турбины постоянного давления. Вследствие этого при использовании импульсной системы можно обеспечить более высокое давление наддува. Например, на одном четырехтактном двигателе с размерами  $D = 260$  мм,  $S = 340$  мм



Фиг. 115. Располагаемая работа в импульсной турбине и турбине постоянного давления при газотурбинном наддуве двигателя.

и числом оборотов  $n = 860$  в минуту при давлении в цилиндре в момент открытия выпускных органов  $p_b = 8 \text{ кг/см}^2$  получены следующие результаты: при импульсной системе наддува максимальное давление перед турбиной  $p_{T \max} = 4,33 \text{ кг/см}^2$ , среднее  $p_{T \text{ ср}} = 2,1 \text{ кг/см}^2$ , с турбиной постоянного давления соответственно 1,93 и 1,37  $\text{кг/см}^2$ . В первом случае давление наддува  $p_k = 1,65 \text{ кг/см}^2$ , во втором  $p_k = 1,38 \text{ кг/см}^2$ , т. е. ниже на 19%. Из располагаемой энергии  $H_b = 151 \text{ ккал/кг}$  адиабатного расширения газов при параметрах, соответствующих точке  $b$ , в импульсной турбине использовано 51  $\text{ккал/кг}$ , а в турбине постоянного давления 22  $\text{ккал/кг}$  или 43,2% энергии, используемой импульсной турбиной.



Фиг. 116 Изменение скорости и к. п. д. турбины в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Лучшее использование энергии выпускных газов в импульсной турбине по сравнению с турбиной постоянного давления особенно ощутимо при низких давлениях  $p_k$ . С увеличением давления наддува эта разница уменьшается и, начиная с  $p_k = 4 \div 5 \text{ кг/см}^2$ , использование турбины постоянного давления становится более эффективным, чем использование импульсной турбины. Причины этого заключаются в следующем. С увеличением давления наддува увеличиваются максимальные значения амплитуд колебания давления и соответственно скорости истечения газов через сопла турбины, что приводит к снижению к. п. д. импульсной турбины. На фиг. 116 показаны кривые изменения скорости газов и к. п. д. турбины в зависимости от угла поворота коленчатого вала двигателя.

Изменение скорости потока газов приводит к изменению отношения  $\frac{u}{c_1}$  окружной скорости колеса к скорости входа газа на лопатки. Для того чтобы турбина работала с максимальным к. п. д., отношение  $\frac{u}{c_1}$  должно быть по

возможности постоянным и равным некоторому оптимальному значению, при котором к. п. д. турбины наибольший. Так как величина  $\frac{u}{c_1}$  за период выпуска переменна, то с максимальным к. п. д. турбина работает только часть периода выпуска, в остальную часть периода выпуска турбина работает с пониженным к. п. д. Поэтому к. п. д. импульсной турбины ниже к. п. д. турбины постоянного давления и составляет максимум 60%.

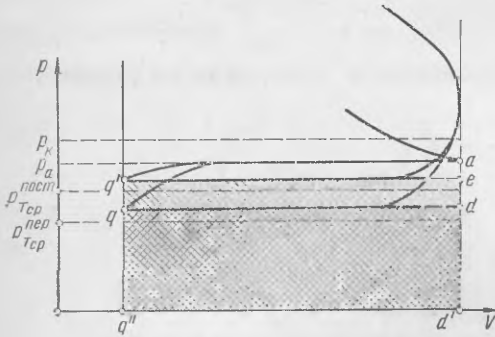
Уменьшение к. п. д. импульсной турбины с увеличением  $p_k$  связано также с невозможностью полного использования надкритических скорости и давления газов перед турбиной.

С ростом давления  $p_k$  увеличивается давление  $p_T$  газов перед турбиной. В связи с этим при наддуве турбиной постоянного давления уменьшается относительная величина потери энергии импульса, т. е. уменьшается отношение располагаемой энергии импульса (площадь  $btdb$  на фиг. 115) ко всей энергии (площадь  $btmfedb$ ), которую можно использовать в газовой турбине. Это также снижает эффективность газотурбинного наддува турбиной переменного давления с ростом давления  $p_k$ .

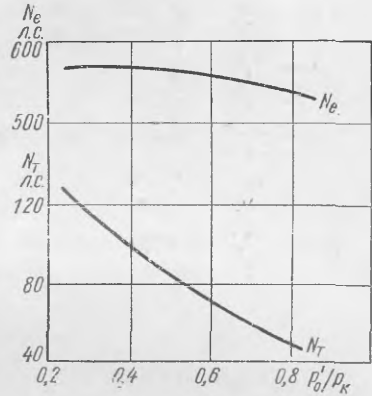
Проведенные расчеты показывают, что мощность импульсной газовой турбины при  $p_k$  до 2  $\text{кг/см}^2$  и одинаковом расходе газа примерно в 1,2—1,5 раза больше мощности турбины постоянного давления.

При переменном давлении в выпускном трубопроводе имеется больше возможностей организовать продувку цилиндра четырехтактного двигателя, осуществляя перекрытие клапанов в период понижения давления в выпускном патрубке в конце выпуска.

При применении импульсной системы газотурбинного наддува при одном и том же давлении  $p_k$  заметно уменьшаются насосные потери, что приводит к повышению механического к. п. д. двигателя. Это объясняется тем, что давление в выпускном трубопроводе, обеспечивающее такую же мощность турбины постоянного давления, значительно больше среднего давления при наддуве импульсной турбиной. Поэтому давление выталкивания отработавших газов при наддуве с турбиной постоянного давления, а следовательно, и мощность, затрачиваемая на выталкивание, выше (фиг. 117).



Фиг. 117. Изменение работы, затрачиваемой на выталкивание газов, в случае газотурбинного наддува с импульсной турбиной и турбиной постоянного давления.



Фиг. 118. Зависимость мощности двигателя  $N_e$  и турбины  $N_T$  от отношения противодавления за турбиной  $p_0'$  к давлению наддува  $p_k$ .

Чтобы использовать все преимущества импульсной системы наддува, необходимо в выпускном трубопроводе двигателя иметь переменное давление с возможно большей амплитудой колебаний. Для этого уменьшают до возможного минимума объем выпускного трубопровода и разделяют выпуск из отдельных цилиндров. Поэтому при импульсной системе наддува турбина должна быть расположена возможно ближе к цилиндрам двигателя, что усложняет конструкцию. В системах с турбиной постоянного давления конструктору предоставляется возможность более широкого выбора расположения турбокомпрессора.

Одним из важных мероприятий, способствующих повышению эффективности импульсной системы газотурбинного наддува, является быстрое открытие выпускных органов. Для этого в четырехтактных двигателях применяют кулачки с более крутым профилем, в двухтактных увеличивают скорость открытия выпускных органов, применяя выпуск через окна. В двухтактных двигателях с выпуском через клапаны для выполнения этого требования приходится или увеличивать крутизну профиля, что может привести к возникновению недопустимых ускорений, или увеличивать число клапанов, что очень часто сопряжено со значительными конструктивными трудностями.

При выборе системы наддува необходимо помнить, что импульсная турбина очень чувствительна к увеличению противодавления  $p_0'$  на выпуске (фиг. 118): с увеличением отношения  $\frac{p_0'}{p_k}$  мощность турбины заметно падает.

Третья система наддува предусматривает установку для привода нагнетателей как турбины переменного давления, так и турбины постоянного давле-

ния. Для лучшего использования кинетической энергии выпускных газов турбина переменного давления устанавливается ближе к двигателю. При такой комбинированной системе газотурбинного наддува достигается наиболее полное использование энергии выпускных газов.

Величина давления  $p_T$  газов перед турбиной постоянного давления, необходимая для обеспечения заданного значения  $p_K$ , может быть определена из уравнения

$$\left(\frac{p_K}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 = \beta\tau \left[1 - \left(\frac{p_0'}{p_T}\right)^{\frac{k_1-1}{k_1}}\right], \quad (256)$$

где  $p_0'$  и  $p_0$  — соответственно давление за турбиной и окружающей среды в  $\text{кг/см}^2$ ;

$k = 1,4$  — показатель адиабаты расширения для воздуха;

$k_1 \approx 1,3$  — средний показатель адиабаты расширения выпускных газов;

$\beta = \frac{k_1}{k_1 - 1} \frac{k - 1}{k} \frac{R_T}{R}$  — постоянная величина, зависящая от химического состава газа;

$R_T$  — газовая постоянная выпускных газов;

$R = 29,3 \text{ кгм/кг град}$  — газовая постоянная воздуха.

$$\tau = \frac{G_T}{G_B} \frac{T_T}{T_0} \eta_{TK};$$

$G_T$  — расход газов через турбину в  $\text{кг/сек}$ ;

$G_B$  — расход воздуха через двигатель в  $\text{кг/сек}$ ;

$T_T$  — температура выпускных газов в  $^{\circ}\text{абс}$ ;

$\eta_{TK} = 0,4 \div 0,6$  — к. п. д. турбокомпрессора, равный произведению к. п. д. турбины и компрессора.

Расход  $G_T$  газов через турбину равен сумме расхода  $G_B$  воздуха и расхода  $g_T$  топлива в двигателе.

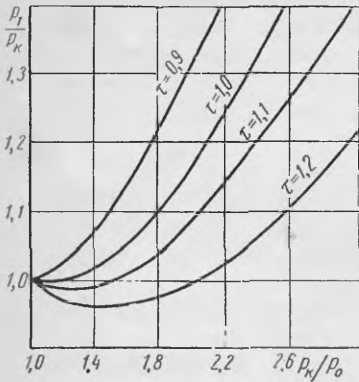
Уравнение (256) получается из баланса мощностей компрессора и нагнетателя. Так называемая диаграмма Рато (фиг. 119) представляет собой графически связь, согласно уравнению (256), между величинами  $p_T$ ,  $p_0$ ,  $p_K$ ,  $T_T$ ,  $T_0$  и  $\eta_{TK}$ . Из диаграммы видно, что при заданных значениях  $\eta_{TK}$ ,  $T_0$  и  $T_T$  для получения необходимого давления наддува  $p_K$  требуется создание вполне определенного давления  $p_T$ .

Расчет импульсной системы турбонаддува сложнее, чем расчет системы газотурбинного наддува при постоянном давлении. При импульсной системе наддува возможны два направления расчета.

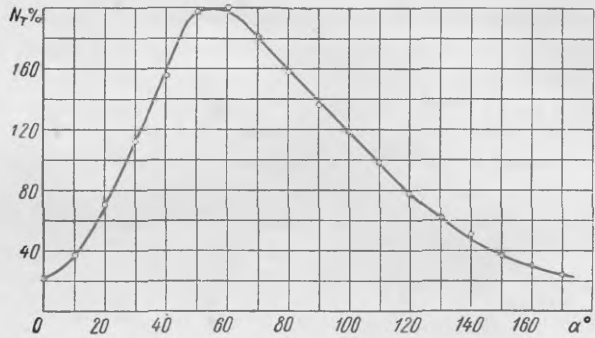
В первом случае известны параметры и характеристика турбины. Необходимо определить размеры выпускного трубопровода, значения фаз распределения и наиболее рациональное сочетание выпускной системы и фаз распределения, обеспечивающее эффективное использование энергии в газовой турбине.

Во втором случае определяют параметры газовой турбины, чтобы получить максимальный к. п. д. Как в первом, так и во втором случае для расчета необходимо знание параметров газа в выпускной трубе перед турбиной. Изменение параметров газа перед турбиной приводит к тому, что и мощность, развиваемая импульсной турбиной, не остается постоянной. На фиг. 120 изображено изменение мощности турбины  $N_T$  (в процентах от средней мощности) по углу поворота коленчатого вала для двигателя 8ЧН  $\frac{30}{38}$  с объемом трубопровода 84 л. Из графика видно, что мощность турбины изменяется в широких пределах.

Величина давления наддува может быть определена так же, как и при наддуве с постоянным давлением газа перед турбиной, из баланса мощности турбины и нагнетателя. На основании этого баланса может быть получено



Фиг. 119. Диаграмма Рато.



Фиг. 120. Изменение мощности  $N_T$  импульсной турбины по углу поворота коленчатого вала (по данным Н. Т. Романенко).

следующее выражение для определения давления  $p_k$  наддува для любого промежутка времени  $t_1 - t_2$ :

$$p_k = p_0 \left[ 1 + A \varphi^3 \frac{\int_{t_1}^{t_2} c^3 \eta_T dt}{\int_{t_1}^{t_2} c dt} \right]^{\frac{k}{k-1}},$$

где  $A = \frac{X \cdot \eta_k (k-1)}{2gRT_0 k}$  — постоянный коэффициент;

$X$  — отношение количества газов, прошедших через турбину, к количеству воздуха, поданному нагнетателем. Для двигателей с воспламенением от сжатия, двигателей с непосредственным впрыском и карбюраторных с нагнетателем до карбюратора  $X = 1 + \frac{l_0}{\alpha_{сум} t_0}$ ; для карбюраторных двигателей с нагнетателем после карбюратора  $X = 1$ ;

$\eta_k$  — адиабатический к. п. д. нагнетателя;

$k$  — показатель адиабаты для воздуха;

$p_0$  и  $T_0$  — соответственно давление и температура воздуха перед нагнетателем;

$l_0$  — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива;

$\alpha_{сум}$  — суммарный коэффициент избытка воздуха;

$\varphi$  — коэффициент, учитывающий потери скорости при истечении через сопла турбины;

$\eta_T$  — к. п. д. турбины;

$t$  — время;

$c$  — скорость истечения, определяемая в зависимости от параметров газа перед турбиной  $p_T$  и  $T_T$  и давления после турбины  $p_0$  по известному уравнению адиабатного истечения.

<sup>1</sup> Подробный вывод выражения см. сборник «Повышение мощности двигателей с воспламенением от сжатия», под ред. А. И. Толстова, Машгиз, 1954, стр. 127—128.



Разбивая весь промежуток истечения газа на интервалы и зная параметры газа перед турбиной, можно найти изменение давления  $p_k$  по углу поворота коленчатого вала, а затем определить и среднее давление  $p_k$ .

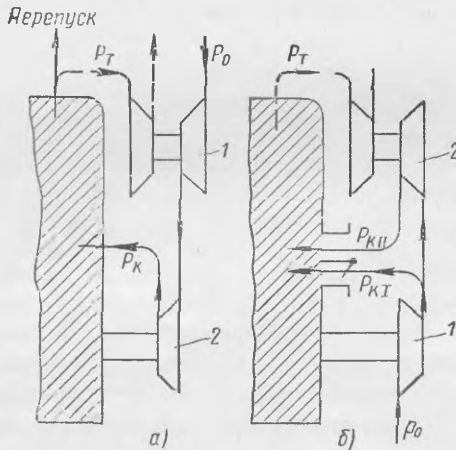
Среднюю величину  $p_k$  можно также определить, если предварительно найти среднюю мощность турбины  $N_{T_{cp}}$  и приравнять средней мощности  $N_k$ , потребляемой нагнетателем,

$$p_k = p_0 \left[ 1 + \frac{N_{T_{cp}} \gamma_k (k-1)}{RT_0 k G_B} \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

### Комбинированный наддув

Комбинированный наддув двигателей может быть осуществлен по двум схемам.

По первой схеме комбинированного наддува (фиг. 121) сжатие воздуха производится сначала в турбокомпрессоре 1, который является первой ступенью наддува, а затем в приводном нагнетателе 2 — вторая ступень. Применение двух ступеней наддува позволяет получить более высокое значение  $p_k$  при использовании энергии выпускных газов в турбине. При необходимости уменьшить давление наддува применяется выпуск части отработавших газов (до поступления в турбину) в атмосферу. Более эффективное снижение давления наддува достигается путем отключения приводного нагнетателя. К этой схеме близка схема, в которой приводной нагнетатель отсутствует, а вал газотурбоагнетателя механической передачей связан с валом двигателя.



Фиг. 121. Схемы комбинированного наддува.

С увеличением нагрузки давление воздуха после второй ступени увеличивается и превосходит давление первой. Вследствие этого специальные клапаны первой ступени автоматически закрываются и в дальнейшем сжатие воздуха осуществляется последовательно в двух ступенях. Эта система может быть использована в транспортных установках. В судовых установках при этом возможна длительная работа на малых нагрузках, обеспечивается надежный пуск и реверс, а также высокий наддув двигателя при повышенных противодавлениях.

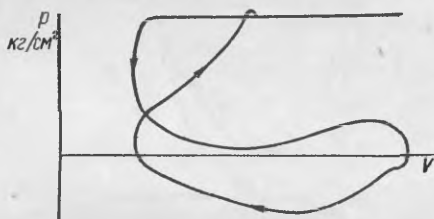
В двигателях наземного транспорта такая схема обеспечивает наиболее желаемый в отношении протекания характеристики закон изменения давления  $p_k$  в зависимости от числа оборотов вала двигателя. Однако при постановке приводного нагнетателя в качестве первой ступени наддува двигатель нельзя форсировать путем увеличения весового заряда воздуха, так как количество воздуха, которое подается в двигатель за один оборот, остается постоянным.

## Инерционный и скоростной наддув

При инерционном наддуве повышение давления в конце впуска осуществляется вследствие использования газодинамических явлений во впускном трубопроводе. Для повышения эффективности инерционного наддува профиль впускного кулачка делают таким, чтобы проходное сечение впускного клапана в первой части хода поршня было незначительно. В результате этого в цилиндре образуется разрежение  $0,3—0,4 \text{ кг/см}^2$ . Затем около середины хода поршня клапан быстро открывается и воздух с большой скоростью (до  $200 \text{ м/сек}$ ) устремляется в цилиндр. Под действием динамического напора столба воздуха давление в цилиндре в конце наполнения повышается до  $1,15—20 \text{ кг/см}^2$  (фиг. 122).

Опыты, проведенные на различных четырехтактных двигателях, показывают, что, применяя инерционный наддув, можно повысить литровую мощность двигателя примерно на  $25—30\%$  и более при сохранении неизменным удельного расхода топлива.

Для полной реализации возможностей инерционного наддува двигатель должен быть оборудован сравнительно длинной трубой ( $5 \text{ м}$  и более), что не всегда возможно при установке двигателя. Кроме того, эффективность инерционного наддува снижается с уменьшением скоростного режима двигателя.



Фиг. 122. Изменение давления в цилиндре двигателя во время впуска и выпуска при инерционном наддуве.

Возможности инерционного наддува двигателя можно увеличить путем дополнительного использования резонансных явлений во впускной трубе. Для усиления этих явлений можно, например, применять установку специальных резонаторов на впускной трубе в виде двух или более переменных объемов.

В двигателях, устанавливаемых на самолетах и на гоночных автомобилях, возможно использование скоростного наддува. Для получения скоростного наддува воздухоподводящий патрубок двигателя необходимо направлять навстречу набегающему потоку воздуха. При этом патрубок должен быть выполнен в виде диффузора так, чтобы его проходное сечение постепенно увеличивалось в направлении к двигателю. Это обеспечит плавное уменьшение скорости потока с минимальными потерями кинетической энергии на внутреннее трение.

Ощутимый эффект от скоростного наддува получается при скоростях набегающего потока около  $400 \text{ км/час}$  и более. При использовании скоростного наддува при малых скоростях набегающего потока установка воздухоподводящего патрубка не дает положительного результата: гидравлические потери в нем могут быть даже выше, чем располагаемая кинетическая энергия воздуха.

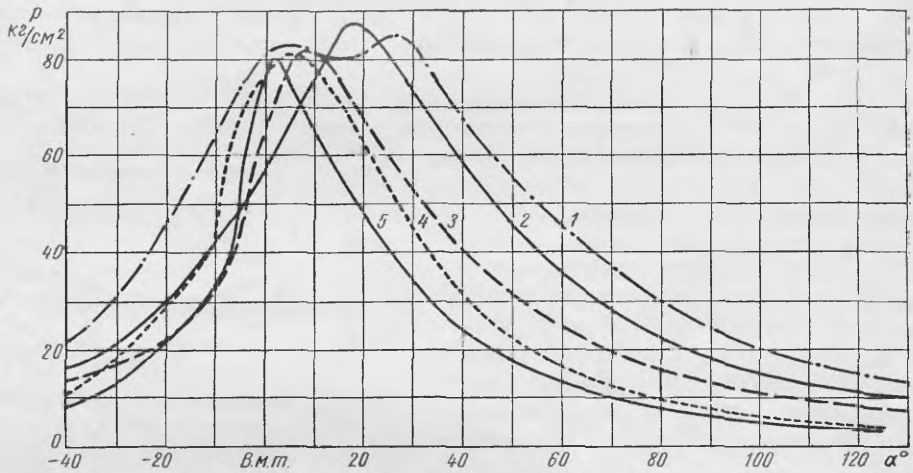
## § 3. ПРЕДЕЛЫ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ НАДДУВОМ

Повышение давления наддува связано с увеличением механической и тепловой напряженности двигателя.

Увеличение механической нагрузки двигателя с наддувом обуславливается ростом давлений в конце сжатия  $p_c$  и сгорания  $p_2$ . Расчеты показывают, что при увеличении давления наддува с  $3$  до  $6 \text{ кг/см}^2$  и сохранения  $\lambda = 1,4 = \text{const}$  и  $\epsilon = 13 = \text{const}$  давление сгорания возрастает в  $2$  раза, достигая приблизительно  $270 \text{ кг/см}^2$ . Поэтому для обеспечения

надежной работы деталей пришлось бы значительно утяжелить конструкцию двигателя. Подобную меру следует признать нецелесообразной для двигателей любого типа. Отсюда следует, что, повышая наддув, одновременно нужно предусматривать и мероприятия по ограничению максимального давления в цилиндре.

Одним из путей снижения максимального давления в цилиндре является уменьшение степени сжатия у двигателей с наддувом. В связи с этим у двигателей с воспламенением от сжатия степень сжатия снижается до 13—11,



№ кривой	$\varepsilon$	$p_k$ в $\text{кг/см}^2$	$t_k$ в $^{\circ}\text{C}$	$p_i$ в $\text{кг/см}^2$
1	10	3,75	150	20,5
2	10	2,5	150	16,9
3	10	1,75	150	13,6
4	14	1,3	80	9,6
5	14	1,0	15	7,0

Фиг. 123. Индикаторные диаграммы двигателей с воспламенением от сжатия при различных величинах  $\varepsilon$  и  $p_k$ .

что при условии ограничения давления  $p_2$  позволяет сохранить  $\lambda \approx \text{const}$  и тем самым избежать резкого ухудшения экономичности. Дальнейшее снижение степени сжатия невозможно из-за ухудшения пуска двигателя. Для надежного пуска двигателей с воспламенением от сжатия давление в конце сжатия при пуске должно быть примерно 25—26  $\text{кг/см}^2$ .

На фиг. 123 изображены индикаторные диаграммы двигателей с воспламенением от сжатия при различных давлениях наддува и степенях сжатия  $\varepsilon = 10$  и 14 при условии сохранения  $p_2 = \text{const}$ . Сопоставление индикаторных диаграмм показывает, что с увеличением давления  $p_k$  при ограничении величины  $p_2$  процесс сгорания растягивается: при  $p_k = 3,75 \text{ кг/см}^2$  основное количество тепла подводится в процессе  $p \approx \text{const}$ . В этом случае участок со сгоранием при  $p \approx \text{const}$  составляет примерно 30° поворота коленчатого вала, степень повышения давления  $\lambda \approx 1$ . Такое протекание процесса сгорания приводит к значительному увеличению тепловой напряженности двигателя и ухудшению экономичности: индикаторный расход топлива при  $p_k = 3,75 \text{ кг/см}^2$  составляет 163 г/и. л. с. ч. вместо 150 г/и. л. с. ч. при  $p_k = 1,75 \text{ кг/см}^2$  и той же степени сжатия.

В связи с ограниченной возможностью снижения степени сжатия для уменьшения давления  $p_z$  дополнительно прибегают к уменьшению угла опережения впрыска топлива. Снижение степени сжатия и уменьшение угла опережения впрыска топлива приводят к растягиванию процесса сгорания. Сгорание топлива охватывает большой период времени и при высоких значениях давления  $p_k$  в значительной степени переносится на линию расширения.

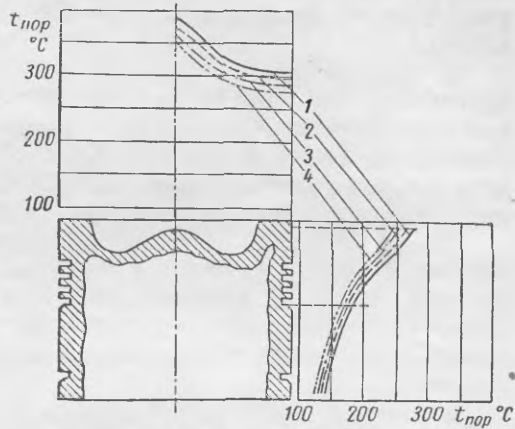
С увеличением давления наддува наряду с механической напряженностью повышается также и тепловая напряженность деталей двигателя и особенно поршня. На фиг. 124 показано изменение температуры поршня двигателя с воспламенением от сжатия с наддувом.

Как показывают приведенные диаграммы, при наддуве  $p_k = 1,7 \text{ кг/см}^2$  и  $\alpha = 1,48$  температура в центре днища поршня достигает приблизительно  $400^\circ \text{C}$ , что следует признать предельным значением для поршней, штампованных из алюминиевого сплава АК-4. С увеличением давления  $p_k$  до  $2,3 \text{ кг/см}^2$  и коэффициента избытка воздуха до  $2,07$  температура поршня снижается.

На фиг. 125 приведено изменение температуры в центре днища поршня двигателя 6Ч 8,5/11 в зависимости от  $\alpha$  при наддуве объемным нагнетателем. Из диаграммы видно, что температурное состояние поршня определяется величиной  $\alpha$ . Отсюда следует, что, повышая наддув двигателя, нужно для снижения температуры деталей одновременно увеличивать  $\alpha$ . Поэтому минимальное значение  $\alpha$  при наддуве определяется допустимой температурой деталей и максимальным давлением сгорания.

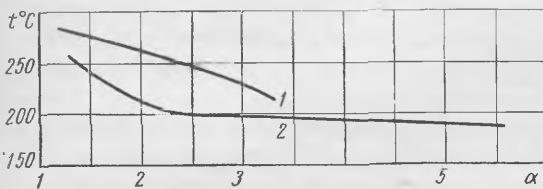
На температурный режим, кроме коэффициента избытка воздуха, оказывает влияние продувка камеры сгорания. У четырехтактных двигателей улучшение продувки камеры сгорания достигается увеличением фазы перекрытия клапанов. Поэтому, переходя на наддув, следует увеличить фазу перекрытия клапанов до  $120\text{--}140^\circ$  угла поворота коленчатого вала. Численное значение коэффициента продувки у двигателей с высоким наддувом достигает  $1,2\text{--}1,25$ . Продувочный воздух снижает температуру поршня и других деталей, улучшает очистку камеры сгорания от остаточных газов, что способствует, таким образом, увеличению коэффициента наполнения.

Одним из рациональных способов снижения температуры деталей двигателя с наддувом является промежуточное охлаждение воздуха после



Фиг. 124. Изменение температурного состояния поршня при наддуве при  $n = 2000 \text{ об/мин}$ ,  $t_k = 120^\circ \text{C}$  и  $G_T = 19 \text{ кг/час} = \text{const}$ :

- 1 — при  $\alpha = 1,48$  и  $p_k = 1,7 \text{ кг/см}^2$ ; 2 — при  $\alpha = 1,72$  и  $p_k = 1,9 \text{ кг/см}^2$ ; 3 — при  $\alpha = 1,88$  и  $p_k = 2,1 \text{ кг/см}^2$ ; 4 — при  $\alpha = 2,07$  и  $p_k = 2,3 \text{ кг/см}^2$ .



Фиг. 125. Зависимость температуры в центре днища поршня двигателя 6Ч 8,5/11 от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  при наддуве объемным нагнетателем (по данным ЦНИДИ):

- 1 — при  $n = 2000 \text{ об/мин}$ ; 2 — при  $n = 1500 \text{ об/мин}$ .

нагнетателя. При охлаждении воздуха уменьшается начальная температура цикла, а следовательно, понижается средняя температура за цикл, температура поршня и других деталей. Понижение температуры деталей и температуры поступающего в цилиндр воздуха обуславливает увеличение весового заряда цилиндра, а с ним и мощности двигателя. Опытные данные показывают, что мощность двигателя с промежуточным охлаждением воздуха увеличивается примерно на 2,5—3% на каждые 10° снижения температуры воздуха.

В современных установках снижение температуры воздуха перед поступлением в двигатель достигает 30—55° С при одноступенчатом охлаждении и до 100—120° С при двухступенчатом. Обычно промежуточное охлаждение воздуха применяется при  $p_k > 1,5 \text{ кг/см}^2$ , т. е. когда температура воздуха после нагнетателя выше 55—60° С. С увеличением давления эффективность промежуточного охлаждения возрастает.

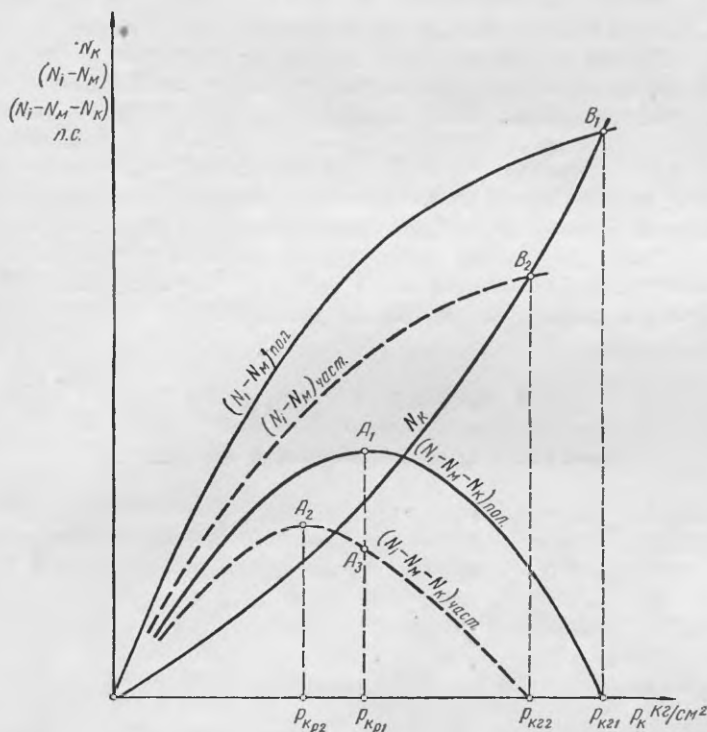
Таким образом, допустимая механическая и тепловая напряженность деталей двигателя является важнейшим условием, ограничивающим степень наддува. Поэтому, выбирая степень наддува двигателя, следует одновременно предусматривать комплекс мероприятий, способствующих поддержанию механической и тепловой напряженности двигателя в допустимых пределах.

Изменение эффективной мощности двигателя при наддуве зависит от изменения индикаторной мощности  $N_i$ , мощности  $N_m$ , затрачиваемой на преодоление трения движущихся деталей и мощности  $N_n$  — на насосные ходы, и мощности  $N_k$ , расходуемой на сжатие воздуха в нагнетателе. Расчеты показывают, что при  $\alpha = \text{const}$  и переменных значениях  $\epsilon$  для сохранения  $p_z = \text{const}$  мощность  $N_m$  изменяется мало. То же самое можно сказать и о затратах мощности на насосные ходы. Поэтому при постоянном числе оборотов вала эффективная мощность двигателя зависит в основном от характера изменения мощностей  $N_i$  и  $N_k$ .

Мощность  $N_k$  при механическом приводе нагнетателя непрерывно растет с увеличением давления наддува  $p_k$  (фиг. 126). При определенном значении  $p_k$  мощность  $N_k$  увеличивается настолько, что дальнейшее увеличение наддува приводит к падению эффективной мощности и становится нерациональным. Это состояние на диаграмме отмечено точкой  $A_1$ . С уменьшением подачи топлива, т. е. при переходе на частичные нагрузки, рациональное давление наддува  $p_{k_{p2}}$  должно быть ниже. Однако приводной нагнетатель при одном и том же числе оборотов на всех нагрузках потребляет одинаковую мощность. Поэтому вместо работы на наиболее рациональном режиме (точка  $A_2$ ) двигатель работает на режиме  $A_3$ , т. е. с меньшей мощностью и пониженной экономичностью. Для того чтобы увеличить мощность двигателя, нужно уменьшить мощность  $N_k$ . Это можно сделать или устанавливая нагнетатель с более высоким к. п. д., или снижая давление наддува до значения  $p_{k_{p2}}$ . Последнее может быть достигнуто путем уменьшения числа оборотов нагнетателя и в связи с этим уменьшением подачи воздуха при работе на частичных нагрузках. Это усложняет конструкцию привода нагнетателя и поэтому не получило распространения на практике. Вариантом данного способа является перепуск части воздуха из полости нагнетания в полость всасывания и тем самым снижение давления  $p_k$ . Хотя мощность  $N_k$  при этом способе снижается на частичных нагрузках, но полностью реализовать всей выгоды уменьшения расхода воздуха через двигатель при работе на частичных нагрузках не удается.

Величина рационального давления  $p_k$  зависит от типа нагнетателя, его к. п. д., а также от качества рабочего процесса двигателя. Для двигателя с объемным роторно-шестеренчатым нагнетателем значение рационального давления  $p_k \leq 1,55 \div 1,6 \text{ кг/см}^2$ , для двигателя с центробежным нагне-

тателем около  $3 \text{ кг/см}^2$ . Дальнейшее увеличение давления наддува  $p_k$  приводит к уменьшению эффективной мощности двигателя. При определенном значении  $p_{k21}$  и  $p_{k22}$  (примерно  $4\text{--}6 \text{ кг/см}^2$ ) вся мощность двигателя (режимы  $B_1$  и  $B_2$ ) расходуется на привод нагнетателя, в этом случае двигатель внутреннего сгорания становится механическим генератором газов. Газы при высоком давлении и температуре направляются из цилиндра двигателя на лопатки газовой турбины, где происходит превращение их энергии в механическую работу. Такого рода комбинированные двигатели начинают получать распространение на судах, тепловозах и других установках.



Фиг. 126. Изменение мощности двигателя и мощности, затрачиваемой на привод нагнетателя, при наддуве.

При газотурбинном наддуве отличие изменения эффективной мощности от изменения индикаторной будет определяться в основном разностью мощностей турбины  $N_T$  и нагнетателя  $N_k$ . Если эта разность невелика по сравнению с индикаторной мощностью двигателя и мало изменяется при увеличении давления  $p_k$ , то относительное изменение эффективной мощности мало отличается от изменения индикаторной мощности. В том случае, когда разность  $N_T - N_k$  соизмерима с величиной  $N_i$  и при повышении давления наддува возрастает быстрее происходящего при этом увеличения мощности  $N_i$ , эффективная мощность двигателя увеличивается быстрее, чем возрастает индикаторная мощность. В результате этого увеличение эффективной мощности превосходит увеличение индикаторной, а удельный эффективный расход топлива увеличивается медленнее удельного индикаторного расхода. По исследованию Д. А. Портнова это наблюдается, когда к. п. д. компрессора и турбины  $\eta_k = \eta_T \geq 0,7$ . При меньших значениях к. п. д. турбины и компрессора разность  $N_T - N_k$  уменьшается с увеличением наддува: рост эффективной мощности отстает от роста индикаторной мощности,

а повышение удельного эффективного расхода топлива превосходит увеличение удельного индикаторного расхода топлива. С увеличением давления наддува это проявляется в большей мере. Например, по тем же исследованиям, при  $\eta_T = \eta_K = 0,6$  с повышением давления  $p_K$  от 6 до  $7,8 \text{ кг/см}^2$  эффективная мощность увеличивается всего на 2%, а удельный расход топлива возрастает на 12%. Поэтому в тех случаях, когда на первом месте стоят вопросы экономичности, иногда полезно даже несколько уменьшить величину  $p_K$  по сравнению с той, при которой эффективная мощность  $N_e$  достигает максимума.

Исследование изменения экономичности двигателя при наддуве дает возможность установить наиболее рациональное давление  $p_K$ , обеспечивающее работу двигателя с заданным расходом топлива. Величина этого давления наддува зависит от допустимого давления сгорания, к п. д. компрессора и турбины, противодавления на выпуске и других факторов. По данным Д. А. Портнова, наивыгоднейшее значение  $p_K$  для четырехтактного двигателя при удельном расходе топлива  $g_e = 155 \text{ г/э. л. с. ч.}$  изменяется от  $1,65$  до  $3,2 \text{ кг/см}^2$  при изменении  $p_2$  от 120 до  $180 \text{ кг/см}^2$ ,  $\eta_T = \eta_K = 0,7$  и  $\alpha = 1,6$ ; при  $g_e = 180 \text{ г/э. л. с. ч.}$  величина наивыгоднейшего значения  $p_K$  лежит в области  $5,10\text{--}8 \text{ кг/см}^2$  для тех же условий работы двигателя.

Таким образом, получение необходимой экономичности двигателя определяет величину потребного давления наддува, и, следовательно, возможность увеличения мощности двигателя наддувом.

#### § 4. ДВИГАТЕЛИ С НАДДУВОМ

##### Двигатели с воспламенением от сжатия

При наддуве двигателей с воспламенением от сжатия используются все рассмотренные выше системы наддува (за исключением скоростного).

В настоящее время все мощные четырехтактные двигатели с воспламенением от сжатия (судовые, тепловозные и др.) выпускаются с наддувом. Наддув начинают применять также в автомобильных и тракторных четырехтактных двигателях.

На Харьковском заводе транспортного машиностроения проведены исследования по форсированию двигателя 6ЧН 31,8/33 (Д-50) путем увеличения давления наддува. Двигатель имеет газотурбинный наддув и выпускается в судовом ( $N_e = 900 \text{ л. с.}$ ) и тепловозном ( $N_e = 1000 \text{ л. с.}$ ) вариантах. Число оборотов вала двигателя — тепловозного 740 об/мин, судового 720 об/мин, степень сжатия 11—12,5. Производительность турбокомпрессора  $85 \text{ м}^3/\text{мин}$  при  $n_T = 10\,300 \text{ об/мин}$ . Температура выпускных газов за клапанами не более  $470^\circ \text{ С}$ , перед турбиной не более  $550^\circ \text{ С}$ .

При форсировании двигателя по наддуву, чтобы улучшить продувку двигателя и увеличить мощность турбины был уменьшен объем выпускного трубопровода (диаметр уменьшен со 150 до 130 мм), установлены кулачки с более крутым профилем и увеличено запаздывание закрытия выпускных клапанов на  $15^\circ$  (перекрытие клапанов увеличилось со 134 до  $149^\circ$ ). Одновременно было уменьшено проходное сечение соплового аппарата и лопаточного венца турбины. Все эти мероприятия позволили поднять давление наддува до  $p_K = 1,55 \div 1,62 \text{ кг/см}^2$ . Для сохранения тепловой напряженности двигателя был увеличен коэффициент избытка воздуха. Коэффициент продувки двигателя увеличился с 1,07 до 1,12.

Дальнейшее увеличение мощности двигателя без увеличения давления наддува было достигнуто применением промежуточного охлаждения воздуха. Для этого был применен водо-воздушный радиатор, размещенный между нагнетателем и впускным трубопроводом. Радиатор имел внутрен-

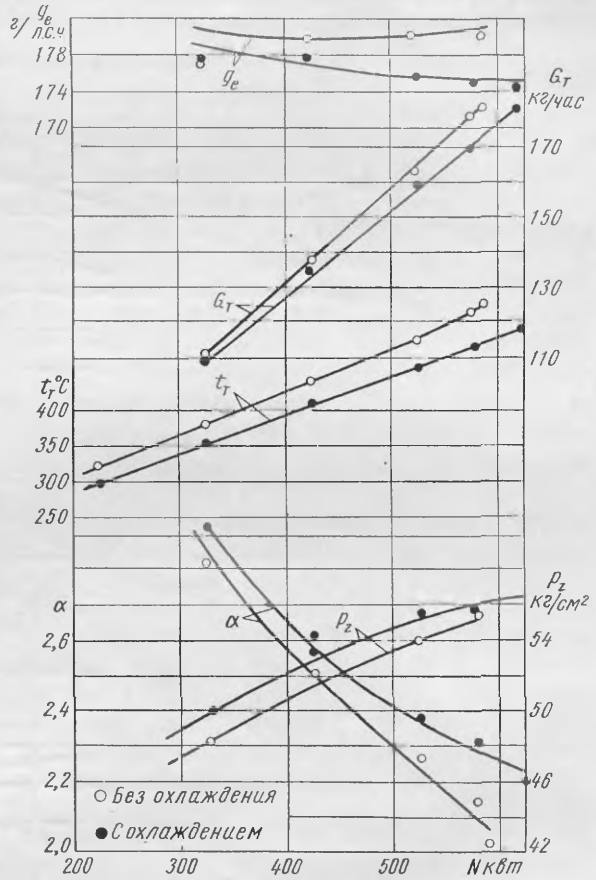
нюю поверхность охлаждения грубок  $5,5 \text{ м}^2$  и поверхность охлаждения пластинок  $40 \text{ м}^2$ .

На фиг. 127 показаны результаты стендовых испытаний двигателя с промежуточным охлаждением и без него. Применение промежуточного охлаждения снизило температуру выпускных газов после нагнетателя на  $26^\circ$ , вследствие чего температура выпускных газов уменьшилась примерно на  $65\text{--}75^\circ \text{С}$ , удельный расход топлива на  $3,5\%$ , максимальное давление сгорания увеличилось на  $1\text{--}2 \text{ кг/см}^2$ . Уменьшение температуры в цилиндре привело также к сокращению теплоотдачи в воду на  $2\%$ . Введение промежуточного охлаждения воздуха позволило сохранить на форсированном двигателе значение коэффициента избытка воздуха, которое было до повышения мощности. В результате всех проведенных мероприятий мощность тепловозного двигателя была увеличена до  $1200 \text{ л. с.}$  без повышения температуры выпускных газов и практически без увеличения максимального давления сгорания.

На фиг. 128, по данным Коломенского тепловозостроительного завода, приведены результаты испытаний судового четырехтактного двигателя 8ЧН 30/38 (9Д) с газотурбинным наддувом. Двигатель имеет степень сжатия  $11,3$ , при  $n = 600 \text{ об/мин}$ , развивает мощность  $1100 \text{ л. с.}$  и среднее эффективное давление  $p_e = 7,7 \text{ кг/см}^2$ . Давление наддува на номинальном режиме  $p_k = 1,28 \text{ кг/см}^2$ , давление в выпускном трубопроводе  $p_p = 1,265 \text{ кг/см}^2$ , температура выпускных газов в трубопроводе  $t_p = 510^\circ \text{С}$ . Допустимая температура газов перед турбиной не более  $550^\circ \text{С}$ . При уменьшении нагрузки двигателя давление выпускных газов  $p_p$  уменьшается медленнее, чем давление  $p_k$ . Начиная с  $n \approx 545 \text{ об/мин}$ , давление  $p_p$  несколько выше давления  $p_k$ . Число оборотов турбины увеличивается с  $n_T = 3530 \text{ об/мин}$  при числе оборотов двигателя  $n = 378 \text{ об/мин}$  до  $n_T = 11750 \text{ об/мин}$  на полной мощности двигателя. Изменение числа оборотов турбины и температуры выпускных газов от числа оборотов вала двигателя имеет примерно одинаковый характер.

Максимальное давление сгорания  $p_z$  при изменении числа оборотов изменяется в пределах  $50\text{--}54 \text{ кг/см}^2$ .

На современных двухтактных двигателях с воспламенением от сжатия нашли применение наддув от приводного нагнетателя, газотурбинный и ком-



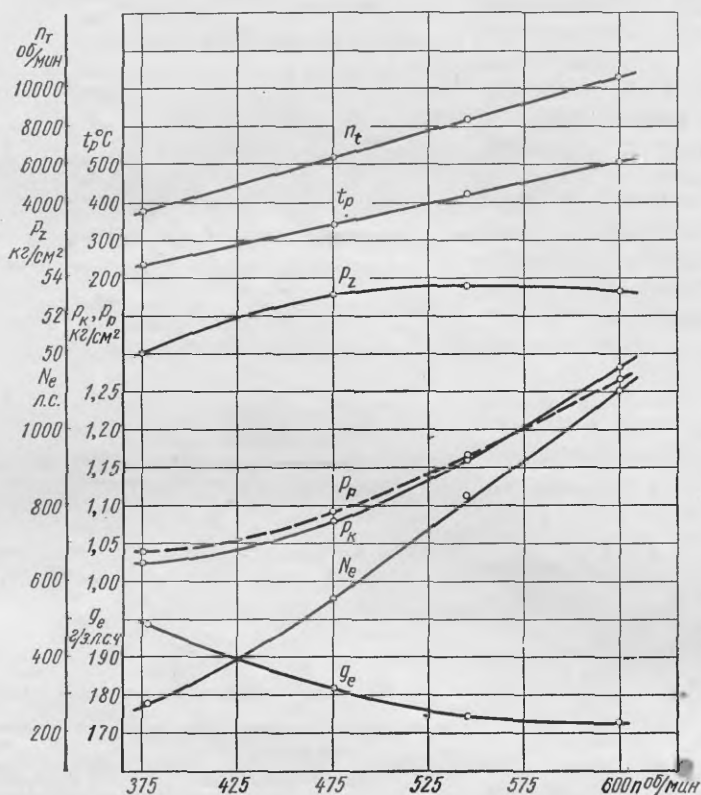
Фиг. 127. Результаты стендовых испытаний двигателя 6ЧН 31,8/33.



бинированный наддув. В отдельных конструкциях двигателей механический наддув сочетается с использованием газодинамических явлений в выпускном патрубке для улучшения очистки и наполнения цилиндра.

До недавнего времени наддув от приводного нагнетателя являлся основным в двухтактных двигателях. В настоящее время большое внимание уделяется комбинированному и газотурбинному наддуву.

На пути решения задачи газотурбинного наддува двухтактных двигателей встречается ряд серьезных трудностей. Основная из них — низкая



Фиг. 128. Результаты испытаний двигателя 8ЧН 30/38.

температура выпускных газов. Причиной этого является необходимость для всех нагрузок более высокого по сравнению с четырехтактными двигателями значения коэффициента продувки  $\varphi$ . Поэтому мощность газовой турбины при нагрузке двигателя менее половины недостаточна для обеспечения необходимого давления продувки-наддува.

Серьезной проблемой является обеспечение надежного пуска двухтактного двигателя с газотурбинным наддувом. На этом режиме газовая турбина не обеспечивает подачу необходимого количества продувочного воздуха для осуществления процессов смены рабочего тела.

В отдельных случаях практикуется дополнительный привод нагнетателя от электродвигателя, который включают при пуске и на малых нагрузках и выключают, когда мощность газовой турбины становится достаточной для подачи продувочного воздуха. Такая схема использована, например, на судовом двухтактном двигателе Харланд и Вольф с противоположно движущимися поршнями мощностью 8100 л. с. при 112 об/мин (6 ДРН 75/200) и импульсной системой газотурбинного наддува.

Два турбокомпрессора этого двигателя снабжены электродвигателями постоянного тока мощностью 10 л. с. Каждый электродвигатель автоматически включается и соединяется с валом турбокомпрессора при помощи пневматической муфты, если обороты этого вала не превышают 1800 в минуту.

На некоторых двигателях для раскрутки турбины при пуске используется пусковой сжатый воздух, который кроме подачи в цилиндры подается еще непосредственно в турбину и раскручивает ее. На крупном судовом двухтактном двигателе Сторк с цилиндровой мощностью  $N_{ц} = 1250$  л. с. газотурбонагнетатель (с импульсной турбиной) обеспечивает подачу достаточного количества воздуха на всех режимах работы двигателя; при пуске турбины раскручиваются пусковым воздухом до 2000 об/мин. Раскрутка турбины пусковым воздухом применяется и на двигателях Бурмайстер и Вайн с мощностью  $N_{ц}$  до 1250 л. с. и импульсной системой наддува. Эффективным мероприятием, способствующим более широкому использованию газотурбинного наддува в двухтактных двигателях, является применение импульсной системы турбонаддува. Более полное использование энергии выпуска в импульсной турбине дает возможность расширить область применения турбонаддува двухтактного двигателя в сторону более низких значений  $p_k$  и малых нагрузок. Известно, что двухтактные двигатели работают с меньшими отношениями  $p_p/p_k$ , чем четырехтактные. При импульсной системе наддува для обеспечения необходимого давления наддува  $p_k$  среднее давление  $p_p$  на выпуске получается ниже, чем при системе с постоянным давлением. Это благоприятно сказывается на протекании процессов газообмена при низких значениях  $p_k$ .

Возможности применения турбонаддува при работе с низким давлением  $p_k$  и на малых нагрузках могут быть увеличены путем применения распределяемого выпуска. Этот способ заключается в том, что выпускные газы в период до начала продувки отводятся в отдельный трубопровод и направляются к газовой турбине; в период продувки газы через другой трубопровод, минуя турбину, выходят наружу. Такое разделение выпуска позволяет поддерживать давление газа перед турбиной  $p_T$  выше, чем давление  $p_k$ . Одновременно улучшается продувка цилиндра, так как противодавление на выпуске в этот период минимальное. Несмотря на большие преимущества применения распределяемого выпуска для повышения эффективности турбонаддува двухтактных двигателей, этот способ не получил распространения из-за большой конструктивной сложности.

Наиболее эффективным средством является использование комбинированного наддува.

Применяются две конструктивные схемы комбинированного наддува.

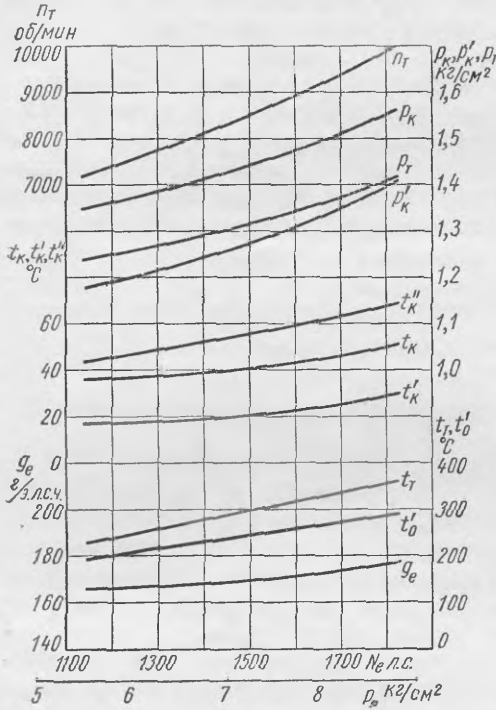
При применении комбинированного наддува по первой схеме сжатие воздуха производится последовательно (параллельно) в двух ступенях: в турбонагнетателе (первая ступень) и в приводном нагнетателе (вторая ступень). Приводной нагнетатель обеспечивает надежную работу двигателя при пуске и на малых нагрузках.

При применении комбинированного наддува по второй схеме турбокомпрессор связывается с коленчатым валом двигателя механическим редуктором и гидравлической или другой муфтой. В этом случае при пуске и на малых нагрузках двигатель компенсирует недостаток мощности турбины. При больших нагрузках излишек мощности передается на вал двигателя.

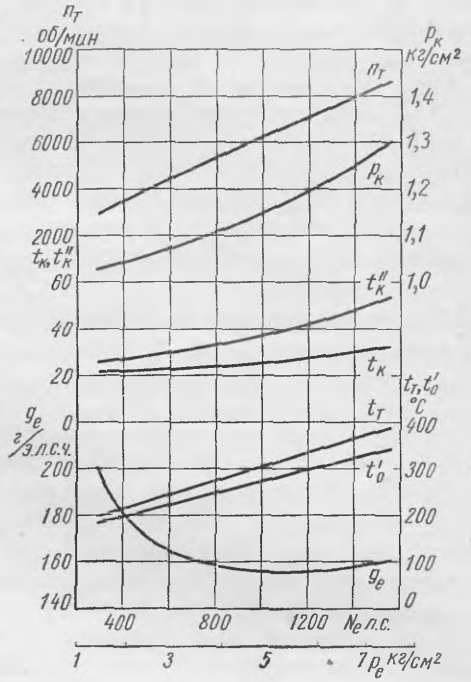
Более широкое распространение получает первая схема наддува. Это объясняется тем, что при отсутствии механической связи турбина работает с более выгодными отношениями  $u/c_1$ , что улучшает к. п. д. турбокомпрессора при работе на переменных режимах. Предварительное сжатие воздуха в турбокомпрессоре уменьшает степень сжатия приводного нагнетателя,

к. п. д. этого нагнетателя повышается. Наличие приводного нагнетателя в качестве второй ступени дает возможность двигателю работать с более высоким противодавлением на выпуске. Комбинированный наддув позволяет эффективно использовать охлаждение воздуха после первой и второй ступеней.

Вторая схема наддува может быть существенно улучшена путем постановки муфт между валом двигателя и нагнетателем и между турбиной и нагнетателем. Тогда до наступления баланса мощности между турбиной



Фиг. 129. Нагрузочная характеристика двигателя с комбинированным наддувом при  $n = 300$  об/мин.



Фиг. 130. Нагрузочная характеристика двигателя с импульсной системой наддува при  $n = 300$  об/мин.

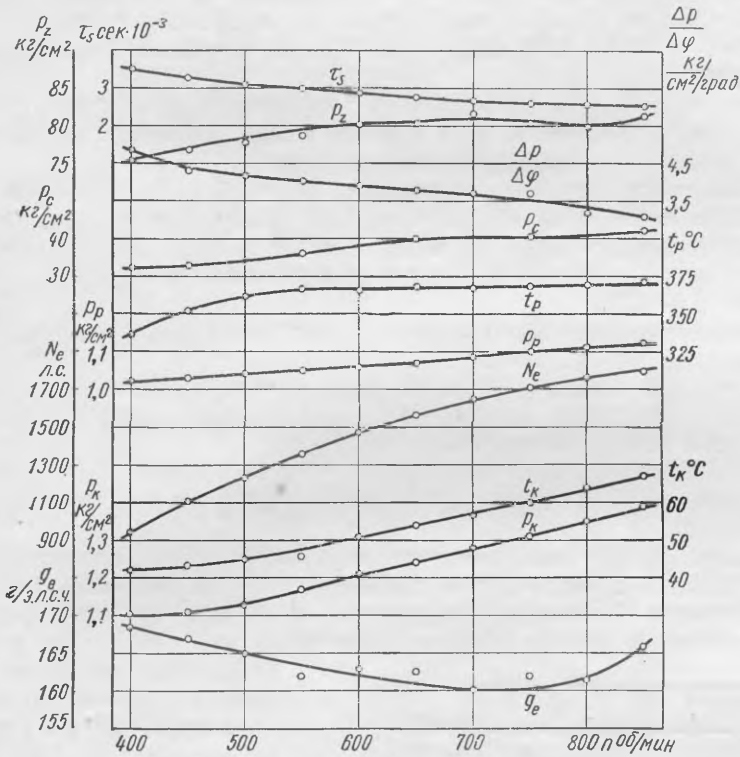
и нагнетателем двигатель работает с отключенной турбиной. После достижения баланса мощностей нагнетатель отключается от вала двигателя и включается муфта, соединяющая его с турбиной, т. е. агрегат уже с двигателем механически не связан. Однако сложное конструктивное решение этой схемы ограничивает ее распространение.

Шестицилиндровый двигатель Нохаб-Поляр с петлевой продувкой (тип MN 16) с цилиндром диаметром 340 мм, ходом поршня 570 мм и числом оборотов 300—375 в минуту испытывался с комбинированным наддувом с турбиной постоянного давления, а также с импульсной системой наддува без приводного нагнетателя. В обоих случаях применялось промежуточное охлаждение воздуха после турбокомпрессора.

На фиг. 129 приведены результаты испытаний двигателя по нагрузке при  $n = 300$  об/мин. Давление наддува на полной нагрузке  $p_K \approx 1,56$  кг/см<sup>2</sup>, понижение температуры воздуха в холодильнике составляет примерно 40° С. Параметры газа перед турбиной:  $p_T \approx 1,41$  кг/см<sup>2</sup> и  $t_T \approx 360$ ° С. Удельный расход топлива  $g_e \approx 178$  г/л. с. ч

После испытаний двигателя с комбинированным наддувом и турбиной постоянного давления были проведены испытания с импульсной системой газотурбинного наддува (без нагнетателя с приводом от двигателя). В процессе доводки этой системы были применены отдельные патрубки для каждого цилиндра, площадь окон в цилиндре была увеличена.

При пуске двигателя использовались нагнетатели с отдельным электроприводом общей мощностью 6—8 л. с. После пуска двигатель хорошо



Фиг. 131 Внешняя характеристика двигателя 10Д  $\frac{20,6}{2 \times 25,4}$  (Д-100)

работал на всех режимах (включая и холостой ход) только с импульсной системой газотурбинного наддува. На фиг. 130 приведены результаты испытаний двигателя с импульсной системой наддува по нагрузке при  $n = 300$  об/мин.

Данные испытаний двигателя Нохаб-Поляр указывают на возможность обеспечения хорошей работы двигателя с импульсной системой газотурбинного наддува на всем диапазоне изменения нагрузки.

На фиг. 131 изображены результаты испытаний одного из первых образцов двухтактного двигателя 10Д 20,6/2 × 25,4 (Д-100), выпускаемого Харьковским заводом. Этот двигатель с противоположно движущимися поршнями устанавливается на тепловозах и судах. Двигатель снабжен объемным роторно-шестеренчатым нагнетателем с трехлопастными роторами.

Двигатель при  $n = 850$  об/мин и  $p_k \approx 1,4$  кг/см<sup>2</sup> развивал мощность  $N_e = 1805$  л. с. При 400 об/мин давление продувочного воздуха  $p_k = 1,1$  кг/см<sup>2</sup>. Температура продувочного воздуха  $t_k = 67^\circ\text{C}$  при  $n = 850$  об/мин. Противодавление на выпуске по внешней характеристике

увеличивается от почти атмосферного при 400 об/мин до  $p_p = 1,127 \text{ кг/см}^2$  на максимальном скоростном режиме, температура выпускных газов для этого же скоростного интервала изменяется от 340 до 372° С. Давление конца сжатия  $p_c$  достигает 42,3  $\text{кг/см}^2$ , максимальное давление сгорания  $p_z = 82 \text{ кг/см}^2$ . С увеличением числа оборотов вала период задержки воспламенения  $\tau_3$  уменьшается до  $2,55 \cdot 10^{-3}$  сек.

Анализ результатов испытаний выполненных конструкций двухтактных и четырехтактных двигателей с воспламенением от сжатия с наддувом показывает, что при используемых в практике современного двигателестроения давлений  $p_k$  от 1,3 до 3  $\text{кг/см}^2$  существенно улучшаются основные параметры двигателей.

Среднее эффективное давление увеличивается примерно пропорционально  $p_k$  и имеет значения от 7,1 до 20  $\text{кг/см}^2$ , большие величины относятся к двигателям с газотурбинным наддувом.

Удельный расход топлива составляет 180—210 г/э. л. с. ч. при механическом наддуве и 140—180 г/э. л. с. ч. при газотурбинном наддуве. Таким образом, максимальное значение эффективного к. п. д. достигает 45%.

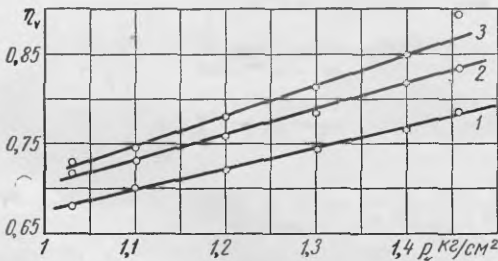
С переходом двигателей на наддув механический к. п. д. увеличивается и достигает 90—92%.

Максимальное давление сгорания в двигателях различных типов колеблется в пределах 50—150  $\text{кг/см}^2$ .

Механический наддув двигателей применяется до давлений  $p_k = 1,5 \div 1,65 \text{ кг/см}^2$ . При более высоком давлении  $p_k$ , как правило, применяется газотурбинный или комбинированный наддув.

### Карбюраторные двигатели

В карбюраторных двигателях так же, как и в двигателях с воспламенением от сжатия, с увеличением давления наддува увеличивается коэффициент наполнения. Увеличение коэффициента наполнения (фиг. 132) вместе с ростом плотности заряда обуславливает увеличение мощности двигателя.



Фиг. 132. Изменение  $\eta_v$  в зависимости от давления  $p_k$  для двигателя ЗИЛ-120 (по данным Дьяченко):

1 — 2400 об/мин; 2 — 2000 об/мин; 3 — 1600 об/мин.

Повышение давления наддува приводит к увеличению давления и температуры смеси в конце сжатия и в конце сгорания. В связи с этим увеличивается склонность двигателя к детонации. Для борьбы с детонацией кроме конструктивных мер прибегают к применению более качественного топлива, изменению состава смеси и угла опережения зажигания. Эффективными средствами борьбы с детонацией является охлаждение смеси после нагнетателя и уменьшение степени сжатия.

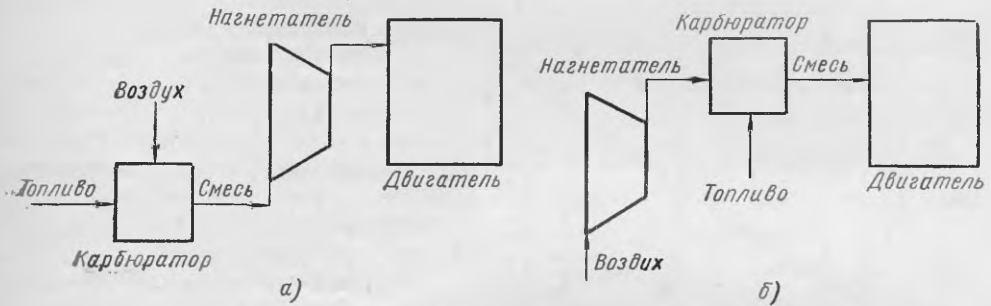
Допустимую степень сжатия при наддуве можно приближенно определить по следующей экспериментальной формуле:

$$\epsilon_k = \frac{\epsilon_0}{V p_k},$$

где  $\epsilon_0$  — максимально допустимая степень сжатия при работе без наддува при атмосферном давлении  $p_0 \text{ кг/см}^2$ ;  $\epsilon_k$  — максимально допустимая степень сжатия после перехода на работу при давлении наддува  $p_k \text{ кг/см}^2$ .

С увеличением давления  $p_k$  и плотности заряда создаются благоприятные условия для работы двигателя на бедных смесях. Так, по опытам Н. Х. Дьяченко, на двигателе ЗИЛ-120 при  $n = 1600$  об/мин при увеличении давления  $p_k$  от 1,033 до 1,233 кг/см<sup>2</sup> состав смеси, соответствующий наиболее экономичной работе двигателя (без учета затрат мощности на нагнетатель), обедняется и коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  с 1,085 увеличивается до 1,245. Одновременно происходит обеднение и состава смеси, соответствующего работе двигателя на режиме максимальной мощности.

В карбюраторных двигателях наддув иногда применяют только при определенных условиях работы двигателя или на режимах, когда от двигателя требуется получить большую мощность. Для этого на двигателе уста-



Фиг. 133 Схемы впускной системы карбюраторного двигателя с наддувом.

навливают нагнетатель, который при необходимости можно включать в работу (например, при перегрузке, при изменении наружных условий и др.).

При наддуве карбюраторных двигателей возникают большие трудности, чем при наддуве двигателей с воспламенением от сжатия. Эти трудности связаны с более высоким тепловым режимом работы карбюраторного двигателя, увеличением склонности к детонации, а также с конструктивными затруднениями при проектировании впускной системы и системы питания двигателя.

Нагнетатель при наддуве двигателей с карбюраторным смесеобразованием может быть расположен после карбюратора или до карбюратора.

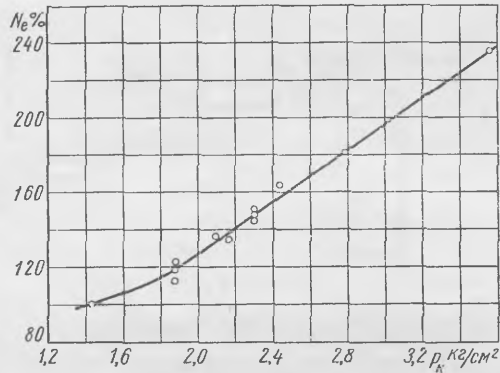
В первом случае (фиг. 133, а) в нагнетателе сжимается смесь воздуха с топливом; при этом улучшается перемешивание топлива с воздухом, гофримая смесь получается более однородная по составу. Одновременно со сжатием смеси происходит испарение топлива, вследствие чего снижается температура воздуха до нагнетателя и в самом нагнетателе. Это дает возможность при одной и той же адиабатической работе нагнетателя увеличить степень повышения давления в нем.

Недостатком схемы является то, что при обратных вспышках может произойти повреждение нагнетателя. Это может произойти главным образом при пуске двигателя, при обеднении смеси и при работе на малой нагрузке, особенно у двигателей с большим перекрытием клапанов. Поэтому на некоторых двигателях, у которых карбюратор расположен до нагнетателя, во впускных патрубках устанавливают специальные сетки, препятствующие проникновению пламени во впускную трубу. Однако при установке сеток создается дополнительное сопротивление во впускной трубе, что ухудшает наполнение цилиндра.

Серьезным недостатком расположения нагнетателя после карбюратора является также то, что при работе двигателя на малой нагрузке недостаточно хорошо распыленное топливо фракционируется в нагнетателе, т. е. неиспарившиеся тяжелые фракции оседают на стенках диффузора, а в цилиндр уносятся только пары легких фракций. При увеличении числа

оборотов двигателя нагрузки осевшие на стенках диффузора нагнетателя жидкие тяжелые фракции топлива подхватываются воздухом и уносятся в цилиндры. Это приводит к обогащению смеси и к нарушению нормальной работы двигателя. Поэтому, например, звездообразные двигатели, у которых карбюратор практически может быть установлен только до нагнетателя, оборудуются специальным клапаном, позволяющим удалять из нагнетателя оседающие жидкие фракции.

Преимуществом установки нагнетателя до карбюратора (фиг. 133, б) является более близкое расположение карбюратора к цилиндрам, что обеспечивает хорошую приемистость двигателя. Нагретый от сжатия в нагнетателе воздух улучшает испарение топлива в карбюраторе. Нагнетатель менее подвержен вредному влиянию обратных вспышек.



Фиг. 134. Увеличение мощности бензинового двигателя «Мерлин» в зависимости от давления наддува

Обычно после нагнетателя устанавливаются несколько карбюраторов (до шести у двенадцатицилиндрового двигателя). Вес такого комплекта может получиться больше веса карбюратора, стоящего до нагнетателя. Синхронизация работы дроссельных заслонок большого числа карбюраторов также представляет трудную задачу. Кроме того, при такой схеме карбюратор находится под давлением. Поэтому система требует полной герметичности всех соединений. При нарушении герметичности возможно возникновение пожара.

С увеличением давления  $p_k$  наддува в карбюраторных двигателях с расположением нагнетателя после карбюратора увеличивается объем воздуха, проходящего через карбюратор. В результате этого размеры карбюратора увеличиваются. При определенном давлении наддува размеры карбюратора достигают предельных значений. Выше этих значений увеличение размеров карбюратора становится нежелательным, так как приводит к существенному ухудшению смесеобразования. Для устранения этого можно применять непосредственный впрыск топлива. Так, при форсировании по мощности двигателей Мерлин путем наддува карбюраторное смесеобразование было заменено впрыском топлива на крыльчатку нагнетателя, при этом только вследствие снижения температуры при испарении топлива удалось дополнительно увеличить степень повышения давления наддува на 7%.

Применение впрыска топлива с повышением о. ч. наряду с другими усовершенствованиями двигателя позволило поднять давление  $p_k$  при наддуве приводимым центробежным нагнетателем до 3,56 кг/см<sup>2</sup>, а мощность двигателя увеличить в 2,36 раза (фиг. 134). На режиме с давлением наддува  $p_k = 3,56$  кг/см<sup>2</sup> двигатель развивал среднее эффективное давление  $p_e = 28,4$  кг/см<sup>2</sup> при индикаторном давлении  $p_i = 37,6$  кг/см<sup>2</sup>, т. е. механический к. п. д. двигателя на этом режиме был равен 0,73. На двигателях Мерлин применялось промежуточное охлаждение смеси в жидкостном радиаторе.

Более благоприятные условия для наддува имеют двигатели с непосредственным впрыском легкого топлива в цилиндр и электрическим зажиганием. В этом случае для понижения температуры стенок камеры и улуч-

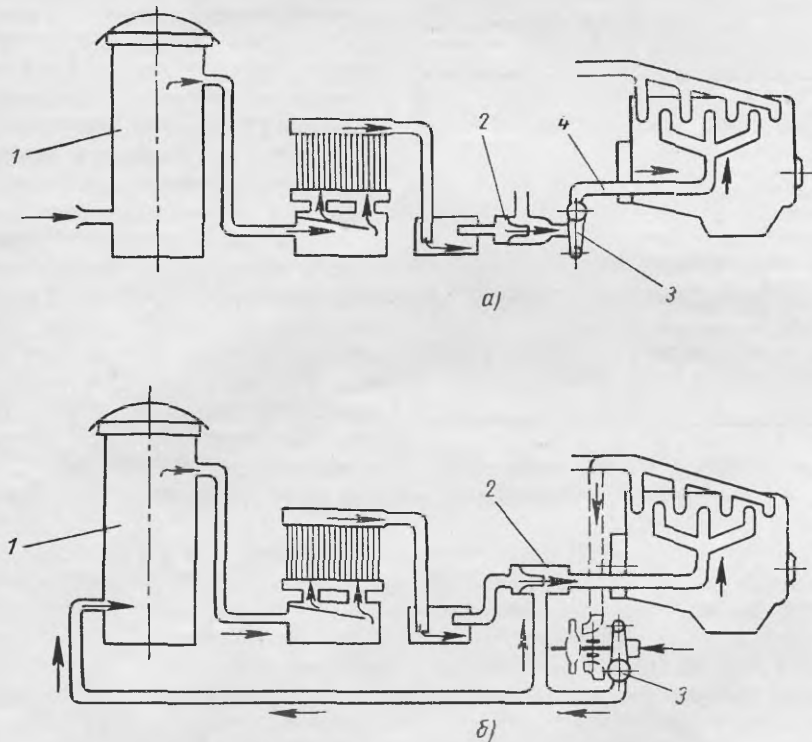
шения наполнения цилиндра двигателя при наддуве используется интенсивная продувка камеры сгорания за счет увеличения перекрытия клапанов примерно до  $110\text{--}140^\circ$  и более.

### Газовые двигатели

Наддув является одним из наиболее действенных способов повышения мощности газовых двигателей. В газовых двигателях с наддувом величина  $p_c$  составляет  $8\text{--}11 \text{ кг/см}^2$  вместо  $4\text{--}5,5 \text{ кг/см}^2$  у двигателей без наддува.

Наддув газогенераторных двигателей осуществляется по двум схемам.

При наддуве по первой схеме (фиг. 135, а) нагнетатель 3 устанавливают после газогенератора 1 между смесителем 2 и впускным трубопроводом 4. Газо-



Фиг. 135. Схема наддува газогенераторного двигателя.

генераторная установка работает под разрежением. Вследствие увеличенного расхода газа и большой скорости его просасывания через газогенераторную установку сопротивление последней возрастает. Для уменьшения сопротивления приходится увеличивать проходные сечения для газа. Нагнетатель засоряется пылью и смолой, что увеличивает износ. По этой причине в установках подобного типа применяются не объемные, а центробежные нагнетатели.

При наддуве по второй схеме (фиг. 135, б) нагнетатель 3 подает воздух одновременно в газогенератор 1 и в смеситель 2. Нагнетатель (на схеме турбокомпрессор) пропускает чистый воздух и не засоряется. Скорости газа в проходных сечениях газогенератора не изменяются, вследствие чего потери напора возрастают незначительно. Установка должна быть прочной и герметичной.



Работа газовых двигателей с турбонаддувом по второй схеме дает возможность увеличить мощность двигателя без повышения степени сжатия до 70% и более от мощности двигателя на жидком топливе. Если сочетать наддув с повышением степени сжатия, то при работе двигателя на генераторном газе можно получить примерно такую же мощность, как и у двигателей, работающих на жидком топливе без наддува.

Таблица 15  
Мощность двигателя при различных системах наддува

Двигатель	$N_e$ в л. с.	$N_e$ в % от мощ- ности дви- гателя без наддува
Без наддува . . . . .	75	100
С наддувом: от приводного объ- емного нагнета- теля . . . . .	96	128
от приводного цент- робежного нагне- тателя . . . . .	114	152
от турбокомпрес- сора с центро- бежным нагнета- телем . . . . .	132	176

Примерная эффективность применения наддува видна из табл. 15, в которой приведена мощность двигателя с различными нагнетателями при давлении  $p_k \approx 1,6 \text{ кг/см}^2$ , одинаковом для всех случаев.

Из таблицы видно, что наиболее эффективным является газотурбинный наддув двигателя с помощью турбокомпрессора, наименее эффективным — наддув с объемным нагнетателем. Последнее объясняется меньшим к. п. д. объемного нагнетателя и большим увеличением температуры газа или воздуха на выходе из него.

Сочетание наддува и газожидкостного цикла позволило на тепловозном двигателе Д-50 (6 ГЧ 31,8/33) получить ту же мощность, что и при работе на жидком топливе (1000 л. с. при 740 об/мин). Двигатель имеет газотурбинный наддув. Давление наддува составляет  $1,32 \text{ кг/см}^2$ . Температура отработавших газов перед турбиной составляет  $640^\circ \text{C}$  вместо

$565^\circ \text{C}$  у двигателя, работающего на жидком топливе. Давление сгорания  $\sim 58 \text{ кг/см}^2$ .

Воздух после турбокомпрессора с помощью воздухораспределителя разделяется на два потока: один поток направляется в цилиндры двигателя для сжигания топлива, а другой — в газогенератор для газификации топлива. Газ в цилиндры поступает отдельно от воздуха.

В случае наддува газо-воздушной смесью увеличение перекрытия клапанов не должно быть слишком большим: в противном случае возможны потери газа в выпускную трубу и ухудшение экономичности.

В двигателях с внутренним смесеобразованием, питание которых осуществляется в период сжатия (газом, сжатым до высокого давления), происходит своеобразный наддув цилиндра газом. Это обстоятельство необходимо учитывать при определении параметров газо-воздушной смеси в цилиндре двигателя перед сгоранием.

## ПРОЦЕССЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ В ДВИГАТЕЛЯХ С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

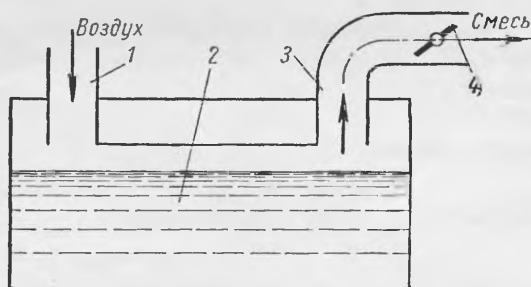
### § 1. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Прибор, в котором происходит распыливание жидкого топлива, испарение части его и устанавливается необходимое соотношение между количеством топлива и воздуха, называется карбюратором.

Существует три типа карбюраторов: испарительный, впрыскивающий и всасывающий.

Испарительные карбюраторы (фиг. 136) предназначались для работы на легко испаряющемся топливе (узкого фракционного состава), которое из топливного бака насосом подавалось в бачок 2 карбюратора.

При ходе всасывания воздух по трубе 1 попадает внутрь бачка 2 и, проходя над поверхностью топлива, насыщается парами топлива, образуя горючую смесь. Количество смеси, поступающей в двигатель через всасывающий трубопровод 3, регулируется дроссельной заслонкой 4. Качество смеси регулируется путем изменения объема пространства между поверхностью бензина и верхней стенкой бачка.



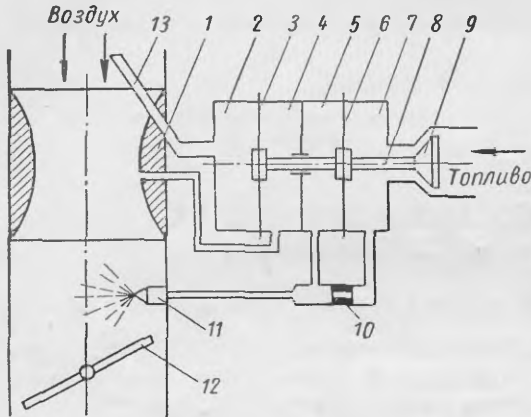
Фиг. 136. Схема испарительного карбюратора.

Преимуществом всех испарительных карбюраторов следует считать то, что в них готовится однородная смесь, так как воздух смешивается с парами топлива; к недостаткам относятся громоздкость, пожарная опасность, необходимость частой регулировки и повышенная чувствительность к изменениям условий внешней среды.

Впрыскивающий карбюратор характеризуется подачей топлива через переменное сечение под постоянным напором. Впрыскивающий карбюратор (фиг. 137) имеет диффузор 1, воздушные камеры 2 и 4 высокого и низкого давления, изолированные одна от другой гибкой мембраной 3, топливные камеры 5 и 7 низкого и высокого давлений, также изолированные одна от другой мембраной 6, стержень 8 с топливным клапаном 9, несколько дозирующих жиклеров 10 (на схеме изображен один), форсунку 11 для впрыска топлива и дроссельную заслонку 12. Дроссельная заслонка позволяет регулировать количество смеси, а следовательно, и воздуха, поступающих в двигатель.

Воздушная камера 2 соединена с воздушным патрубком трубой 13. Срез трубки 13 направлен навстречу воздушному потоку. Поэтому давление

в камере 2 равно сумме статического и динамического напоров. В воздушной камере 4, соединенной с горловиной диффузора, устанавливается разрежение. Вследствие этого на мембрану 3 со стороны камеры 2 действует усилие, под влиянием которого мембрана выгибается и перемещает стержень 8



Фиг. 137. Схема впрыскивающего карбюратора.

равенстве усилий на мембранах топливный клапан находится в некотором определенном положении, что соответствует установившемуся режиму работы двигателя

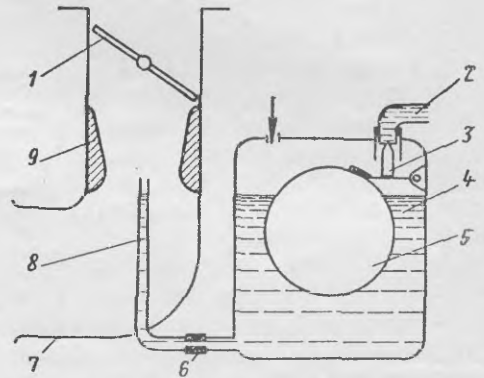
Впрыскивающие карбюраторы точно и надежно работают при любом положении двигателя, но отличаются сложностью регулировки и обслуживания. Поэтому в наземных двигателях основным карбюратором является всасывающий.

## § 2. ПРОСТЕЙШИЙ ВСАСЫВАЮЩИЙ КАРБЮРАТОР

Схема устройства простейшего всасывающего карбюратора изображена на фиг. 138. Воздух непосредственно из атмосферы или через воздухоочиститель поступает в воздухоподводящий патрубок 7 карбюратора. В двигателях с наддувом воздух в карбюратор может поступать после сжатия в нагнетателе. Из воздушного патрубка карбюратора воздух поступает в диффузор 9. Диффузор 9 создает местное понижение давления — разрежение.

Наибольшее разрежение имеет место в самой узкой части диффузора. В эту часть диффузора из поплавковой камеры 4 через жиклер 6 и распылитель 8 вводится топливо. Вследствие разрежения в диффузоре топливо вытекает из распылителя, подхватывается потоком воздуха и распыливается.

Для обеспечения правильной работы карбюратора уровень топлива в поплавковой камере с помощью поплавка 5 поддерживается приблизительно постоянным. Когда уровень топлива понижается, поплавок 5 опускается и клапан 3 открывает доступ топлива из канала 2 в камеру. После диффузора в карбюраторе обычно устанавливается дроссельная заслонка 1, являющаяся органом управления двигателем.



Фиг. 138. Схема простейшего карбюратора.

Для лучшего испарения топливо необходимо распыливать. Распыливание топлива может происходить только при наличии разности скоростей течений воздуха и топлива: с увеличением относительной скорости движения воздуха распыливание улучшается. Опыты показывают, что разрушение струи топлива начинается при скорости воздуха относительно струи топлива, равной примерно 4—6 м/сек, а при скорости воздуха около 30 м/сек достигается полное распыливание струи.

Скорость воздуха в диффузоре карбюратора современных двигателей достигает 120—150 м/сек. Скорость истечения топлива из распылителя примерно в 25 раз меньше скорости воздуха у распылителя, т. е. при максимальных числах оборотов составляет около 5—6 м/сек.

В зависимости от направления потока горючей смеси карбюраторы называются карбюраторами с восходящим (фиг. 139, а), с падающим (фиг. 139, б) и с горизонтальным потоком. В настоящее время наибольшее распространение получили карбюраторы с падающим потоком: их удобно расположить на двигателе и они более доступны для обслуживания. Кроме того, как показывают результаты опытов, карбюраторы с падающим потоком несколько повышают мощность и улучшают экономичность двигателя.

Для улучшения питания двигателя горючей смесью, а также для обеспечения лучшего смесеобразования и более равномерного состава смеси в отдельных цилиндрах многоцилиндрового двигателя применяются сдвоенные и счетверенные карбюраторы.

### § 3. ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОСТЕЙШЕГО КАРБЮРАТОРА

Характеристикой карбюратора называют зависимость коэффициента избытка воздуха от одного из параметров, характеризующих секундный расход смеси через карбюратор. В качестве такого параметра может быть принят расход воздуха или разрежение в диффузоре карбюратора, так как оно определяет секундный расход воздуха

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{G_a}{G_T l_0},$$

где  $G_a$  — расход воздуха через карбюратор в кг/сек;

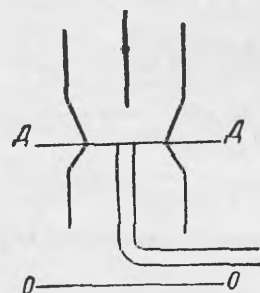
$G_T$  — расход топлива в кг/сек;

$l_0$  — теоретически необходимое количество воздуха в кг/кг топлива.

В каждый цилиндр горючая смесь поступает периодически. Поэтому течение воздуха и топлива через карбюратор, питающий только один цилиндр, имеет резко выраженный пульсирующий характер. С переходом от четырехтактного цикла на двухтактный, а также с увеличением числа цилиндров, питающихся одним карбюратором, пульсация потока ослабляется. Этому также способствует наличие впускной системы между карбюратором и впускными органами двигателя. В четырехцилиндровых четы-

рехтактных или в двухцилиндровых двухтактных двигателях поток настолько выравнивается, что практически влияние пульсаций становится незаметным. Поэтому поток воздуха и топлива в карбюраторе можно считать установившимся; скорость во всех точках каждого поперечного сечения принимается одинаковой.

Канал по которому воздух поступает из атмосферы в цилиндр двигателя, имеет переменное сечение, вследствие чего скорость, а следовательно, и давление по оси потока переменны. Анализ процессов, происходящих в карбюраторе, дополнительно усложняется наличием ряда постоянных сопротивлений и также переменного сопротивления в виде дроссельной заслонки, сопротивление которой зависит от того, в каком положении она устанавливается водителем.



Фиг. 140. Схема воздушного потока.

Расход воздуха может быть определен по размеру сечения и величине разрежения в этом сечении на любом участке потока. Выше было отмечено, что истечение топлива зависит от разрежения в диффузоре, поэтому разрежение в диффузоре также можно принять за фактор, определяющий расход воздуха.

Расход воздуха, как сжимаемой жидкости, определяют по формуле

$$G_a = \mu_a f_a \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{v_0} \left[ \left( \frac{p_d}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_d}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (257)$$

где  $\mu_a$  — коэффициент расхода воздуха;  
 $f_a$  — проходное сечение для воздуха в диффузоре;  
 $p_0$  и  $v_0$  — соответственно давление и удельный объем воздуха в условиях наружной среды;  
 $p_d$  — давление в диффузоре.

В том случае, когда в карбюратор воздух подается после сжатия в нагнетателе, в формулу вместо  $p_0$  и  $v_0$  подставляют  $p_k$  и  $v_k$  — параметры воздуха после нагнетателя.

Практический перепад между давлением наружной среды  $p_0$  и давления в диффузоре  $p_d$ , т. е. разрежение  $\Delta p_d$  в диффузоре не превышает 2000 мм вод. ст. или  $0,2 \text{ кг/см}^2$  при работе двигателя с максимальным числом оборотов при полностью открытой дроссельной заслонке.

При конструировании карбюратора нужно стремиться к тому, чтобы разрежение в диффузоре, при котором обеспечивается поступление топлива из жиклеров, его распыливание и достаточное испарение, было наименьшим.

При изменении разрежения  $\Delta p_d$  в диффузоре от 0 до  $0,2 \text{ кг/см}^2$  можно с достаточной степенью точности пренебречь влиянием сжимаемости воздуха, и рассматривать его течение как движение несжимаемой жидкости. Тогда, для сечений  $O-O$  и  $D-D$  (фиг. 140), пренебрегая изменением энергии положения (вследствие малого удельного веса воздуха и незначительной разности высот сечений) и принимая скорость воздуха у входа  $w_0 = 0$ , уравнение Бернулли можно написать в следующем виде:

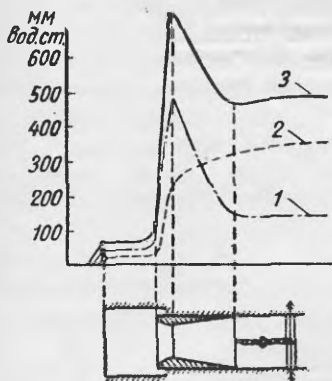
$$\frac{p_0}{\gamma_a} = \frac{p_d}{\gamma_a} + \frac{w_d^2}{2g} + \xi \frac{w_d^2}{2g}, \quad (258)$$

где  $\gamma_a$  — удельный вес воздуха;  
 $\xi$  — коэффициент сопротивлений;  
 $w_d$  — скорость воздуха в диффузоре.

Преобразуя уравнение (258), получаем

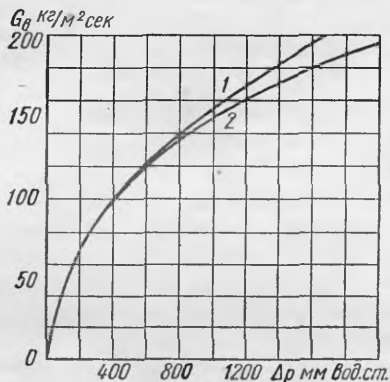
$$\Delta p_{\partial} = p_0 - p_{\partial} = \frac{\omega_{\partial}^2 \gamma_{\partial}}{2g} + \xi \frac{\omega_{\partial}^2 \gamma_{\partial}}{2g}, \quad (259)$$

т. е. перепад давлений между атмосферным давлением и давлением в рассматриваемом сечении диффузора равен сумме скоростного напора  $\frac{\omega_{\partial}^2 \gamma_{\partial}}{2g}$  и потерь  $\xi \frac{\omega_{\partial}^2 \gamma_{\partial}}{2g}$ . На фиг. 141 показано изменение соотношения этих двух слагаемых по длине воздушного канала в пределах карбюратора (при полностью открытой дроссельной заслонке).



Фиг. 141 Изменение разрежения, скоростного напора и потерь по оси карбюратора:

1 — скоростной напор; 2 — потери; 3 — полное разрежение.



Фиг. 142. Зависимость расхода воздуха  $G_v$  от разрежения  $\Delta p$  при учете и без учета сжимаемости воздуха.

Из уравнения (259) скорость воздуха в диффузоре

$$\omega_{\partial} = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma_{\partial}} \Delta p_{\partial}}, \quad (260)$$

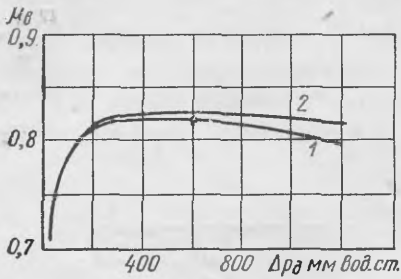
расход воздуха определяется по формуле

$$G_v = \mu_v f_v \sqrt{2g \gamma_{\partial} \Delta p_{\partial}}. \quad (261)$$

На фиг. 142 изображены кривые изменения расхода воздуха через сечение, равное  $1 \text{ м}^2$ , в зависимости от разрежения: кривая 1 построена по формуле (261), а кривая 2 — по формуле (257). Из сравнения кривых вытекает, что до значения  $\Delta p = 400 \text{ мм вод. ст.}$  по обеим формулам получаются практически одинаковые результаты. При дальнейшем увеличении разрежения подсчеты по формуле (261) дают большие значения, чем по формуле (257): например, при  $\Delta p = 1000 \text{ мм вод. ст.}$  разница составляет приблизительно 7%, а при  $\Delta p = 2000 \text{ мм вод. ст.}$  — около 11,5%. Такое преувеличение расхода воздуха обусловлено тем, что в формуле (261) не учитывается уменьшение плотности воздуха в диффузоре при уменьшении давления. Вместе с этим, при использовании формулы (261) упрощается качественная оценка работы карбюратора и значительно увеличивается наглядность получающихся результатов. Поэтому во всех дальнейших выводах течение воздуха в карбюраторе рассматривается как течение несжимаемой жидкости.

Величину  $\mu_v$  определяют опытным путем на основании измерений расхода воздуха  $G_v$  и соответствующих им разрежений  $\Delta p_{\partial}$ . Подставляя эти

значения в формулу (257), можно определить величину  $\mu_g$ . Если определять значение  $\mu_g$  по формуле (261), пользуясь экспериментальными данными  $G_g$  и  $\Delta p_{\partial}$ , то при этом учитываются ошибки, которые получаются от рассмотрения воздуха как несжимаемой жидкости. На фиг. 143 изображены кривые изменения  $\mu_g$  в зависимости от  $\Delta p_{\partial}$ : кривая 1 — величина  $\mu_g$  определялась по формуле (261), а кривая 2 — по формуле (257.)



Фиг. 143. Коэффициент расхода диффузора.

В многодиффузорном карбюраторе распылитель устанавливают в области наибольшего разрежения (фиг. 144). В последующих диффузорах происходит плавное уменьшение разрежений, а следовательно, и скоростей смеси, которая разбавляется воздухом, идущим в обход диффузора распылителя. Применение многодиффузорных карбюраторов дает наибольший эффект на больших нагрузках. На малых нагрузках разрежение у распылителя падает и распыливание топлива ухудшается. Кроме того, следует иметь

в виду, что у двойных и тройных диффузоров более низкие коэффициенты расхода, чем у одинарных. Это видно по изменению коэффициентов расхода для одинарного (кривая 1) и двойного (кривая 2) диффузоров (фиг. 145). Истечение топлива через жиклер карбюратора обусловливается наличием разности давлений в поплавковой камере и в диффузоре карбюратора. Кроме того, необходимо учитывать и разность уровней рассматриваемых сечений.

Схема топливного тракта простейшего карбюратора показана на фиг. 146. Топливный жиклер, определяющий на каждом режиме работы карбюратора количество вытекающего топлива, может быть установлен в любом месте тракта между поплавковой камерой и выходным сечением распылителя. Выходное сечение распылителя располагается выше уровня топлива в поплавковой камере на величину  $x = 2 \div 5$  мм. Это необходимо для предохранения

от вытекания топлива из распылителя при неработающем двигателе и наклонном положении карбюратора, а также вследствие явлений капиллярности.

На основании уравнения Бернулли для сечений  $oo$  и  $yy$  можно написать

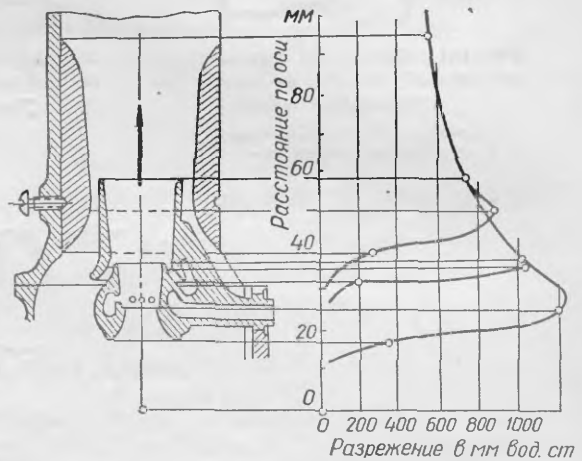
$$h_0 + \frac{p_0}{\gamma_T} = h_y + \frac{p_y}{\gamma_T} + \frac{w_y^2}{2g}, \quad (262)$$

где  $h_0$  и  $h_y$  — высоты рассматриваемых двух сечений потока над уровнем, принятым за нулевой (прямая  $aa$  на фиг. 146);

$p_0$  и  $p_y$  — статические давления в потоке в сечениях  $aa$  и  $yy$ ;

$w_y$  — скорость в сечении  $yy$ .

Скорость  $w_0$  в сечении  $aa$  принимаем равной нулю.



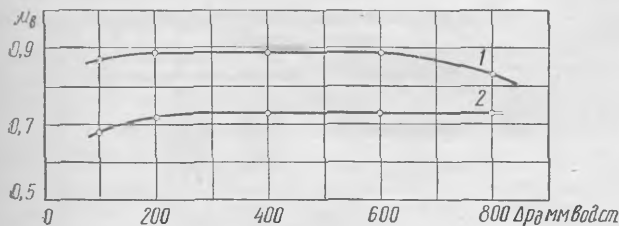
Фиг. 144. Схемы карбюратора с тройным диффузором.

Из выражения (262) теоретическая скорость топлива в жиклере

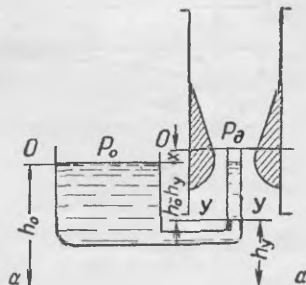
$$w_y = \sqrt{2g \left[ (h_0 - h_y) + \frac{(p_0 - p_y)}{\gamma_T} \right]}$$

Давление в сечении *yy* (фиг. 146)

$$p_y = p_0 + (h_0 - h_y + x) \gamma_T$$



Фиг. 145. Коэффициенты расхода диффузоров:  
1 — одинарного; 2 — двойного.



Фиг. 146. Схема расположения топлива в простейшем карбюраторе.

Тогда теоретическая скорость топлива

$$w_y = \sqrt{\frac{2g(\Delta p_0 - x\gamma_T)}{\gamma_T}} \tag{263}$$

Из формулы (263) видно, что скорость топлива в жиклере не зависит от его расположения в топливном тракте. Действительная скорость истечения топлива из-за наличия внутренних потерь и других неучтенных потерь будет меньше.

Расход топлива через жиклер

$$G_T = \mu_T f_T \sqrt{2g(\Delta p_0 - x\gamma_T) \gamma_T} \tag{264}$$

где  $\mu_T$  — коэффициент расхода топлива через жиклер;

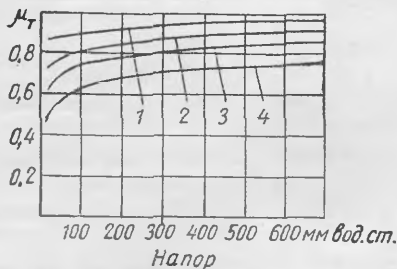
$f_T$  — проходное сечение жиклера.

Разрежение  $\Delta p_0$ , при котором начинается истечение топлива, должно быть больше величины произведения  $x\gamma_T$ ; при  $\Delta p_0 = x\gamma_T$  расход топлива  $G_T = 0$ . Влияние величины  $x$  на расход топлива при больших нагрузках и большом числе оборотов очень мало и им можно пренебречь.

Величина  $\mu_T$ , определяемая экспериментально, зависит от ряда факторов: от сечения жиклера, соотношения его геометрических размеров, формы кромок жиклера, давления и температуры вытекающего топлива, его вязкости и т. д.

С уменьшением до определенного значения отношения длины отверстия жиклера  $l$  к его диаметру  $d$  коэффициент  $\mu_T$  сначала быстро растет при изменении напора топлива (фиг. 147) и затем его рост замедляется. С увеличением разрежения в диффузоре коэффициент  $\mu_T$  возрастает.

На фиг. 148 показано влияние свойств топлива на величину коэффициента расхода  $\mu_T$ .



Фиг. 147. Коэффициент расхода жиклеров:

$$1 - \frac{l}{d} = 0,42; \quad 2 - \frac{l}{d} = 2,8; \quad 3 - \frac{l}{d} = 5,6; \quad 4 - \frac{l}{d} = 11,3.$$

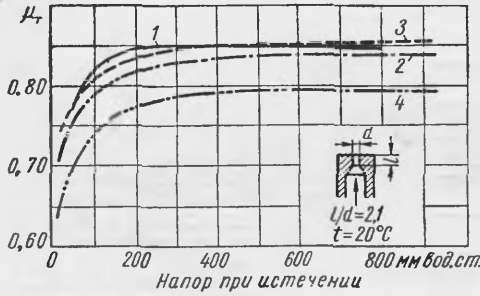


Влияние входной кромки на коэффициент расхода  $\mu_T$  изображено на фиг. 149.

Для выявления характеристики простейшего карбюратора подставим выражения (261) и (264) в выражение для  $\alpha$  (стр. 259).

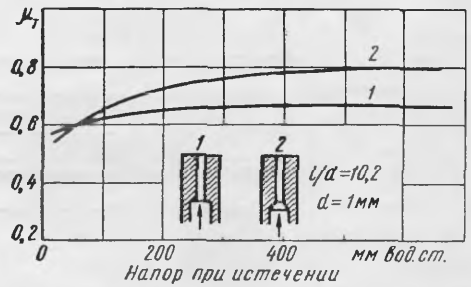
Тогда

$$\alpha = \frac{1}{l_0} \frac{f_v}{f_T} \frac{\mu_v}{\mu_T} \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_0 - x \gamma_T}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_v}{\gamma_T}} \quad (265)$$



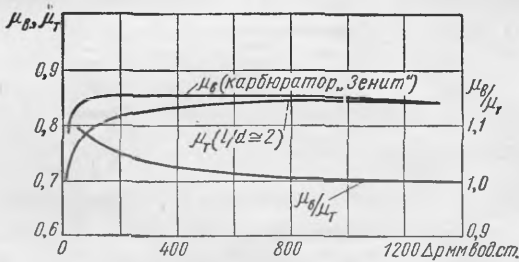
Фиг. 148. Влияние сорта топлива на величину коэффициента расхода  $\mu_T$ :

1 — вода; 2 — авиационный бензин; 3 — автомобильный бензин; 4 — керосин

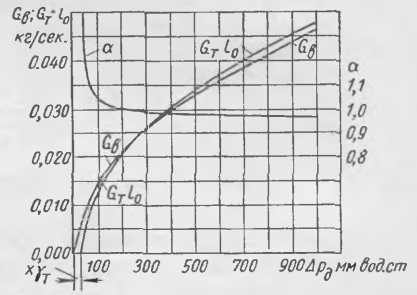


Фиг. 149. Влияние формы входной кромки на коэффициент расхода  $\mu_T$ .

В этом соотношении произведение  $\frac{1}{l_0} \frac{f_v}{f_T} \sqrt{\frac{\gamma_v}{\gamma_T}}$  при принятых выше допущениях примерно постоянно, выражение  $\frac{\mu_v}{\mu_T} \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_0 - x \gamma_T}}$  — величина



Фиг. 150. Изменение величин  $\mu_v$ ,  $\mu_T$  и  $\mu_v/\mu_T$  в зависимости от разрежения в диффузоре.



Фиг. 151. Характеристика простейшего карбюратора.

переменная, зависящая от разрежения в диффузоре  $\Delta p_0$ . Множитель  $\sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_0 - x \gamma_T}}$  уменьшается с увеличением разрежения  $\Delta p_0$  от бесконечно большого значения при  $\Delta p_0 = x \gamma_T$  и приближается к единице при стремлении  $\Delta p_0$  к бесконечности.

Отношение  $\frac{\mu_v}{\mu_T}$  также уменьшается с увеличением разрежения  $\Delta p_0$  (фиг. 150), поэтому с увеличением разрежения выражение  $\frac{\mu_v}{\mu_T} \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_0 - x \gamma_T}}$  уменьшается.

Следовательно, коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  горючей смеси, которую prepares простейший карбюратор, уменьшается с ростом разрежения или расхода воздуха, т. е. смесь обогащается (фиг. 151).

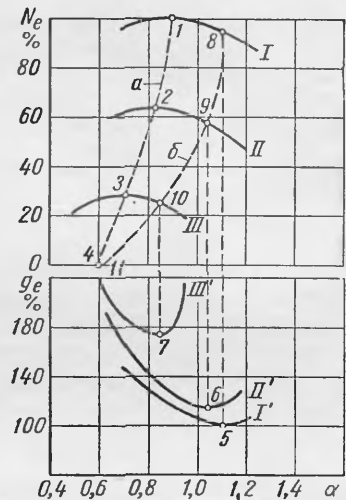
#### § 4. ХАРАКТЕРИСТИКА ИДЕАЛЬНОГО КАРБЮРАТОРА

Характеристика идеального карбюратора может быть определена экспериментальным путем для каждого двигателя по регулировочным характеристикам. Для этого проводят специальные испытания двигателя при постоянном числе оборотов и неизменном положении дроссельной заслонки, но при изменении состава смеси путем изменения часового расхода топлива. В результате изменения состава смеси изменяются мощность и удельный расход топлива двигателя.

На фиг. 152 изображены результаты таких испытаний. По оси абсцисс отложен коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ , а по оси ординат — эффективная мощность двигателя, выраженная в процентах от максимальной мощности, получающейся при данном числе оборотов и полностью открытой дроссельной заслонке, и удельный расход топлива в процентах от минимального его значения. Кривые *I* и *I'* соответствуют работе двигателя при полностью открытой дроссельной заслонке, кривые *II* и *II'*, *III* и *III'* — работе при частично открытой дроссельной заслонке. Из кривых видно, что коэффициент избытка воздуха, соответствующий максимальной мощности, меньше коэффициента избытка воздуха при наименьшем удельном расходе, т. е. при максимальной экономичности.

Максимальная мощность при всех положениях дроссельной заслонки получается при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha$  меньшим единицы. С переходом на работу с прикрытой дроссельной заслонкой величина  $\alpha$ , соответствующая режиму максимальной мощности, уменьшается. При полном открытии дроссельной заслонки наименьший удельный расход топлива, т. е. наиболее экономичная работа двигателя, получается при несколько обедненном составе смеси ( $\alpha \approx 1,1$ ). С прикрытием дроссельной заслонки коэффициент избытка воздуха, соответствующий наиболее экономичной работе, уменьшается и при значительном прикрытии становится меньше единицы. Таким образом, с прикрытием дроссельной заслонки смесь как для получения наибольшей мощности, так и наибольшей экономичности должна обогащаться. Если соединить на кривых *I*, *II* и *III* точки 1, 2 и 3, соответствующие максимальной мощности, и точки 8, 9 и 10, отражающие работу двигателя на наиболее экономичных режимах, то получаются две кривые изменения состава смеси: кривая *a* соответствует регулировке карбюратора на максимальную мощность и кривая *b* — на максимальную экономичность. Область, заключенная между двумя этими кривыми, и является той областью значений коэффициента избытка воздуха, в которой необходимо изменение регулировки карбюратора. Вне этой области регулировка карбюратора нецелесообразна, так как при такой регулировке одновременно понижается мощность двигателя и ухудшается экономичность. В зависимости от назначения и условий работы двигателя регулировка карбюратора может обеспечивать получение смеси, состав которой приближается к кривой *a* или к кривой *b*.

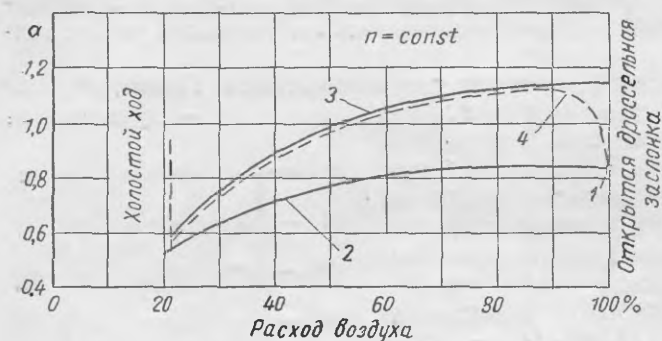
Для каждой кривой *I*, *II* и *III* изменения мощности (фиг. 152) положение дроссельной заслонки, а следовательно, разрежение в диффузоре и расход воздуха постоянны. Поэтому кривые *a* и *b* изменения состава смеси (фиг. 152) можно легко перестроить в координатах  $\alpha - G_v$  или  $\alpha - \Delta p_d$ . На фиг. 153



Фиг. 152. Регулировочные характеристики двигателя.

для определенного числа оборотов приведены кривые изменения  $\alpha$ , соответствующие максимальной мощности 2 и наименьшему удельному расходу 3 топлива, в зависимости от расхода воздуха (или смеси), выраженного в процентах от расхода при полном открытии дроссельной заслонки.

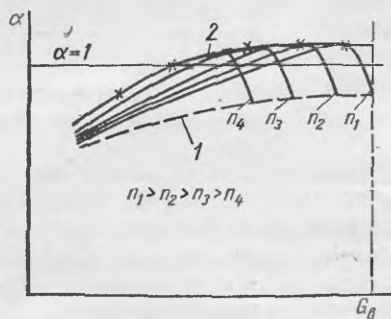
Для лучшего использования возможностей двигателя желательно, чтобы при полном открытии дроссельной заслонки, когда от двигателя требуется



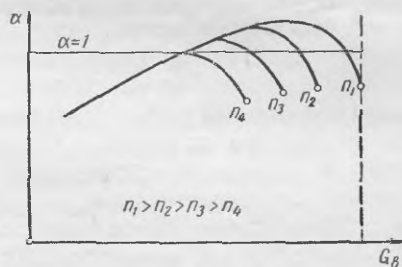
Фиг. 153. Характеристики карбюратора.

получение наибольшей мощности, которую он может развивать при данном числе оборотов, карбюратор обеспечивал получение коэффициента  $\alpha$ , соответствующего максимальной мощности (точка 1 на фиг. 152 и 153). При переходе на работу с прикрытой дроссельной заслонкой желательно, чтобы карбюратор приготавливал смесь, соответствующую наиболее экономичной работе. Тогда наиболее рациональная связь коэффициента избытка воздуха с расходом воздуха (или смеси) выразится на фиг. 153 штриховой линией 4. Эта зависимость и будет характеристикой идеального карбюратора.

Проведя аналогичные опыты для других чисел оборотов, можно для каждого скоростного режима получить свою идеальную характеристику.



Фиг. 154. Идеальная мощностная и экономическая характеристики карбюратора при различных числах оборотов коленчатого вала.



Фиг. 155. Характеристика карбюратора при различных числах оборотов коленчатого вала.

Совместив на одном графике (фиг. 154) подобные характеристики для различных чисел оборотов, получим совокупность идеальных характеристик карбюратора при различных скоростных режимах. Если затем провести огибающую кривую, то получим характеристику 2 карбюратора, обеспечивающего работу с наименьшим удельным расходом топлива  $g_{e\min}$  на всем диапазоне изменения чисел оборотов при работе двигателя с полностью открытой дроссельной заслонкой; соединив кривой точки значений  $\alpha$ , при которых двигатель развивает наибольшую мощность, получим характеристику 1 карбюратора, обеспечивающего работу двигателя при полностью открытой дроссельной заслонке с наибольшей мощностью  $N_{e\max}$  на всем диапазоне изменения чисел оборотов,

Сравнение характеристики простейшего карбюратора (фиг. 151) с характеристикой идеального (фиг. 153 и 154) показывает, что простейший карбюратор не обеспечивает условий рациональной работы двигателя. Поэтому для исправления характеристики простейшего карбюратора и приближения ее к характеристике идеального в его конструкцию вводят дополнительные устройства или приспособления. При этом для упрощения карбюратора обычно отказываются от получения различных возрастающих участков  $\alpha$  (фиг. 154) при различных числах оборотов, заменяя их совокупность одной средней зависимостью (фиг. 155).

### § 5. ГЛАВНАЯ ДОЗИРУЮЩАЯ СИСТЕМА

Главной дозирующей системой принято называть топливную систему, подающую основное количество топлива на большей части режимов работы двигателя с нагрузкой.

С ростом нагрузки горючую смесь необходимо обеднять (фиг. 153 и 155). В простейшем же карбюраторе с увеличением нагрузки горючая смесь постепенно обогащается (фиг. 151). Для получения горючей смеси необходимого состава при работе двигателя на средних нагрузках характеристика простейшего карбюратора должна быть исправлена.

В карбюраторах применяются следующие системы компенсации состава горючей смеси при работе на средних нагрузках:

- 1) система с регулировкой разрежения у жиклера;
- 2) система с компенсационным жиклером;
- 3) система с регулировкой разрежения в диффузоре;
- 4) система с регулируемым сечением жиклера.

Выбор той или иной системы компенсации зависит от необходимых характеристик состава смеси и условий работы двигателя.

#### Карбюраторы с понижением разрежения у жиклера

На фиг. 156 изображена схема главной дозирующей системы карбюратора с понижением разрежения у жиклера. Топливо из поплавковой камеры через главный жиклер 1 попадает в камеру 2, а из нее через распылитель 5 в диффузор. С камерой 2 соединен воздушный колодец 3, который через воздушный жиклер 4 сообщается с атмосферой.

Когда двигатель не работает, то в воздушном колодце устанавливается уровень топлива, одинаковый с уровнем в поплавковой камере. При работающем двигателе уровень топлива в воздушном колодце понижается, разрежение в диффузоре через распылитель 5 передается к главному жиклеру 1. Одновременно в воздушный колодец 3 через воздушный жиклер 4 поступает воздух, вследствие чего разрежение у жиклера уменьшается.

Воздух, попадающий в воздушный колодец, подмешивается к топливу и образует с ним эмульсию. Количество этого воздуха ничтожно по сравнению с количеством воздуха, поступающего через диффузор. Поэтому воздух, поступающий через воздушный жиклер, не может оказать существенного влияния на состав смеси, приготовляемой карбюратором.

Работа карбюратора с компенсацией смеси понижением разрежения у жиклера может быть разбита на три фазы.

**Первая фаза** характеризуется разрежением в диффузоре  $\Delta p_0 < \chi \gamma_T$ . В этой фазе истечение топлива из распылителя 5 не происходит: разрежение в диффузоре настолько мало, что топливо не может подняться до кромки распылителя.

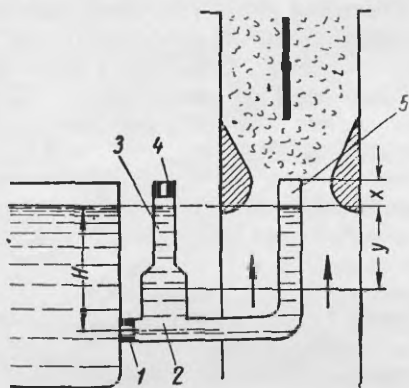
**Вторая фаза** начинается после того, как величина  $\Delta p_0$  станет больше  $\chi \gamma_T$  и продолжается до тех пор, пока разрежение  $\Delta p_0$  в диффузоре

меньше величины  $(H + x)\gamma_T$ . В этом случае происходит истечение топлива через распылитель по закону простейшего карбюратора. Объем в воздушном колодце, освобождаемый от топлива, заполняется воздухом. Так как время для поступления воздуха через воздушный жиклер 4 не ограничено, то давление в воздушном колодце равно  $p_0$ . Поэтому приток топлива в воздушный колодец и распылитель на данной фазе определяется только перепадом уровней топлива в поплавковой камере и в воздушном колодце.

С ростом нагрузки и увеличением разрежения в диффузоре расход топлива через распылитель увеличивается и уровень топлива в воздушном колодце понижается до уровня главного жиклера.

Третья фаза характеризуется тем, что истечение топлива через главный жиклер происходит под воздействием разрежения  $\Delta p_{кл}$  в воздушном колодце и в зависимости от уровня топлива в поплавковой камере и расположения жиклера. Следовательно, для того чтобы решить вопрос о составе смеси, приготовляемой такой системой, необходимо прежде всего определить разрежение  $\Delta p_{кл}$  в воздушном колодце.

Если пренебречь влиянием топлива на течение воздуха через воздушный жиклер 4 и распылитель 5, то приток воздуха через воздушный жиклер 4 в воздушный колодец 3 после опорожнения его



Фиг. 156. Схема карбюратора с пониженным разрежением у жиклера.

$$G_v = \mu_v f_v \sqrt{2g \Delta p_{кл} \gamma_v}$$

Расход воздуха через воздушный колодец 3

$$G_p = \mu_p f_p \sqrt{2g (\Delta p_0 - \Delta p_{кл}) \gamma_v}$$

где  $\mu_v$  и  $\mu_p$  — коэффициенты расхода через воздушный жиклер и отверстие распылителя;

$f_v$  и  $f_p$  — проходные сечения воздушного жиклера и отверстия распылителя;

$\gamma_v$  — удельный вес воздуха.

На основании уравнения неразрывности при установившемся потоке

$$G_v = G_p$$

или

$$\mu_p f_p \sqrt{2g (\Delta p_0 - \Delta p_{кл}) \gamma_v} = \mu_v f_v \sqrt{2g \Delta p_{кл} \gamma_v}$$

Отсюда разрежение в воздушном колодце

$$\Delta p_{кл} = \frac{(\mu_p f_p)^2}{(\mu_p f_p)^2 + (\mu_v f_v)^2} \Delta p_0 = K \Delta p_0,$$

где

$$K = \frac{(\mu_p f_p)^2}{(\mu_p f_p)^2 + (\mu_v f_v)^2}.$$

Из выражения для определения коэффициента  $K$  видно, что всегда  $K < 1$ , т. е. разрежение в воздушном колодце всегда меньше разрежения в диффузоре и пропорционально ему.

Анализ выражения для  $K$  показывает, что:

1) если воздушный колодец  $\mathcal{Z}$  закрыт, т. е.  $f_a = 0$ , то  $K = 1$  и  $\Delta p_{кл} = \Delta p_\partial$  — карбюратор превращается в простейший; это продолжается до тех пор, пока колодец  $\mathcal{Z}$  заполнен топливом;

2) если колодец открыт, т. е.  $f_a = \infty$ , то  $K$  и  $\Delta p_{кл}$  равны нулю и в камере 2 установится атмосферное давление  $p_0$ ; в этом случае расход топлива через жиклер  $I$  определяется только перепадом  $H$ ; карбюратор будет все время давать постоянный расход топлива независимо от разрежения в диффузоре;

3) подбирая сечение воздушного жиклера 4, можно регулировать величину  $K$ , а следовательно, и разрежение у жиклера в нужном направлении.

Выше было указано, что истечение топлива через главный жиклер в третьей фазе, т. е. после опорожнения воздушного колодца, происходит под воздействием перепада

$$\Delta p_{кл} + H\gamma_T = K\Delta p_\partial + H\gamma_T.$$

Тогда расход топлива

$$G_T = \mu_T f_T \sqrt{2g(K\Delta p_\partial + H\gamma_T)} \gamma_T.$$

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{\mu_a f_a \sqrt{2g\rho\Delta p_\partial \gamma_a}}{l_0 \mu_T f_T \sqrt{2g(K\Delta p_\partial + H\gamma_T)} \gamma_T}.$$

Расход воздуха  $G_a = \mu_a f_a \sqrt{2g\Delta p_\partial \gamma_a}$  непрерывно увеличивается с ростом разрежения  $\Delta p_\partial$  в диффузоре. Характер протекания кривой теоретического расхода воздуха  $G_0 = G_T l_0$  легко установить, если выяснить закон изменения расхода топлива  $G_T$ .

Из выражения для  $G_T$  видно, что при разрежении в диффузоре

$$\Delta p_\partial = -\frac{H\gamma_T}{x}$$

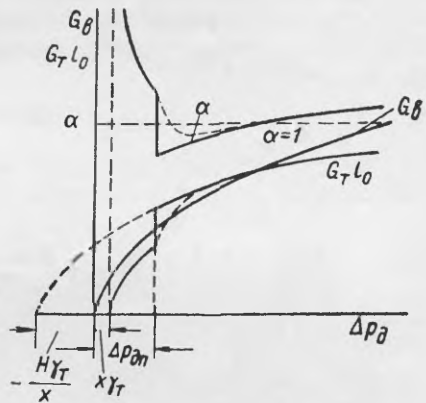
расход топлива равен нулю. Отложив величину  $\frac{H\gamma_T}{x}$  влево от начала координат (фиг. 157), проводим кривую изменения теоретического расхода  $G_T l_0$  воздуха. В действительности кривая  $G_T l_0$  начинается не из этой точки, а из точки, соответствующей разрежению в диффузоре  $\Delta p_\partial = x\gamma_T$ . Характер этой кривой во второй фазе истечения аналогичен характеру кривой  $G_T l_0$ , проведенной из точки  $\Delta p_\partial = -\frac{H}{x} \gamma_T$ . Переход от второй к третьей фазе и разрежение в диффузоре  $\Delta p_{\partial n}$ , соответствующее границе двух фаз, могут быть выяснены на основании следующих соображений.

До тех пор, пока в воздушном колодце еще находится топливо, т. е.  $y < H$  (фиг. 156), карбюратор работает как простейший. Топливо последовательно протекает через главный жиклер и отверстие распылителя. Расход топлива через главный жиклер

$$G_{Tn} = \mu_T f_T \sqrt{2gy\gamma_T \gamma_T};$$

расход топлива через отверстие распылителя

$$G_T = \mu_p f_p \sqrt{2g[\Delta p_\partial - (x+y)\gamma_T] \gamma_T}.$$



Фиг. 157. Характеристика карбюратора с понижением разрежения у жиклера.

Приравняв эти два выражения друг другу, получим после преобразования

$$y = \frac{\mu_p^2 f_p^2}{\mu_T^2 f_T^2 + \mu_p^2 f_p^2} \frac{\Delta p_\partial - x \gamma_T}{\gamma_T}.$$

Когда воздушный колодец опорожнится, то  $y = H$  и  $\Delta p_\partial = \Delta p_{\partial n}$ . Из выражения для  $y$  имеем:

$$\Delta p_{\partial n} = \left[ H \frac{\mu_T^2 f_T^2 + \mu_p^2 f_p^2}{\mu_p^2 f_p^2} + x \right] \gamma_T.$$

Пока разрежение в диффузоре будет меньше величины  $\Delta p_{\partial n}$ , давление в воздушном колодце равно атмосферному. Расход топлива через главный жиклер в тот момент, когда уровень топлива в воздушном колодце опустится на величину  $H$ ,

$$G_{Tn} = \mu_T f_T \gamma_T \sqrt{2gH}.$$

После установления этого расхода, по аналогии с ранее полученным выражением для определения разрежения в воздушном колодце, имеем

$$\Delta p_{кл.н} = \frac{\mu_p^2 f_p^2}{\mu_p^2 f_p^2 + \mu_a^2 f_a^2} \Delta p_{\partial n} = K \Delta p_{\partial n}$$

и расход топлива

$$G'_{Tn} = \mu_T f_T \sqrt{2g(K \Delta p_{\partial n} + H \gamma_T)} \gamma_T.$$

После подстановки значений  $K$ ,  $\Delta p_{\partial n}$  и преобразований получим

$$G'_{Tn} = \mu_T f_T \gamma_T \sqrt{2g \left( H + \frac{\mu_T^2 f_T^2 + \mu_p^2 f_p^2}{\mu_p^2 f_p^2 + \mu_a^2 f_a^2} H + \frac{\mu_p^2 f_p^2}{\mu_p^2 f_p^2 + \mu_a^2 f_a^2} x \right)}.$$

Из выражений для  $G'_{Tn}$  и  $G_{Tn}$  видно, что

$$G'_{Tn} > G_{Tn}.$$

Следовательно, при сделанных допущениях на границе второй и третьей фаз должен получиться скачок в расходе топлива. В действительности вследствие конечных размеров каналов и постепенного изменения соотношения количеств воздуха и топлива в эмульсии переход от второй к третьей фазе будет происходить постепенно; на фиг. 157 такой переход показан штриховой линией.

Во время второй фазы карбюратор prepares смесь как простейший: смесь обогащается с ростом разрежения в диффузоре. В переходный момент смесь резко обогащается, а в дальнейшем по мере увеличения разрежения в диффузоре совместная работа всех устройств системы приводит к постепенному обеднению смеси. Желательное протекание характеристики карбюратора, после того как разрежение в диффузоре станет  $\Delta p_\partial > \Delta p_{\partial n}$ , можно получить, изменяя величину напора  $H$ , а также размеры главного и воздушного жиклеров и отверстия распылителя. Исправление характеристики карбюратора во второй фазе работы достигается с помощью системы холостого хода.

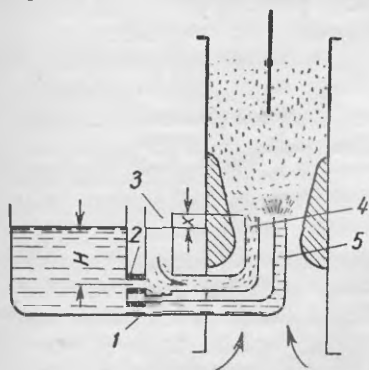
Простота устройства, компактность и хорошее распыливание топлива обеспечили широкое распространение компенсации состава смеси понижением разрежения у жиклера в карбюраторах (К-23Б двигателя ГАЗ-67Б, К-13 пускового двигателя ПД-10, К-25 и К-25 А двигателя МЗМА-400, К-82 двигателя автомобиля ЗИЛ-150 и К-84 двигателя автомобиля ЗИЛ-151 и др.).

### Карбюраторы с компенсационным жиклером

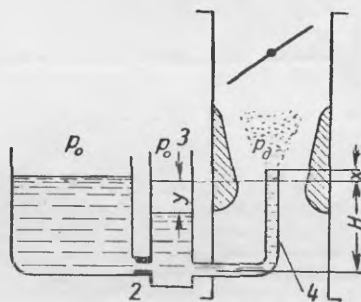
Способ компенсации смеси с помощью компенсационного жиклера (фиг. 158) является видоизменением способа понижения разрежения у жиклера. В этом случае система объединяет простейший карбюратор с главным жиклером 1 и распылителем 5 и компенсационную систему, состоящую из компенсационного жиклера 2, компенсационного колодца 3 и распылителя 4.

При неработающем двигателе топливо в компенсационном колодце и в распылителе устанавливается на одном уровне с уровнем в поплавковой камере. В работе компенсационной системы (фиг. 159) так же, как и в работе системы с понижением разрежения у жиклера, различают три фазы.

Первая фаза характеризуется тем, что разрежение в диффузоре  $\Delta p_{\partial} < x\gamma_T$  и истечения топлива из распылителя компенсационного жиклера не происходит.



Фиг. 158. Схема карбюратора с компенсационной системой.



Фиг. 159. Схема компенсационной системы. Обозначения те же, что и на фиг. 158.

Вторая фаза начинается с того момента, когда разрежение в диффузоре становится больше величины  $x\gamma_T$  и продолжается до тех пор, пока разрежение в диффузоре остается меньше величины  $H + x\gamma_T$ . Работа системы в этой фазе ничем не отличается от работы простейшего карбюратора.

Предельное разрежение в диффузоре, до которого продолжается вторая фаза, определяется из условия, что уровень топлива в компенсационном колодце понижается до уровня компенсационного жиклера. Тогда

$$\Delta p_{\partial n} = (H + x)\gamma_T.$$

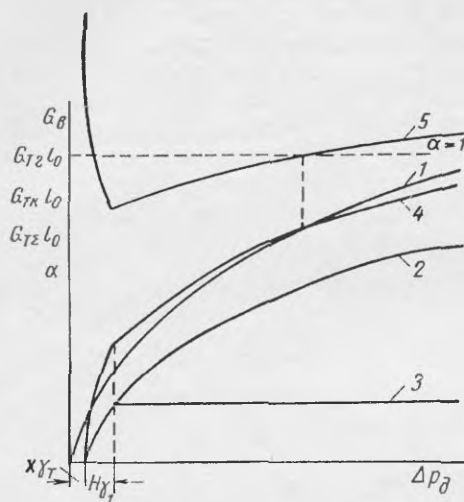
В третьей фазе разрежение в диффузоре  $\Delta p_{\partial} > (H + x)\gamma_T$ . Работа компенсационной системы в этой фазе аналогична работе системы с понижением разрежения у жиклера, если сечение воздушного жиклера велико по сравнению с сечением распылителя. При этом условии в компенсационном колодце устанавливается атмосферное давление. Истечение топлива из компенсационного жиклера будет происходить под действием перепада  $H$ , т. е. расход топлива  $G_{Тк}$  не зависит от величины разрежения в диффузоре и остается постоянным:

$$G_{Тк} = \mu_{Тк} f_{Тк} \gamma_T \sqrt{2gH}.$$

К топливу, вытекающему через компенсационный жиклер, в компенсационном колодце примешивается воздух и образуется топливная эмульсия, которая через распылитель компенсационного жиклера поступает в смесительную камеру. Так как расход топлива через компенсационный жиклер



остаётся постоянным, а расход воздуха с увеличением разрежения растёт, то компенсационная система prepares постепенно обедняющую смесь. Главный жиклер, наоборот, даёт постепенно обогащающую смесь.



Фиг. 160. Характеристика карбюратора с компенсационной системой:

1 — расход воздуха; 2 — произведение расхода топлива через главный жиклер  $G_{Tz}$  на  $l_0$ ; 3 — произведение расхода топлива через компенсационный жиклер  $G_{Tk}$  на  $l_0$ ; 4 — произведение суммарного расхода топлива  $G_{Ts}$  на  $l_0$ ; 5 — коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ .

В результате совместной работы системы главного жиклера и компенсационной получается смесь нужного состава (фиг. 160). Состав смеси регулируют путем подбора размеров главного и компенсационного жиклеров, при этом изменением проходных сечений жиклеров достигается не только изменение величины  $\alpha$  в одном направлении, но можно добиться регулировки интенсивности изменения состава смеси.

Для относительного обогащения горючей смеси при небольших открытиях дроссельной заслонки необходимо увеличить сечение компенсационного жиклера. Чтобы при этом сохранить нужный состав смеси при большом разрежении в диффузоре, сечение главного жиклера нужно несколько уменьшить. Наоборот, для относительного обеднения смеси на малых нагрузках следует уменьшить сечение компенсационного жиклера, увеличив при этом сечение главного.

При регулировке нужно иметь в виду, что истечение топлива из компенсационного жиклера происходит под небольшим напором (около 25—45 мм вод. ст.). Поэтому для заметного изменения расхода топлива через компенсационный жиклер приходится довольно значительно изменять его проходное сечение.

По принципу компенсации смеси двумя жиклерами выполнены карбюраторы МКЗ-6В двигателя ЗИС-5, МКЗ-14В двигателя ЗИЛ-120 и др.

### Карбюраторы с регулировкой разрежения в диффузоре

Компенсация состава смеси в карбюраторах с регулировкой разрежения в диффузоре может осуществляться одним из двух способов:

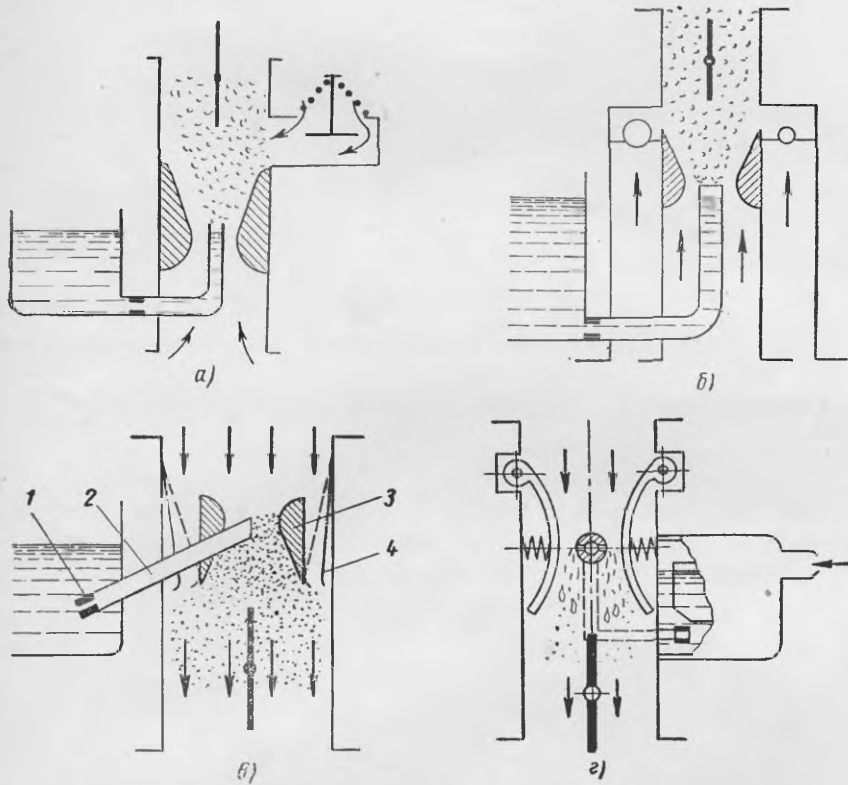
- 1) вводом добавочного воздуха;
- 2) устройством диффузора переменного сечения.

Понижение разрежения в диффузоре вводом добавочного воздуха может осуществляться через дополнительный клапан (фиг. 161, а) и отверстия между диффузором (или системой диффузоров) и стенками смесительной камеры, закрываемые легкими шариками (фиг. 161, б) или упругими пластинами (фиг. 161, в). Схемы, изображенные на фиг. 161, а и б, имеют ряд существенных недостатков и в современных карбюраторах не применяются. Схема, показанная на фиг. 161, в, широко применяется в современных карбюраторах. По этой схеме осуществляется компенсация состава смеси в карбюраторах К-49 и К-22 различных модификаций.

Топливо из поплавковой камеры через главный жиклер 1 (фиг. 161, в) и распылитель 2 попадает в диффузор 3.

С увеличением открытия дроссельной заслонки скорость воздуха перед диффузором 3 и в диффузоре увеличивается. Под действием скоростного напо-

ра воздуха упругие пластины 4 открывают отверстия между диффузором и стенками смесительной камеры и некоторая часть воздуха проходит, минуя диффузор 3. В результате этого изменяется количество воздуха, проходящего через диффузор, а следовательно, и разрежение в нем, что влияет на количество топлива, вытекающего через главный жиклер 1. Упругость пластин 4 подбирают таким образом, чтобы они открывались при определенном разрежении в диффузоре  $\Delta p_{дн}$  (фиг. 162). До этого карбюратор работает как простейший, обогащая смесь по мере открытия дроссельной заслонки



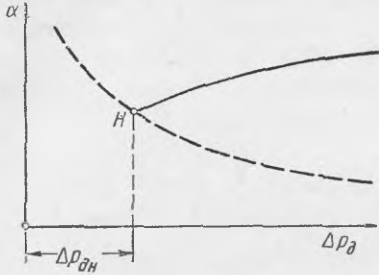
Фиг. 161. Схемы карбюраторов с регулировкой разрежения в диффузоре.

(штриховая линия на фиг. 162). Путем подбора упругих пластин 4 (фиг. 161,б), а также проходных сечений диффузора 3 и главного жиклера 1 можно добиться того, что точка  $h$  (которая соответствует началу открытия упругих пластин) будет соответствовать работе с прикрытой дроссельной заслонкой при желаемом коэффициенте избытка воздуха (фиг. 162). Как только разрежение достигнет величины  $\Delta p_{дн}$ , упругие пластины начнут открывать отверстия и пропускать часть воздуха помимо диффузора, в результате чего смесь будет постепенно обедняться (сплошная кривая на фиг. 162).

Наличие упругих пластин в карбюраторах подобного типа позволяет уменьшить диаметр диффузора, а следовательно, получать хорошее распыливание топлива даже при работе с прикрытой дроссельной заслонкой.

При рассмотрении работы простейшего карбюратора было установлено, чтокрытие дроссельной заслонки сопровождается сильным падением разрежения в диффузоре и, как следствие этого, значительным обеднением смеси. Поэтому, если создать карбюратор, у которого проходное сечение диффузора уменьшалось бы по мере прикрытия дроссельной заслонки, то можно

получить желательный закон изменения коэффициента избытка воздуха. По принципу компенсации состава смеси такой карбюратор относится также к карбюраторам с понижением разрежения в диффузоре: с увеличением открытия дроссельной заслонки увеличивается также и проходное сечение диффузора, что приводит к уменьшению разрежения в нем по сравнению с тем разрежением, которое было бы в диффузоре, если бы его сечение осталось постоянным. По этому принципу работает карбюратор К-80 и др.



Фиг. 162. Характеристика карбюратора с регулировкой разрежения в диффузоре.

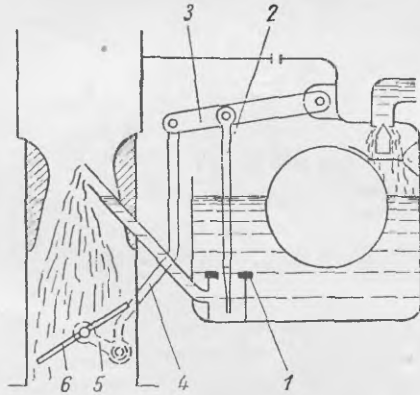
При работе с прикрытой дроссельной заслонкой подвижные крылья (фиг. 161, з) сходятся и образуют диффузор наименьшего сечения. По мере открытия дроссельной заслонки крылья разводятся, проходное сечение диффузора увеличивается по закону, обеспечивающему получение смеси необходимого состава.

### Карбюраторы с компенсацией смеси изменением сечения жиклера

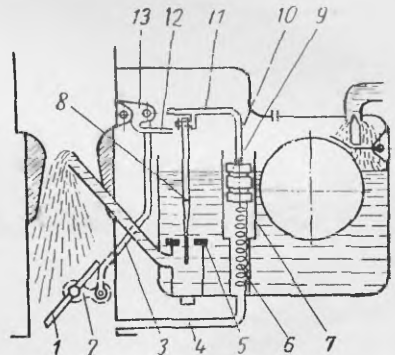
Принцип работы такой системы понятен из рассмотрения схемы на фиг. 163.

В главный жиклер 1 входит конец иглы 2, выполненный коническим или по специальному профилю. Игла перемещается вертикально. Привод может быть механическим, вакуумным или вакуумно-механическим.

При механическом приводе (фиг. 163) игла 2 связана рычагами 3, 4 и 5 с приводом дроссельной заслонки 6. Открывая дроссельную заслонку,



Фиг. 163. Принципиальная схема карбюратора с дозирующей иглой с механическим приводом.



Фиг. 164. Принципиальная схема карбюратора с дозирующей иглой с вакуумно-механическим приводом.

поднимают иглу. Проходное сечение жиклера 1 увеличивается. Одновременно увеличивается и расход воздуха. Возрастание расхода топлива и воздуха при увеличении открытия дроссельной заслонки происходит таким образом, что получается смесь необходимого состава.

Недостатком механического привода является то, что сечение жиклера изменяется только в зависимости от положения дроссельной заслонки, т. е. от нагрузки двигателя. Поэтому при постоянном открытии дроссельной заслонки и переменном числе оборотов вала двигателя положение иглы не изменяется, что приводит к изменению состава смеси.

Схема с вакуумным приводом дозирующей иглы не имеет этого недостатка. При вакуумном приводе положение иглы зависит не только от степени открытия дроссельной заслонки, но и от числа оборотов вала двигателя.

Более совершенным является вакуумно-механический привод дозирующей иглы (фиг. 164). Такой привод иглы имеет, например, карбюратор МКЗ-ЛЗ двигателя ЗИЛ-110.

Открытие дроссельной заслонки 1 сопровождается подъемом дозирующей иглы 8 с помощью рычагов 2, 3, 13 и лапки 12. Одновременно при открывании дроссельной заслонки разрежение во впускном трубопроводе уменьшается. Но величина разрежения зависит и от числа оборотов: при одном и том же положении дроссельной заслонки величина разрежения тем больше, чем больше число оборотов.

При малом разрежении за дроссельной заслонкой, которое передается по каналу 4, пружина 6 поднимает поршень 9, находящийся в цилиндре 7, а с ним через стержень 10 пластинку 11 и иглу 8. Если характеристика пружины подобрана правильно, то при малых оборотах подъем иглы будет опережать перемещение лапки 12 и определяться величиной разрежения во впускном трубопроводе. Это позволит на малых оборотах увеличить проходное сечение жиклера 5 и обогатить смесь. При больших оборотах, когда разрежение велико, положение иглы определяется положением лапки 12. Лапка, таким образом, ограничивает опускание иглы для любого положения дроссельной заслонки.

В карбюраторе МКЗ-ЛЗ в компенсации состава смеси помимо дозирующей иглы участвует система холостого хода.

## § 6. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА КАРБЮРАТОРОВ

Главное дозирующее устройство обеспечивает приготовление смеси необходимого состава только для области средних нагрузок при установившемся режиме работы двигателя. Карбюратор, имеющий только одно главное дозирующее устройство, отрегулированное на экономичную работу двигателя, не обеспечивает получение наибольшей мощности при полном открытии дроссельной заслонки. Такой карбюратор не обеспечивает также надежной работы на холостом ходу, хорошей приемистости и нормального пуска двигателя.

Для устранения таких недостатков современный карбюратор имеет специальные вспомогательные устройства. Такими устройствами являются обогатитель (экономайзер), насос-ускоритель, устройство для холостого хода и пусковое устройство. Кроме того, современные карбюраторы часто имеют ограничитель максимальных оборотов коленчатого вала двигателя.

### Обогатитель

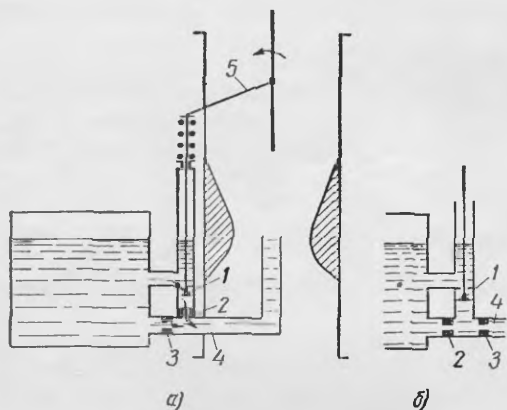
Обогатитель (экономайзер) карбюратора представляет собой устройство, обогащающее горючую смесь до состава, обеспечивающего получение максимальной мощности при полном или близком к полному открытию дроссельной заслонки. Для этого с помощью обогатителя увеличивается истечение топлива на режимах максимальной мощности и уменьшается при переходе к средним нагрузкам, что обеспечивает, таким образом, наиболее экономичную работу двигателя на средних нагрузках.

Действие обогатителя обусловлено изменением сопротивления топливной системы при помощи особого клапана (иглы), открывающегося при положении дроссельной заслонки, близком к полному открытию. В отдельных случаях изменение сопротивления топливной системы достигается путем изменения проходного сечения жиклера дозирующей иглой.

Во всех случаях дополнительное количество топлива подается в смесительную камеру или через главную дозирующую систему или через самостоятельный распылитель.

Подача дополнительного топлива производится через жиклер обогатителя, который может быть установлен параллельно или последовательно с главным жиклером.

При установке жиклера обогатителя параллельно с главным жиклером (фиг. 165, а) топливо подводится в распылитель 4 при открытом с помощью рычага 5 клапане 1 обогатителя сразу через два жиклера: главный 3 и жиклер 2 обогатителя. В этом случае сечение главного жиклера 3 подбирают так,



Фиг. 165. Схема обогатителя с механическим приводом.

главного жиклера  $f_{г.ж}$  расход через него без учета компенсационной системы

$$G_{г.ж} = \mu_{г.ж} f_{г.ж} \sqrt{2g\Delta p_0 \gamma_T}.$$

Количество вытекающего топлива должно быть таким, чтобы состав смеси отвечал экономической регулировке, т. е. коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  должен быть равным примерно 1,1.

Расход топлива через жиклер обогатителя при известном проходном сечении  $f_{ж.о}$

$$G_{ж.о} = \mu_{ж.о} f_{ж.о} \sqrt{2g\Delta p_0 \gamma_T}.$$

Суммарная подача топлива при полном открытии дроссельной заслонки должна быть такой, чтобы получалась смесь состава, определяющего наибольшую мощность.

При последовательной установке жиклера обогатителя и главного жиклера (фиг. 165, б) топливо из поплавковой камеры проходит последовательно через жиклер 2 обогатителя и главный жиклер 3. Когда дроссельная заслонка открывается полностью и клапан 1 обогатителя тоже открывается, то часть топлива, минуя жиклер 2 обогатителя, через главный жиклер 3 попадает в распылитель 4. Сопrotивление потоку топлива уменьшается, расход топлива увеличивается и смесь обогащается. Жиклер обогатителя в этом случае должен иметь большее проходное сечение, чем главный, так как сопротивление его должно быть невелико. Опыты показывают, что последовательная постановка двух одинаковых жиклеров приводит к уменьшению расхода топлива приблизительно на 20%. При таком включении жиклеров сечение главного жиклера 3 подбирают, исходя из условия получения наибольшей мощности. Жиклер обогатителя подбирают таким образом, чтобы

при включении его сопротивление потоку топлива увеличивалось настолько это необходимо для получения смеси экономичного состава.

При включении жиклера обогатителя последовательно с главным на преодоление сопротивления его затрачивается часть общего перепада  $\Delta p_{\partial}$ . Обозначим перепад в жиклере обогатителя  $\Delta p_{ж.о}$ . Тогда истечение топлива из главного жиклера будет происходить под действием перепада  $\Delta p_{\partial} - \Delta p_{ж.о}$ . Расход топлива в этом случае определяется из выражения

$$G'_{2,1} = \mu_{2,1} f_{2,1} \sqrt{2g (\Delta p_{\partial} - \Delta p_{ж.о})} \gamma_T.$$

Расход топлива через жиклер обогатителя

$$G_{об} = \mu_{ж.о} f_{ж.о} \sqrt{2g \Delta p_{ж.о}} \gamma_T.$$

При закрытом клапане 1 обогатителя  $G'_{2,1} = G_{об}$  на основании неразрывности истечения. Тогда из выражений  $G'_{2,1}$  и  $G_{об}$  имеем:

$$\Delta p_{ж.о} = \frac{\mu_{2,1}^2 f_{2,1}^2}{\mu_{2,1}^2 f_{2,1}^2 + \mu_{ж.о}^2 f_{ж.о}^2} \Delta p_{\partial}.$$

Учитывая, что жиклеры обогатителя и главный выполняются конструктивно одинаково и скорости в проходных сечениях этих жиклеров при совместной работе также достаточно близки, можно принять  $\mu_{ж.о} = \mu_{2,1}$ .

Тогда

$$\Delta p_{ж.о} = \frac{f_{2,1}^2}{f_{2,1}^2 + f_{ж.о}^2} \Delta p_{\partial}.$$

После подстановки  $\Delta p_{ж.о}$  в выражение для определения  $G'_{2,1}$  имеем:

$$G'_{2,1} = \mu_{2,1} f_{2,1} \sqrt{2g \frac{f_{ж.о}^2}{f_{2,1}^2 + f_{ж.о}^2} \Delta p_{\partial}} \gamma_T.$$

или, обозначив  $\frac{f_{ж.о}}{f_{2,1}} = b$ ,

$$G'_{2,1} = \mu_{2,1} f_{2,1} \sqrt{2g \frac{b^2}{1 + b^2} \Delta p_{\partial}} \gamma_T.$$

Расход топлива  $G'_{2,1}$  должен быть таким, чтобы коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{G_{\theta}}{G'_{2,1} l_{\theta}}$$

соответствовал экономичной работе двигателя.

Для установления зависимости проходного сечения жиклеров обогатителя и главного от расхода топлива через них разделим одно на другое выражения для  $G'_{2,1}$  и  $G_{2,1}$ :

$$k = \frac{G'_{2,1}}{G_{2,1}} = \sqrt{\frac{b^2}{1 + b^2}}.$$

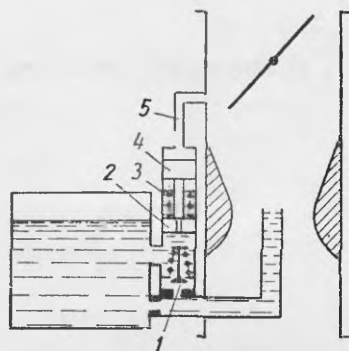
Отсюда

$$b = \sqrt{\frac{k^2}{1 - k^2}}.$$

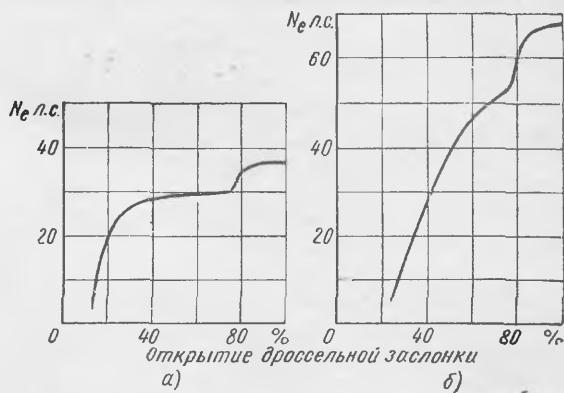
Если принять, что расход топлива при включении обогатителя должен уменьшиться на 15—20% (т. е.  $k = 0,80 \div 0,85\%$ ), то проходное сечение жиклера обогатителя будет больше проходного сечения главного жиклера в 1,33—1,5 раза.

Привод клапана обогатителя может быть механический и вакуумный. При механическом приводе клапан связан с механизмом управления дроссельной заслонки. Обогатители с механическим приводом имеют карбюраторы К-24, К-25, К-22 и др.

Клапан 1 с вакуумным приводом (фиг. 166) может открываться стержнем 2 специального поршня 4. При работе на средних нагрузках, когда



Фиг. 166. Схема обогатителя с вакуумным приводом.



Фиг. 167. Возрастание мощности двигателя ЗИС-5 в зависимости от степени открытия дроссельной заслонки

дроссельная заслонка закрыта, разрежение в пространстве за ней по каналу 5 передается в полость над поршнем, вследствие чего он удерживается в поднятом состоянии: клапан обогатителя закрыт. При открытии дроссельной заслонки разрежение падает и наступает момент, при котором сила упругости пружины 3 оказывается больше, чем усилие, создаваемое разрежением, поршень опускается вниз, концом стержня открывает клапан обогатителя и вводит дополнительное количество топлива. Момент включения обогатителя с вакуумным приводом определяется величиной разрежения за дроссельной заслонкой. Величина этого разрежения в различных карбюраторах автомобильных двигателей изменяется от 70 до 180 мм рт. ст. и зависит от требований, предъявляемых к автомобилю. Обогатители с вакуумным приводом имеют карбюраторы К-49, МКЗ-14В и др.

Отличительной особенностью обогатителя с вакуумным приводом является то, что он включается в работу не при одном и том же положении дроссельной заслонки, а при различных, в зависимости от числа оборотов коленчатого вала. Такой обогатитель включается в работу тем раньше, чем меньше число оборотов вала двигателя, так как на малых оборотах разрежение, необходимое для включения обогатителя, создается при меньшем открытии дроссельной заслонки. Указанная особенность обогатителя с вакуумным приводом позволяет улучшить разгон автомобиля.

Обогатитель с механическим приводом включается в работу при одном и том же положении дросселя независимо от числа оборотов коленчатого вала, хотя мощность двигателя по мере открытия дроссельной заслонки на разных оборотах меняется по-разному. Из диаграмм (фиг. 167), полученных при испытании двигателя ЗИС-5, видно, что если при 2000 об/мин (фиг. 167, б) обогатитель включается, когда мощность еще продолжает расти, то при

1000 об/мин (фиг. 167, а) обогатитель включается после довольно длительного периода открытия дросселя, когда мощность практически не изменяется.

Для использования преимуществ обогатителей с механическим и вакуумным приводом в карбюратор часто вводят два обогатителя: один с механическим, а другой с вакуумным приводом (карбюраторы К-21, К-82, К-84 и др.).

В отличие от автомобильных карбюраторов тракторные не имеют обогатителя. Это объясняется тем, что тракторный двигатель большую часть времени работает на полной или близкой к полной нагрузке и введение обогатителя не дает ощутимой экономии топлива, но существенно усложнит конструкцию и эксплуатацию карбюратора.

Обогатители из соображений простоты не применяются и в мотоциклетных карбюраторах.

### Насос-ускоритель

Необходимость быстрого увеличения числа оборотов коленчатого вала или нагрузки двигателя приводит к резкому открытию дроссельной заслонки. Практика эксплуатации карбюраторных двигателей показывает, что резкое открытие дроссельной заслонки сопровождается заметным обеднением смеси. В результате нарастание числа оборотов или нагрузки двигателя замедляется, т. е. приемистость двигателя ухудшается. В отдельных случаях обеднение может быть настолько сильным, что двигатель может даже перестать работать.

Резкое открытие дроссельной заслонки сопровождается увеличением разрежения в диффузоре карбюратора и приводит к увеличению скоростей топлива и воздуха. Скорость воздуха растет быстрее скорости топлива. В результате происходит обеднение горючей смеси. Этому способствует также повышение давления во впускном трубопроводе. С повышением давления во впускном трубопроводе, являющегося следствием увеличения открытия дроссельной заслонки, ухудшается испарение топлива и увеличивается образование пленки на стенках впускного трубопровода. Такое же действие вызывает понижение температуры смеси, происходящее вследствие увеличения количества поступающего воздуха. В отдельных конструкциях карбюраторов, у которых система холостого хода питается из главной дозирующей системы (например, карбюраторы К-25, К-25А, К-49 и др.), обеднению горючей смеси при резком открытии дроссельной заслонки способствует недостаточное количество топлива в главной дозирующей системе после главного жиклера.

Для предотвращения обеднения горючей смеси при резком открытии дроссельной заслонки в современных карбюраторах применяется специальное устройство — насос-ускоритель. Этот насос подает дополнительное количество топлива для обогащения горючей смеси при резком открытии дроссельной заслонки.

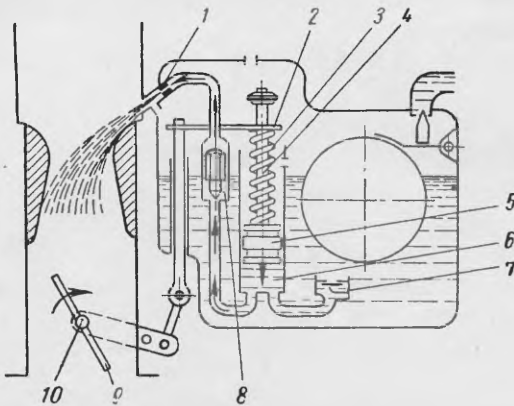
Насосы-ускорители выполняются с механическим или вакуумным (пневматическим) приводом. Нередко их объединяют с обогатителями (карбюраторы К-49, К-25 и др.). Опыты показывают, что впрыск топлива насос-ускорителем необходимо продолжать в течение 1—2 сек. Для получения такой затяжной подачи топлива привод к поршню насос-ускорителя устраивают через пружину.

На фиг. 168 показана схема насос-ускорителя с механическим приводом. По такой схеме выполнены насос-ускорители карбюраторов К-25А, К-21, К-49А, К-22А и др.

Шток 4 поршня 5, который движется в цилиндре 6, через планку 2 и систему рычагов связан с осью 10 дроссельной заслонки 9. Когда заслонка 9



закрывается, поршень 5 поднимается и цилиндр 6 заполняется топливом через впускной клапан 7. Выпускной клапан 8 при этом закрыт. При резком открытии дроссельной заслонки через систему рычагов сжимается пружина 3. Пружина 3 толкает поршень 5. Движение поршня под действием силы упругости пружины при небольшом открытии дроссельной заслонки продолжается до тех пор, пока головка на штоке 4 поршня не опустится на пластинку 2, а при большом открытии — пока поршень не достигнет крайнего нижнего положения. При резком движении поршня вниз впускной клапан 7 закрывается, а выпускной 8 — открывается, и топливо через жиклер 1 насос-ускорителя впрыскивается в смесительную камеру. Обеднение смеси наиболее интенсивно в начале открытия дроссельной заслонки. Поэтому положение рычага на оси дроссельной заслонки выбирают с таким расчетом, чтобы в начальный период открытия дроссельной заслонки ход поршня был бы наибольшим.



Фиг. 168. Схема насос-ускорителя с механическим приводом.

Явления, обуславливающие обеднение смеси при резком открытии дроссельной заслонки, интенсивнее проявляются при низкой температуре окружающего воздуха. Поэтому зимой и поздней осенью для обогащения смеси нужно подавать больше топлива, что достигается путем присоединения поводка к более дальнему от оси дроссельной заслонки отверстию на рычаге. При этом ход поршня увеличивается и количество впрыскиваемого топлива возрастает.

Схема насос-ускорителя с пневматическим приводом аналогична схеме обогатителя с пневматическим приводом, рассмотренной выше. Насос-ускорители с таким приводом применяются в карбюраторах К-49, К-21 и др.

Насос-ускорители не ставятся в тракторных карбюраторах вследствие относительной стабильности режима работы тракторного двигателя и пониженных требований к его приемистости. В мотоциклетных двигателях из-за короткой выпускной трубы смесь обедняется меньше при резком открытии дроссельной заслонки, чем в автомобильных. Поэтому в карбюраторах мотоциклетных двигателей можно не устанавливать насос-ускоритель.

### Устройство холостого хода

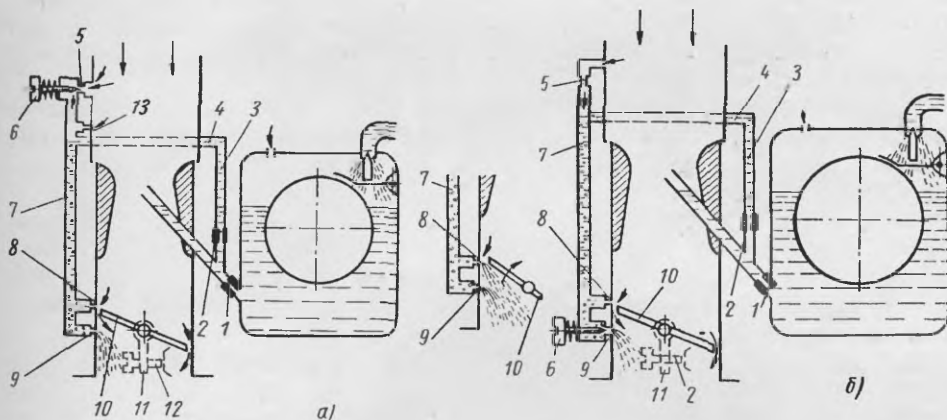
Дроссельная заслонка при работе двигателя на холостом ходу почти полностью закрыта. Разрежение в диффузоре уменьшается до нескольких миллиметров водяного столба. Подача топлива через распылитель главной дозирующей системы прекращается.

Для получения смеси, обеспечивающей устойчивую работу двигателя на холостом ходу ( $\alpha \approx 0,6$ ), используется разрежение за дроссельной заслонкой, которое на холостом ходу достигает максимального значения (400 мм рт. ст. и больше).

На фиг. 169, а и б показаны две наиболее распространенные системы холостого хода современных карбюраторов, в которых питание производится из главной дозирующей системы после главного жиклера 1.

При работе на холостом ходу под действием разрежения в пространстве за дроссельной заслонкой топливо из главной дозирующей системы через

жиклер 2 холостого хода по каналу 3 попадает в канал 4 и далее в канал 7. По пути к топливу примешивается воздух, который попадает через нерегулируемое отверстие 13 и регулируемое 5. В результате образуется эмульсия, подводимая к отверстиям 8 и 9 и через них в смесительную камеру. В камере эмульсия подхватывается проходящим воздухом, перемешивается с ним и образует горючую смесь. Отверстие 8 у карбюраторов с падающим потоком должно быть расположено несколько выше, а у карбюраторов с восходящим потоком — несколько ниже края дроссельной заслонки. Положение дроссельной заслонки 10 на холостом ходу регулируют с помощью рычага 11 и упорного винта 12.



Фиг. 169. Схема системы холостого хода.

На малых оборотах холостого хода, когда дроссельная заслонка закрыта почти полностью, отверстие 8 находится перед дроссельной заслонкой, т. е. в зоне, где разрежение почти отсутствует. Поэтому топливная эмульсия подается только через отверстие 9, а через отверстие 8 поступает чистый воздух, который примешивается к топливной эмульсии в канале 7. Основное назначение отверстия 8 состоит в том, чтобы не допустить переобеднения смеси в первые моменты открывания дроссельной заслонки при переходе от малых оборотов холостого хода к большим. При открывании дроссельной заслонки отверстия 8 и 9 оказываются в зоне больших разрежений. Подача воздуха через отверстие 8 прекращается. Топливная эмульсия поступает через отверстие 8 и 9, что обеспечивает состав смеси, необходимый для плавного перехода с режима холостого хода к работе под нагрузкой.

Для регулировки качества смеси на холостом ходу устанавливается регулировочный винт 6. Возможны два варианта регулировки состава смеси на холостом ходу. В первом случае (фиг. 169, а), ввинчивая или вывинчивая винт, соответственно уменьшают или увеличивают количество воздуха, проходящее через отверстие 5. Вследствие этого изменяется разрежение в системе холостого хода и количество топлива, проходящее через жиклер холостого хода.

Во втором случае (фиг. 169, б), когда винт 6 установлен прогиб отверстия 9, изменяется количество топливной эмульсии, подаваемой в смесительную камеру. Одновременно в некоторой степени изменяется и разрежение в системе холостого хода.

С помощью регулировочного винта 6 и упорного винта 12, ограничивающего закрытие дроссельной заслонки при работе двигателя на холостом

ходу, производится регулировка устойчивых минимальных чисел оборотов холостого хода двигателя.

Для прекращения подачи топлива через систему холостого хода при выключении ее из работы в системе предусмотрено отверстие 5.

### Пусковое устройство

Во время пуска коленчатый вал проворачивается с малым числом оборотов, поэтому скорость воздуха в диффузоре карбюратора незначительна и вытекающее топливо плохо распыливается. Плохое распыливание топлива и отсутствие подогрева от стенок приводят к тому, что значительное количество топлива оседает на стенках трубопровода в виде жидкой пленки. Смесь, поступающая в цилиндры, получается очень бедной, и пуск двигателя затрудняется.

Для обеспечения надежного пуска двигателя необходимо значительно увеличить подачу топлива. Тогда более легкие фракции топлива поступают в увеличенном количестве во впускную систему, испаряются, вследствие чего образуется обогащенная горячая смесь.

Наиболее распространенным пусковым устройством является воздушная заслонка. Ее устанавливают во входном патрубке карбюратора. Во время пуска двигателя воздушную заслонку закрывают. Вследствие этого разрежение в диффузоре карбюратора резко возрастает, истечение топлива через жиклеры увеличивается и горячая смесь обогащается.

Для исключения слишком резкого обогащения горючей смеси на воздушной заслонке установлен предохранительный воздушный клапан. Клапан удерживается в закрытом состоянии пружиной. Изменяя силу натяжения пружины, регулируют величину разрежения за воздушной заслонкой, при котором открывается клапан в пределах, обеспечивающих приготовление смеси нужного состава.

## § 7. СХЕМЫ НЕКОТОРЫХ КАРБЮРАТОРОВ

### Карбюратор К-82

Карбюратор К-82 устанавливается на двигателе автомобиля ЗИЛ-150.

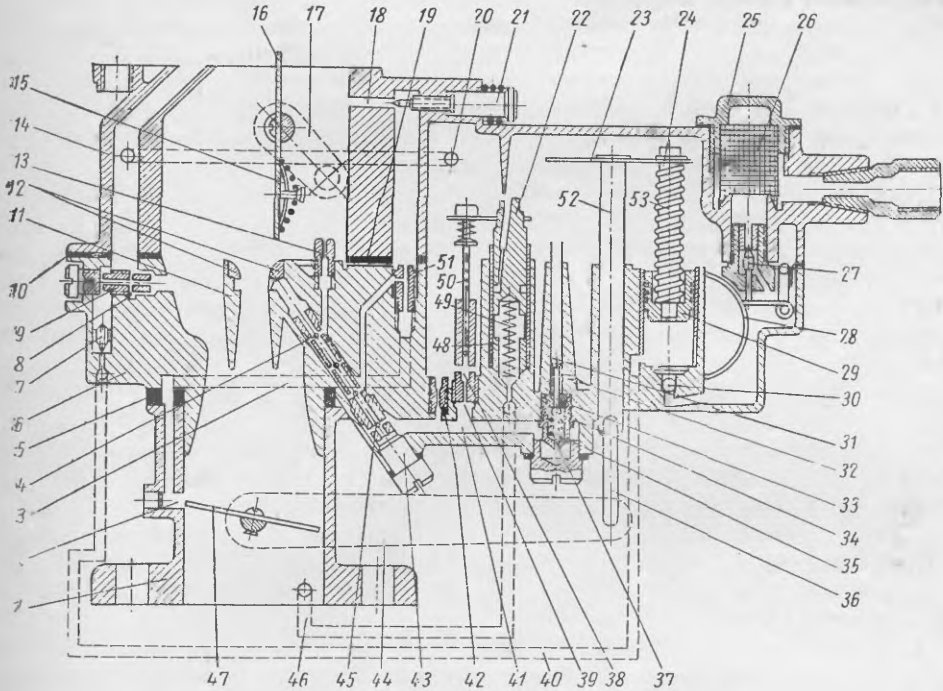
Карбюратор К-82 (фиг. 170) является сбалансированным (поплавковая камера соединена с воздухоподводящим патрубком после воздухоочистителя) двухдиффузорным карбюратором с падающим потоком. Полость поплавковой камеры каналом 20 соединена с патрубком воздушной горловины.

Карбюратор имеет главную дозирующую систему с понижением разрежения у топливного жиклера, два обогатителя (с механическим и вакуумным приводами) и насос-ускоритель с механическим приводом.

На малых оборотах холостого хода разрежение в пространстве за дроссельной заслонкой через прямоугольное отверстие 2 по каналу 3 передается к жиклеру 51 холостого хода. Под действием разрежения топливо из поплавковой камеры через жиклер 42 и 45 направляется к жиклеру 51 холостого хода. Здесь оно смешивается с воздухом, поступающим через отверстие 19 постоянного сечения и отверстие 18, проходное сечение которого регулируется винтом 21 холостого хода. Образовавшаяся эмульсия по каналу 3 через прямоугольное отверстие холостого хода 2 попадает в щель между кромкой дроссельной заслонки 47 и стенкой смесительной камеры. Наличие прямоугольного отверстия 2 холостого хода обеспечивает плавный переход от режима холостого хода двигателя к работе под нагрузкой. Состав смеси на холостом ходу регулируется винтом 21.

С увеличением открытия дроссельной заслонки разрежение в малом диффузоре 11 увеличивается и в работу вступает главная дозирующая система

карбюратора. Топливо из поплавковой камеры через жиклеры 42 и 45 поступает в эмульсионную трубку 43. В трубке к топливу подмешивается воздух, который проходит через воздушный жиклер 13 и воздушные отверстия 4. Образовавшаяся эмульсия через кольцевую щель 12 малого диффузора поступает в смесительную камеру, где смешивается с основным потоком воздуха. Чем больше открыта дроссельная заслонка, тем больше воздуха поступает в эмульсионную трубку, т. е. тем больше снижается разрежение у главного



Фиг. 170. Схема карбюратора К-82:

1 — корпус смесительной камеры; 2 — отверстие холостого хода; 3 — канал холостого хода; 4 — воздушные отверстия; 5 и 10 — прокладки; 6 — корпус поплавковой камеры; 7 — иглочатый клапан насос-ускорителя; 8 — отверстие в корпусе жиклера насос-ускорителя; 9 — жиклер насос-ускорителя; 11 — малый диффузор; 12 — кольцевая щель малого диффузора; 13 — воздушный жиклер; 14 — корпус воздушной горловины; 15 — предохранительный клапан воздушной заслонки; 16 — воздушная заслонка; 17 — рычаг воздушной заслонки; 18 — регулируемое воздушное отверстие холостого хода; 19 — постоянное отверстие холостого хода; 20 — воздушный канал; 21 — регулировочный винт холостого хода; 22 — поршень обогатителя с пневматическим приводом; 23 — планка; 24 — шток; 25 — пробка фильтра; 26 — сеччатый фильтр; 27 — иглочатый клапан илочки топлива; 28 — поплавок; 29 — поршень насос-ускорителя с механическим приводом; 30 — шариковый клапан; 31 — толкатель; 32 — топливное отверстие; 33 — седло шарикового клапана; 34 — шариковый клапан; 35 — корпус клапана; 36 — соединительная гайка; 37, 49 и 53 — пружины; 38 — седло клапана обогатителя; 39 — жиклер обогатителя с пневматическим приводом; 40 — канал насос-ускорителя; 41 — главный топливный канал; 42 — жиклер; 43 — эмульсионная трубка; 44 — рычаг дроссельной заслонки; 45 — главный жиклер; 46 — канал обогатителя с пневматическим приводом; 47 — дроссельная заслонка; 48 — уплотнительная втулка; 50 — игла; 51 — жиклер холостого хода; 52 — шток

жиклера 45. Вследствие этого достигается необходимая компенсация состава смеси при работе на средних нагрузках.

При переходе к большим нагрузкам, сопровождаемым дальнейшим открытием дроссельной заслонки, разрежение в пространстве за дроссельной заслонкой уменьшается. Поршень 22 обогатителя под действием пружины 49 перемещается вверх. Когда разрежение достигает 125 мм рт. ст., игла 50 отходит от седла клапана 38 и топливо через жиклер 39 начинает поступать в главный топливный канал 41. Смесь несколько обогащается, но не достигает еще мощного состава.

На холостом ходу и на средних нагрузках под действием разрежения, которое передается из пространства за дроссельной заслонкой по каналу 46

в цилиндр, поршень 22 сжимает пружину 49 и опускается. Одновременно с ним перемещается игла 50. Конец иглы прижимается к седлу 38 и запирает проход топливу. Чтобы разрежение через зазоры между поршнем и стаканами цилиндра не передавалось в поплавковую камеру, поршень 22 в нижнем положении садится на уплотнительную втулку 48.

Обогатитель с механическим приводом вступает в работу, когда дроссельная заслонка находится в положении, близком к ее полному открытию. В этот момент планка 23, закрепленная на штоке 24, входит в соприкосновение с толкателем 31 и начинает перемещать его вниз. Толкатель нажимает на шариковый клапан 34, который прижат к седлу 33 пружиной 37. Шарик отходит от седла и топливо через отверстие 32 поступает в главный топливный канал 41, а из него в смесительную камеру. Дозировка топлива осуществляется главным жиклером 45, проходное сечение которого рассчитано на приготовление смеси мощностного состава.

Механический привод насос-ускорителя объединен с приводом обогатителя. Когда дроссельная заслонка прикрыта, поршень 29 насос-ускорителя находится в верхнем положении. Полость под поршнем заполнена топливом, которое поступило из поплавковой камеры через шариковый клапан 30. При резком открытии дроссельной заслонки рычаг 44 через соединительную тягу 36 опускает шток 52 с планкой 23. В отверстие планки 23 свободно входит шток 24 поршня 29 насос-ускорителя. Опускаясь, планка сжимает пружину 53, которая двигает поршень вниз. Шариковый клапан 30 прижимается к седлу. Топливо по каналу 40 поступает к жиклеру 9, по пути открывая игольчатый клапан 7. Из жиклера 9 топливо вытекает тонкой струей, ударяется о стенку малого диффузора 11, распыливается, перемешивается с воздухом и поступает во впускной трубопровод.

Привод насос-ускорителя выполнен так, что насос работает только в первой половине открытия дроссельной заслонки. Наличие пружины 53 позволяет получить затяжной впрыск и исключает действие насоса, тормозящее открытие дроссельной заслонки.

Пуск холодного двигателя осуществляется с помощью воздушной заслонки 16 в сочетании с насос-ускорителем. Воздушная заслонка кинематически связана с дроссельной заслонкой. При закрытой воздушной заслонке топливо в большом количестве вытекает из кольцевой щели 12 малого диффузора 11 и жиклера 9 насос-ускорителя, образуя богатую смесь. На воздушной заслонке имеется предохранительный клапан 15.

### Карбюратор К-22А

На двигателе М-20 устанавливаются карбюраторы К-22, К-22А и К-22Г.

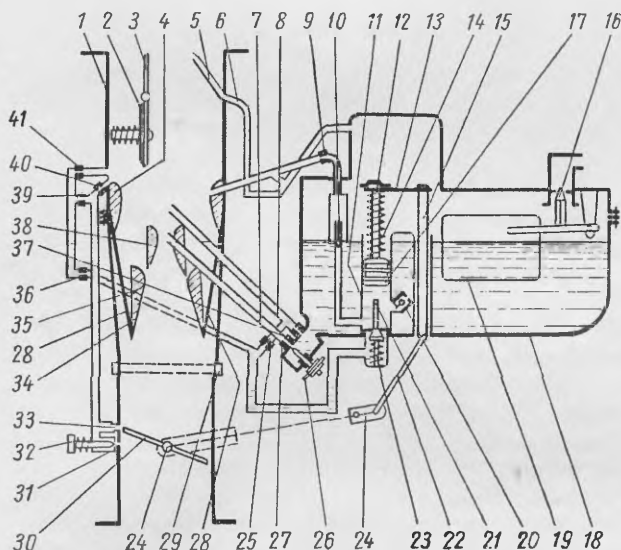
Карбюратор К-22А (фиг. 171) является сбалансированным трехдиффузорным карбюратором с падающим потоком.

Карбюратор имеет главную дозирующую систему с компенсацией состава смеси по способу понижения разрежения в диффузоре, обогатитель и насос-ускоритель с механическим приводом.

На малых оборотах холостого хода разрежение в пространстве за дроссельной заслонкой через отверстие 31 холостого хода (и отверстие 33 при большом открытии дроссельной заслонки) передается к жиклеру 36 холостого хода. Топливо из поплавковой камеры 18 через дополнительный жиклер 37 попадает в его распылитель 8, а затем через жиклер 25 обогатителя к жиклеру 36 холостого хода. Далее топливо поступает в каналы системы холостого хода. По пути к топливу из отверстия 41 примешивается воздух и полученная эмульсия проходит через эмульсионное отверстие 39. После отверстия 39 эмульсия еще раз разбавляется воздухом из отверстия 40 и через отверстия 31 и 33 холостого хода поступает во впускной трубопровод. При

малых оборотах холостого хода выход эмульсии происходит только через отверстие 31, а из отверстия 33 к эмульсии дополнительно примешивается воздух. Наличие двух отверстий 31 и 33 холостого хода обеспечивает плавный переход от работы двигателя на холостом ходу к работе под нагрузкой. Количество смеси, поступающей на холостом ходу, регулируется винтом 32.

С увеличением открытия дроссельной заслонки 30 разрежение в диффузорах 38 и 4 возрастает. Вследствие этого топливо из поплавковой камеры проходит через главный жиклер 27 и дополнительный 37 и по распылителям



Фиг. 171. Схема карбюратора К-22А:

1 — впускной патрубок; 2 — предохранительный клапан; 3 — воздушная заслонка; 4 — большой диффузор; 5 — воздушная трубка; 6 — воздушный канал; 7 — распылитель главного жиклера; 8 — распылитель дополнительного жиклера; 9 — жиклер насос-ускорителя; 10 — игольчатый клапан насос-ускорителя; 11 — цилиндр насос-ускорителя; 12 — шток поршня насос-ускорителя; 13 — планка; 14 — пружина поршня насос-ускорителя; 15 — тяга; 16 — игольчатый клапан; 17 — поршень насос-ускорителя; 18 — поплавковая камера; 19 — поплавок; 20 — шариковый клапан насос-ускорителя; 21 — клапан обогатителя; 22 — поводок; 23 — пружина клапана обогатителя; 24 — рычаг оси дроссельной заслонки; 25 — жиклер обогатителя; 26 — регулирующая игла; 27 — главный жиклер; 28 — упругие пластины диффузора; 29 — теплоизоляционная прокладка; 30 — дроссельная заслонка; 31 и 33 — отверстия холостого хода; 32 — винт холостого хода; 34 — средний диффузор; 35 — смесительная камера; 36 — жиклер холостого хода; 37 — дополнительный жиклер; 38 — малый диффузор; 39 — эмульсионное отверстие холостого хода; 40 и 41 — воздушные отверстия холостого хода.

попадает в смесительную камеру. Количество топлива, вытекающего из главного и дополнительного жиклеров, зависит от положения упругих пластин 28. С увеличением открытия дроссельной заслонки пластины 28 все больше расходятся и количество воздуха, проходящее в обход малого диффузора, возрастает, поэтому разрежение в большом диффузоре 4, а следовательно, и расход топлива через дополнительный жиклер 37 растут быстрее, чем разрежение в малом диффузоре 38 и расход топлива через главный жиклер 27. В результате этого готовится смесь необходимого состава.

Обогатитель имеет механический привод. По мере открытия дроссельной заслонки 30 тяга 15 опускается и через планку 13 и пружину 14 опускает поршень 17. Опускаясь, поршень 17 при полном или почти полном открытии дроссельной заслонки нажимает на стержень клапана 21 и открывает его. Топливо из поплавковой камеры через проходное сечение клапана 21 и жиклер 25 поступает в распылитель 8 дополнительного жиклера 37, а затем в горловину большого диффузора, при этом смесь обогащается.

При резком открытии дроссельной заслонки тяга 15, опускаясь вниз, через планку 13 сжимает пружину 14. Под действием пружины поршень

плавно опускается вниз, выталкивает топливо из цилиндра в смесительную камеру через игольчатый клапан 10 и жиклер 9, вследствие чего горючая смесь обогащается. Шариковый клапан 20 при этом закрыт и не дает возможности топливу выходить обратно в поплавковую камеру.

Пуск двигателя осуществляется с помощью воздушной заслонки 3, кинематически связанной с дроссельной заслонкой 30. При пуске воздушная заслонка 3 закрыта. На воздушной заслонке имеется предохранительный воздушный клапан 2.

## § 8. ИСПАРЕНИЕ ТОПЛИВА

Практически в карбюраторе невозможно добиться полного испарения топлива. Процесс испарения топлива только начинается в карбюраторе, продолжается во впускном трубопроводе и заканчивается в цилиндре двигателя.

Топливо, поступившее из распылителя карбюратора, дробится на мелкие капельки, которые интенсивно обдуваются воздухом. С поверхности капелек в первую очередь испаряются наиболее легко кипящие части топлива, при этом, чем выше скорость воздуха, тем лучше идет процесс испарения. Несмотря на сравнительно высокие скорости движения воздуха, в диффузоре карбюратора испаряется лишь незначительная часть топлива. Капельки жидкого топлива по выходе из распылителя частично оседают на стенки впускного трубопровода, а частично в виде более или менее крупных капель, взвешенных в воздухе, движутся вместе с потоком воздуха. Наиболее интенсивное оседание топлива на стенки трубопровода происходит сразу же после выхода смеси из диффузора. На некоторых режимах работы двигателя в этом месте оседает до 20—30% топлива, вытекающего из распылителей. Оседание капель происходит и при дальнейшем движении их по трубопроводу. Топливо, осевшее на стенки, образует топливную пленку, которая движется по направлению к цилиндру со скоростью, примерно в 50 раз меньшей, чем скорость движения смеси.

При движении пленки и капелек топлива по впускному трубопроводу происходит испарение топлива.

Для обеспечения нормального протекания рабочего процесса двигателя необходимо добиваться, чтобы жидкая пленка топлива не достигала впускных клапанов. В противном случае резко увеличивается неравномерность состава смеси в отдельных цилиндрах. опыты показывают, что, например, в шестицилиндровом двигателе до 70% всей жидкой пленки бензина, осевшей на стенки впускного трубопровода, может поступать в один цилиндр и, таким образом, привести к чрезмерному переобогащению смеси в этом цилиндре. Следовательно, пленка должна полностью испаряться во впускном трубопроводе. Тогда в цилиндрах двигателя будут доиспаряться только остатки капель, не испарившихся при движении по впускной системе. Количество их обычно не превышает 5% от количества подаваемого топлива.

Улучшение испарения топлива может быть достигнуто улучшением распыливания топлива, увеличением скорости движения смеси во впускном трубопроводе и подогревом трубопровода. Однако опыты показывают, что увеличение только скорости в диффузоре карбюратора влияет на работу двигателя незначительно. На фиг. 172 изображены нагрузочные характеристики двигателя ЗИЛ-120, полученные при пяти фиксированных положениях створок диффузора карбюратора К-80 (проходное сечение диффузора переменное). Характеристики полностью накладываются одна на другую и расходятся лишь в зоне, в которой показатели работы двигателя определяются наполнением цилиндра, ограничиваемым проходным сечением диффузора. Несмотря на изменение скорости воздуха в диффузоре почти в 5 раз, т. е.

несмотря на весьма различную интенсивность распыливания, показатели работы двигателя не изменяются.

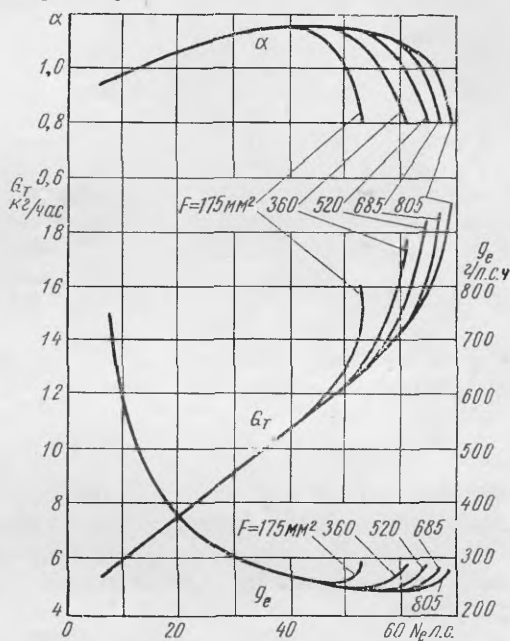
Опыты, проведенные в Научно-исследовательском автомобильном институте (НАМИ), позволяют сделать вывод, что при больших скоростях воздуха (больше 16 м/сек) работа карбюратора на установившемся режиме работы двигателя в основном сводится к обеспечению требуемой дозировки подачи топлива: мощностные и экономические показатели работы двигателя, за исключением режимов холостого хода и малых оборотов, не зависят от скорости воздуха в диффузоре. Подогревая смесь или воздух, можно значительно улучшить процесс испарения капель и пленки топлива. Вместе с тем, необходимо отметить, что чрезмерный подогрев впускного трубопровода оказывается вредным: уменьшается коэффициент наполнения цилиндров, увеличивается склонность смеси к детонационному сгоранию, а также возможно разложение топлива и отложение кокса на стенках впускного трубопровода. Поэтому интенсивность подогрева в двигателе должна быть достаточной только для того, чтобы обеспечить испарение основной части топлива.

На процесс испарения топлива значительно влияет скорость движения горючей смеси во впускном трубопроводе. При очень малой скорости движения смеси происходит интенсивное оседание капель жидкого топлива на стенках трубопровода. В результате смесь, фактически поступающая в цилиндр, может переобедниться: коэффициент избытка воздуха может даже выйти за пределы воспламеняемости  $\alpha > 1,5$ . Как показывают опыты, оптимальные средние скорости движения горючей смеси по впускному трубопроводу лежат в пределах 15—50 м/сек.

### § 9. ДОЗИРОВАНИЕ СМЕСИ В ДВИГАТЕЛЯХ С ВПРЫСКОМ ЖИДКОГО ТОПЛИВА И ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Двигатели внутреннего сгорания с зажиганием от электрической искры работают не только при карбюраторном смесеобразовании, но и при непосредственном впрыске топлива насосом. Этот способ смесеобразования имеет следующие преимущества по сравнению с карбюрацией:

1. Более точное распределение топлива по цилиндрам двигателя, так как обычно каждый цилиндр двигателя обслуживается отдельной секцией топливного насоса. Вследствие этого горючая смесь в цилиндрах двигателя получается более равномерного состава. Это подтверждается результатами испытания звездообразного девятицилиндрового двигателя Райт-Циклон на режиме номинальной мощности (фиг. 173): состав смеси в отдельных цилиндрах двигателя при впрыске топлива отличался только на 6—7%, а при питании от карбюратора — на 11—17%. Неравномерность состава смеси еще больше у рядных двигателей.

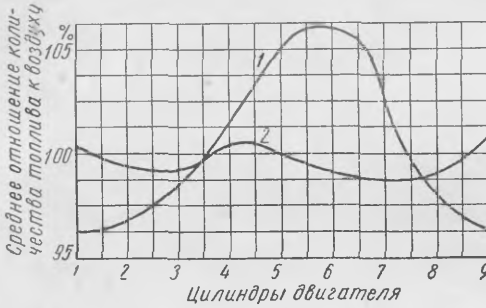


Фиг. 172. Влияние проходного сечения диффузора на работу двигателя ЗИЛ-120 (по данным НАМИ).



2. Отсутствует добавочное сопротивление на впуске в виде карбюратора и диффузора и вследствие этого более высокий коэффициент наполнения обеспечивает получение более высокой мощности.

3. Возможность использования большего перекрытия клапанов для осуществления лучшей продувки камеры сгорания цилиндра чистым воздухом



Фиг. 173. Распределение смеси по цилиндрам звездообразного двигателя Райт-Циклон при номинальном режиме:

1 — с системой карбюрации; 2 — с системой впрыска.

без потерь части топлива, так как топливо вводится в цилиндр после закрытия выпускных клапанов. Эта особенность позволяет успешно применять впрыск топлива в двухтактных двигателях с электрическим зажиганием.

4. Возможность работы на более тяжелых сортах топлива с более низким октановым числом. Последнее объясняется понижением температуры стенок цилиндра и выпускных клапанов в связи с увеличением продувки камеры сгорания и хорошим распределением смеси по цилиндрам двигателя.

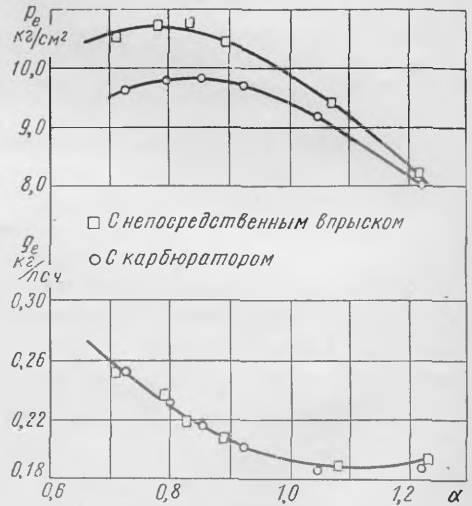
Практика показывает, что при переходе от карбюраторного смесеобразования на впрыск топлива в цилиндр требуемое октановое число топлива может быть снижено на 2—3 пункта.

Преимущества двигателя с впрыском топлива обуславливают увеличение мощности при замене карбюраторного смесеобразования непосредственным впрыском. Это видно на фиг. 174, на которой изображена зависимость среднего эффективного давления и удельного расхода топлива одноцилиндрового двигателя от коэффициента избытка воздуха при работе с карбюратором и при впрыске топлива в цилиндр.

Несмотря на указанные преимущества, впрыск топлива в двигателях с электрическим зажиганием не получил еще широкого распространения вследствие усложнения конструкции двигателя и большей стоимости изготовления топливного насоса и форсунок, чем карбюратора. Кроме того, регулировка органов питания двигателя с впрыском топлива и уход за ними сложнее, чем уход за системой питания карбюраторного двигателя.

Впрыск топлива может производиться во впускной трубопровод, непосредственно в цилиндр и в специальную предкамеру.

Впрыск во впускной трубопровод (фиг. 175) может производиться как в общий трубопровод всего двигателя или группы цилиндров, так и в отдельные трубопроводы. Перевод двигателей на впрыск топлива во впускной трубопровод осуществляется наиболее просто. Однако, как показали исследования, указанный способ имеет ряд недостатков: образование пленки топлива



Фиг. 174. Зависимость величин  $p_e$  и  $g_e$  для одноцилиндрового двигателя с карбюратором и с впрыском топлива в цилиндр.

на стенках трубопровода, неравномерность состава смеси в отдельных цилиндрах, необходимость подогрева трубопровода, невозможность работать на тяжелых сортах топлива и т. д.

Более совершенным способом является впрыск топлива непосредственно в цилиндр двигателя (фиг. 176). В этом случае впрыск топлива может производиться как при ходе впуска, так и при ходе сжатия. В случае применения утяжеленных сортов топлива во избежание смывания смазки со стенок цилиндра и разжижения смазочного масла впрыск топлива необходимо производить при ходе сжатия ближе к концу сжатия. Очень часто для предохранения стенок цилиндра от попадания на них топлива поднимают цилиндрическую стенку поршня над днищем.

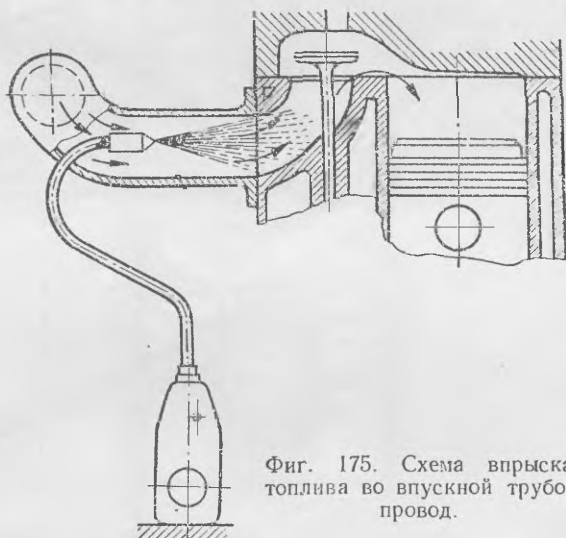
В связи с уменьшением времени на приготовление смеси в двигателях с впрыском топлива в цилиндр, по сравнению с карбюраторными двигателями, необходимо тщательное распыливание топлива форсункой и эффективное перемешивание распыленного топлива с воздухом.

Необходимость вихревого движения воздуха для улучшения смесеобразования привело к созданию двигателей с впрыском топлива в специальную камеру — предкамеру (фиг. 177). Применение предкамеры уменьшает жесткость работы двигателя при повышенных степенях сжатия и ослабляет влияние коэффициента избытка воздуха на протекание рабочего процесса.

Кроме того, в конструкциях с предкамерой легче осуществить работу двигателя с более низкими значениями коэффициента избытка воздуха. Однако наличие дополнительной камеры приводит к ухудшению мощностных и экономических показателей.

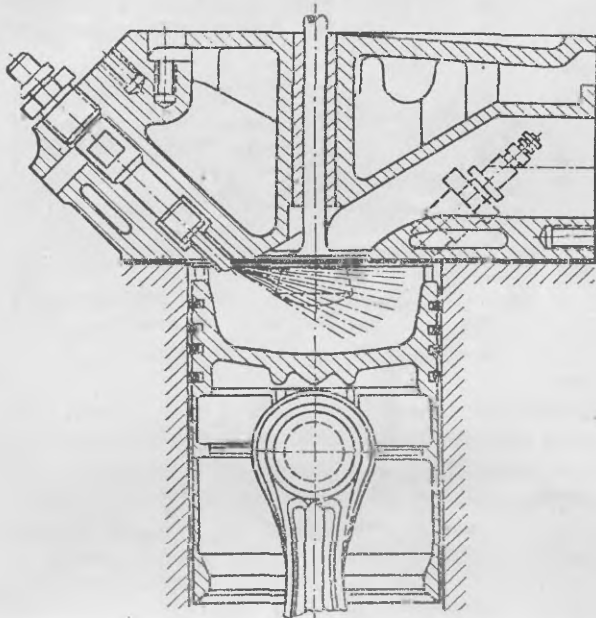
При впрыске топлива во время хода сжатия вследствие уменьшения времени смесеобразования увеличивается неравномерность смеси по объему, что является существенным недостатком этого способа впрыска. Однако искусственное управление процессом путем соответствующего расположения форсунки и свечи и организации движения воздуха в цилиндре позволяет получить в зоне свечи смесь необходимого состава и, таким образом, обеспечить надежное воспламенение и работу двигателя. Поэтому при впрыске топлива во время хода сжатия двигатель работает на бедных смесях лучше, чем при впрыске во время хода всасывания. Это подтверждается результатами опытов, приведенными на фиг. 178. Кроме того, впрыск топлива при ходе сжатия дает возможность применять топлива с более низким октановым числом.

Многочисленные эксперименты, проведенные на двигателях с различными системами впрыска, и сравнение результатов этих экспериментов с результатами испытаний карбюраторных двигателей показывают, что состав смеси при впрыске топлива и принудительном зажигании должен быть связан с режимом работы двигателя так же, как и при работе карбюраторного двигателя. В отличие от карбюраторного двигателя, у которого состав смеси



Фиг. 175. Схема впрыска топлива во впускной трубопровод.

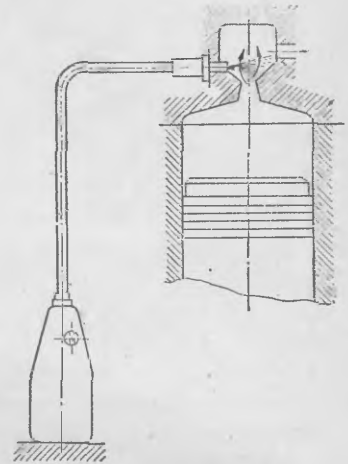
регулируется только карбюратором, при впрыске топлива соотношение количества топлива и воздуха в смеси определяется количеством воздуха, поступающего в двигатель, и количеством топлива, впрыснутого топливным насосом. Поэтому для получения нужного состава смеси на различных режимах работы двигателя с впрыском топлива необходимо согласование между наполнением цилиндра свежим воздухом и подачей топлива насосом, т. е. на всех возможных режимах работы двигателя изменение положения дроссельной заслонки должно приводить к соответствующему изменению положения



Фиг. 176. Схема впрыска топлива в цилиндр.

органа изменения подачи топлива.

Характер взаимосвязи между положением дроссельной заслонки и поло-

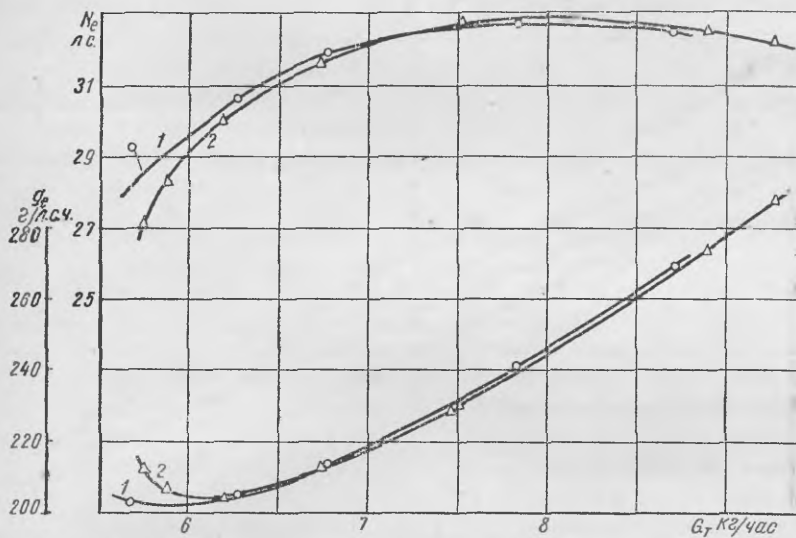


Фиг. 177. Схема впрыска топлива в предкамеру.

жением топливного насоса зависит от назначения двигателя. Взаимная связь между положением дроссельной заслонки и изменением подачи топлива наиболее просто осуществима в двигателях, у которых при каждом данном числе оборотов вала крутящий момент двигателя имеет вполне определенное значение (работа в стационарных условиях или в установках с винтом). У таких двигателей каждому режиму работы соответствует вполне определенное положение дроссельной заслонки и органа управления подачей топлива. Предварительно эти положения могут быть определены экспериментальным путем. Имея экспериментально определенный закон изменения положений заслонки и органа изменения подачи топлива, можно осуществить механизм, обеспечивающий согласованное движение обоих органов так, чтобы каждому положению одного соответствовало наивыгоднейшее положение другого. Тогда при воздействии на какой-либо один из органов другой устанавливается в требуемое положение этим механизмом, и двигатель на всех установившихся режимах будет питаться смесью наивыгоднейшего состава.

Взаимосвязь между дроссельной заслонкой и рейкой топливного насоса значительно усложняется, если двигатель отдает энергию потребителю, у которого связь между числом оборотов и развиваемым крутящим моментом многозначна (работа двигателя на автомобиле, тепловозе и др.). В этих случаях при каждом числе оборотов момент, развиваемый двигателем, может изменяться от нуля на холостом ходу до максимального значения на

полной мощности. Поэтому рассмотренный выше вид связи между дроссельной заслонкой и органом управления подачей топлива не может удовлетворять условию получения на всех режимах желательного состава смеси. В качестве примера можно привести работу двигателя при переменном числе оборотов и постоянном положении дроссельной заслонки и органа управления подачей топлива. В этом случае коэффициент наполнения с увеличением числа оборотов уменьшается за исключением небольшого участка в области самых низких чисел оборотов, на котором с увеличением числа оборотов может наблюдаться некоторое увеличение коэффициента наполнения. Уменьшение коэф-



Фиг. 178. Мощность и экономичность двигателя при непосредственном впрыске бензина во время тактов впуска и сжатия:

1 — впрыск во время такта сжатия; 2 — впрыск во время такта впуска.

фициента наполнения с увеличением числа оборотов происходит тем сильнее, чем больше прикрыта дроссельная заслонка.

Подача топлива на цикл насосом при постоянном положении органа управления насоса изменяется обычно лишь незначительно и в большинстве случаев несколько возрастает с увеличением числа оборотов. Поэтому при механической связи дроссельной заслонки и органа управления подачей топлива смесь обогащается с увеличением числа оборотов коленчатого вала. Для автоматического согласования подачи топлива и воздуха на цикл при обычных топливных насосах необходимо орган управления подачей топлива поставить в зависимость от параметра, однозначно связанного с коэффициентом наполнения. Таким параметром является величина разрежения  $\Delta p_k$  во впускной трубе за дроссельной заслонкой. Рядом опытов установлено, что с достаточной точностью можно принять, что коэффициент наполнения линейно зависит от величины  $\Delta p_k$ . Указанное положение подтверждается кривыми (фиг. 179) изменения величин  $\eta_V$  от  $\Delta p_k$ , построенными для различных двигателей при различных числах оборотов вала.

В современных топливных насосах обычно подача топлива на цикл линейно связана с перемещением органа управления, которым в большей части насосов является рейка. Если использовать разрежение за дроссельной заслонкой так, чтобы перемещение рейки топливного насоса было пропорционально изменению  $\Delta p_k$ , то между ними может быть построена линейная зависимость.

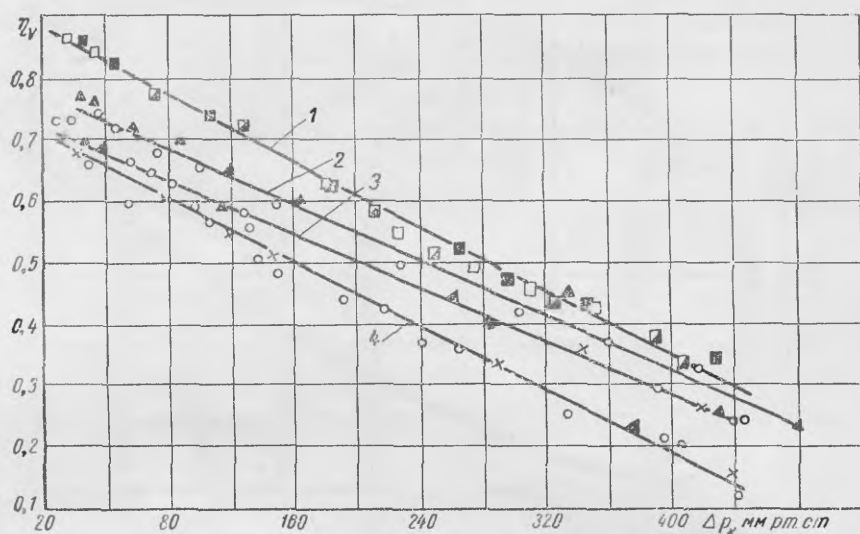
Для определения изменения коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  воспользуемся выражением его в следующем виде:

$$\alpha = \frac{\Delta g_n}{l_0 \Delta g_T} = \frac{\eta_V V_h \gamma_\theta}{l_0 \Delta g_T} = K \frac{\eta_V}{\Delta g_T},$$

где  $\Delta g_T$  — подача топлива в цилиндр за цикл;

$K = \frac{V_h \gamma_\theta}{l_0}$  — постоянная для данного двигателя.

Из этого выражения следует, что характер изменения величины зависит от взаимного изменения величин  $\eta_V$  и  $\Delta g_T$ . Выше было указано, что состав



Фиг. 179. Зависимость коэффициента наполнения  $\eta_V$  от величины  $\Delta p_k$ :

1 — двигатель ЗИМ-12 (МВТУ); 2 — двигатель КИМ-10 (НАМИ); 3 — двигатель ЗИС-5 (НАМИ); 4 — двигатель М-1 (НАМИ).

смеси должен изменяться по такому же закону, как и для карбюраторных двигателей, поэтому закон изменения величин  $\eta_V$  и  $\Delta g_T$  должен быть таким, чтобы получить желаемую характеристику изменения коэффициента  $\alpha$ , аналогичную характеристике карбюраторного двигателя. На фиг. 180 изображены кривые изменения  $\Delta g_T$ ,  $\eta_V$  и  $\alpha$  в зависимости от  $\Delta p_k$ . Сравнение кривых  $\alpha$  на фиг. 180 и на фиг. 153 показывают, что вид их идентичен, за исключением режимов полного открытия дроссельной заслонки. Обогащение смеси при полностью открытой дроссельной заслонке у двигателя с непосредственным впрыском может быть достигнуто некоторым изменением закона подачи топлива  $\Delta g_T$ , что показано штриховой линией.

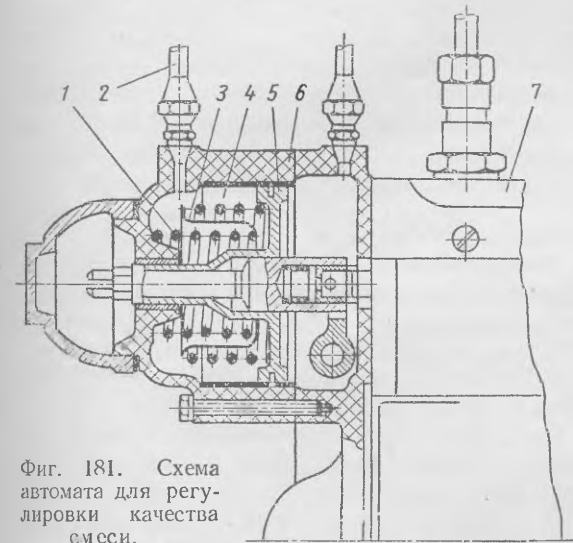
Автомат качества смеси, обеспечивающий получение указанных выше законов изменения величин  $\eta_V$  и  $\Delta g_T$ , позволяет получить желательную характеристику изменения коэффициента  $\alpha$  только при одном числе оборотов. Это объясняется тем, что при наличии определенного разрежения  $\Delta p_k$  получается определенный коэффициент наполнения и определенное положение рейки топливного насоса. При увеличении числа оборотов вала двигателя и неизменном положении дроссельной заслонки разрежение  $\Delta p_k$  увеличивается, что приводит к соответствующему уменьшению коэффициента наполнения  $\eta_V$ . Если даже подача топлива насоса на цикл остается постоянной при неизменном положении рейки топливного насоса, то уменьшение величины  $\eta_V$  приведет к обогащению смеси. Следовательно, автомат, правильно отрегулированный на малых оборотах, будет давать переобогащенную смесь при

работе с большим числом оборотов. Еще большее обогащение смеси при этом получается, если подача топлива насосом на цикл увеличивается с увеличением числа оборотов при постоянном положении рейки. Чтобы с увеличением числа оборотов вала двигателя состав смеси изменялся по требуемой характеристике, необходимо уменьшение подачи топлива насосом.

На фиг. 181 изображена схема автомата регулировки качества смеси двигателя с впрыском топлива в цилиндр. Управление двигателем производится дросселированием всасываемого воздуха заслонкой.

В корпусе 6 находится поршень 5, который делит внутреннюю камеру на две полости: левая полость через штуцер 2 соединена трубкой с впускной трубой после заслонки, правая полость соединена с атмосферой. Поршень 5 связан с рейкой топливного насоса.

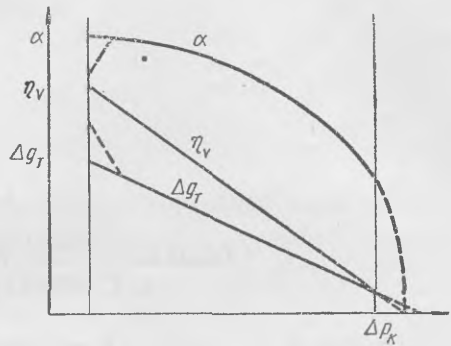
С прикрытием заслонки разрежение во впускной трубе увеличивается. Разрежение по трубке 2 передается в левую полость регулятора, поршень 5 и связанная с ним рейка топливного насоса 7 перемещаются влево, что со-



Фиг. 181. Схема автомата для регулировки качества смеси.

ответствует уменьшению подачи топлива. Перемещаясь влево, поршень сжимает слабую пружину 4, а через нее и тарелку 3 сильную пружину 1. Так как слабая пружина деформируется больше, чем пружина 1, то зазор между тарелкой 3 и поршнем 5 постепенно уменьшается: наступает момент, когда тарелка садится на поршень, пружина 4 выключается и усилие сильной пружины 1 через тарелку 3 передается непосредственно на поршень 5. По данным фирмы Вокеша, за счет деформации слабой пружины 4 регулируется нагрузочный режим двигателя в пределах от 100 до 60% нагрузки. При дальнейшем прикрытии заслонки и уменьшении нагрузки закон изменения положения рейки определяется жесткостью пружины 1.

Недостатком такой системы регулировки является отсутствие приспособления для коррекции закона подачи топлива в зависимости от числа оборотов. Это приводит к тому, что подача топлива насосом на цикл растет с увеличением числа оборотов. Так как наполнение цилиндра с увеличением числа оборотов вала двигателя уменьшается, то рост подачи топлива на цикл приводит к переобогащению смеси, а следовательно, к дымлению и перерасходу топлива. Поэтому автомат был дополнен центробежным регулятором, который корректирует подачу топлива в зависимости от числа оборотов вала двигателя. Аналогичный результат можно получить, применив корректор подачи (см. гл. XII).



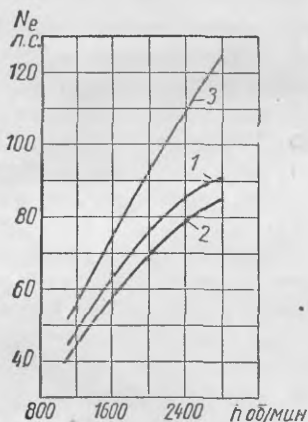
Фиг. 180. Желательное дозирование смеси в двигателе с впрыском топлива и посторонним зажиганием.

## ГЛАВА X

### ОСОБЕННОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

#### § 1. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

Газообразные топлива по сравнению с жидкими обеспечивают лучшее смесеобразование, обладают более высокой детонационной стойкостью (о. ч. — 90—110), уступая жидким топливам только в величине объемной теплотворности. При использовании газообразного топлива уменьшается износ поршневой группы и увеличивается срок службы масла в двигателе, так как отсутствует его разжижение.



Фиг. 182. Скоростные характеристики бензинового двигателя ЗИЛ-120 и его газовой модификации при работе на сжиженном бутано-пропановом газе (по данным НАМИ):

1 — бензин,  $\epsilon = 6$ ; 2 — сжиженный газ,  $\epsilon = 6$ ; 3 — сжиженный газ,  $\epsilon = 8,5$  (верхние впускные клапаны, специальная впускная система).

91 л. с., при переводе на сжиженный газ развивает мощность 85,5 л. с. Двигатель, предназначенный специально для работы на сжиженном газе, со степенью сжатия 8,5, новым впускным трубопроводом, верхними впускными клапанами и двухкамерным смесительным устройством развивает мощность до 124 л. с. При неизменных литраже и числе оборотов коленчатого вала специальный газовый двигатель развивает литровую мощность на 36% больше, чем двигатель, работающий на бензине.

Использование газа в двигателях внутреннего сгорания возможно двумя способами. Первый способ — в специально газовых двигателях, т. е. двигателях, предназначенных для работы только на газообразном топливе, с максимальным использованием всех его положительных качеств. Такие двигатели, даже при работе на среднекалорийных газах, обладают высоким средним эффективным давлением и низким удельным расходом топлива. Второй способ — использование газообразного топлива в «конвертивных» двигателях, т. е. двигателях, предназначенных для работы как на жидком, так и на газообразном топливе. При изменении характера топливоснабжения переход с жидкого топлива на газообразное происходит без каких-либо конструктивных переделок двигателя. Однако при работе на газообразном топливе двигатель развивает меньшую мощность, так как положительные качества газообразного топлива полностью не используются.

На фиг. 182 приведены результаты применения сжиженного газа в конвертивном двигателе и специально газовом двигателе, созданном на его базе. Автомобильный двигатель со степенью сжатия 6,0, развивающий на бензине мощность

Природные и нефтяные газы (после отбора газового бензина) применяются в стационарных газовых двигателях, установленных на газоперекачивающих станциях промышленных газопроводов, а также на силовых станциях газовых месторождений и нефтепромыслов. Для использования в транспортных газовых двигателях природные и нефтяные газы накачивают при давлении  $200 \text{ кг/см}^2$  в стальные баллоны, расположенные на транспортной установке.

Коксовый и городской газы после обогащения их метаном и канализационный газ, поставляемые газонаполнительными станциями под давлением  $200 \text{ кг/см}^2$ , также используются в качестве топлива для транспортных газовых двигателей.

Сжиженные газы <sup>1</sup>, получаемые из нефтяных промысловых газов и газов, выделяющихся при переработке нефти, используются в качестве топлива для транспортных газовых двигателей. В основном это смеси двух углеводородов парафинового ряда: пропана  $\text{C}_3\text{H}_8$  и бутана  $\text{C}_4\text{H}_{10}$ . Баллоны с сжиженным газом располагаются на транспортной установке. В большей части стационарных газовых двигателей применяется генераторный газ (силовой газ), получающийся путем газификации твердых топлив в специальных устройствах — силовых газогенераторах.

Из транспортных газовых двигателей все судовые и значительная часть автотракторных работают на генераторном газе.

## § 2. МЕТОДЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗОВ В ДВИГАТЕЛЯХ

В газовых двигателях, так же как и в двигателях, работающих на жидком топливе, может быть осуществлено как внешнее, так и внутреннее смесеобразование. Однако в большинстве выполненных конструкций газовых двигателей преобладает внешнее смесеобразование, так как этот способ смесеобразования дает возможность:

1) создавать на базе выпускаемых двигателей, работающих на жидком топливе, газовые модификации, предназначенные специально для работы только на газообразном топливе;

2) применять газообразное топливо в двигателях, предназначенных для работы на жидком топливе, без изменения их конструкции и с сохранением способности этих двигателей работать на жидком топливе.

Газовые двигатели с внешним смесеобразованием выполняются, как правило, четырехтактными. Применять двухтактный цикл при внешнем смесеобразовании нецелесообразно: потери газа при продувке цилиндров горючей смесью могут достигать  $\frac{1}{3}$  количества газа, поступающего в цилиндр. При внешнем смесеобразовании давление газа перед смесительными органами двигателя необходимо поддерживать возможно близким к атмосферному, так как только в этом случае предотвращается утечка газа во внешнюю среду или проникание воздуха в газопровод. Оба эти явления опасны, так как при избыточном давлении утечка горючих газов, во-первых, может вызвать отравление обслуживающего персонала, а во-вторых, является потерей газа. Образование горючей смеси из газа и воздуха при разрежении в газопроводе может привести к взрыву. При использовании генераторного газа силовые газогенераторы, как правило, выполняются газосасывающими, т. е. подача воздуха в генератор и поступление газа в цилиндры происходит вследствие разрежения, создаваемого поршнями двигателя при впуске.

Для устранения разрежения в газопроводе перед смесителем и для улучшения коэффициента наполнения в некоторых стационарных и судовых установках применяют специальные газососы с посторонним приводом, просасы-

<sup>1</sup> Газы, превращающиеся в жидкость при обычной температуре окружающей среды и сравнительно небольшом давлении (до  $16 \text{ кг/см}^2$ ).



вающие газ через газогенераторную установку и нагнетающие его в двигатель; в установках наземного транспорта применяют наддув газогенератора. Подобные газсососы или нагнетатели компенсируют гидравлическое сопротивление газогенераторной установки, что обеспечивает давление газа перед смесительными органами  $\pm 10-15$  мм вод. ст. В отличие от генераторного газа другие горючие газы поступают в систему питания двигателя под давлением из газовой магистрали или баллонов с сжиженным и сжатым газом, причем давление газа снижается в редукторе примерно до атмосферного давления перед смесительными органами двигателя.

При внешнем смесеобразовании горючая смесь из газа и воздуха готовится в особых устройствах — газовоздушном смесителе или смесительном клапане, назначение которых состоит в тщательном перемешивании газа и воздуха в определенной пропорции; обычно эти устройства являются и органами регулировки двигателя.

Зажигание рабочей смеси в газовых двигателях осуществляется, в основном, двумя способами:

- 1) электрической искрой;
- 2) факелом запального жидкого топлива.

В конвертивных газовых двигателях применяется тот же способ зажигания, что и в двигателе, работающем на жидком топливе. Газовые двигатели, созданные на базе двигателей жидкого топлива с внешним смесеобразованием, имеют систему электрического зажигания от аккумуляторных батарей или магнето; газовые двигатели, созданные на базе двигателей с воспламенением от сжатия, могут иметь зажигание факелом запального жидкого топлива.

Внутреннее смесеобразование в газовых двигателях применяется для осуществления двухтактного цикла без потерь во время продувки, а также при наддуве четырехтактных двигателей. Хорошее смешение газа и воздуха при внутреннем смесеобразовании возможно только при условии впуска газа в начале хода сжатия. Газ после закрытия продувочных и выпускных органов подается в цилиндр двигателя под давлением через специальный управляемый клапан. Давление газа перед клапаном должно быть выше атмосферного, что и определяет использование в таких двигателях, в первую очередь, сжатых и сжиженных газов, редуцируемых соответственно от давления в газопроводе или в баллонах. В зависимости от типа двигателя давление перед газовым клапаном обычно составляет  $2-4,5$  *кг/см<sup>2</sup>*. Для обеспечения равномерной работы двигателя необходимо, независимо от колебания давления газа в газопроводах или баллонах, чтобы давление газа перед органами питания двигателя оставалось постоянным.

Генераторный газ в двигателях с внутренним смесеобразованием применяется редко, так как в этом случае необходимо его предварительно сжимать в специальном компрессоре, что усложняет конструкцию двигателя и снижает механический к. п. д.

Попытки создания газового двигателя с воспламенением от сжатия при подаче газа в цилиндр в конце хода сжатия не дали удовлетворительных результатов, причем одной из основных причин была недостаточная дальнотбойность газового факела в сжатом воздухе. Кроме того, газовые горючие смеси воспламеняются при значительно более высокой температуре, чем пары жидкого топлива, и для обеспечения надежного воспламенения необходимо значительно повышать степень сжатия по сравнению с двигателями этого типа, работающими на жидком топливе. Наконец, изменение состава газа приводит к непостоянству момента воспламенения, что нарушает устойчивость рабочего процесса. Надежное воспламенение при подаче в конце хода сжатия достигается при одновременном вводе вместе с газом запального жидкого топлива. В двигателях этого типа распыливание запального жидкого топлива осуществляется за счет кинетической энергии вдуваемого газа, пред-

варительно сжатого в компрессоре высокого давления ( $\sim 70 \text{ кг/см}^2$ ). Однако такие газовые двигатели обладают теми же недостатками, что и двигатели жидкого топлива с воздушным распыливанием, и поэтому широкого распространения не получили.

Большая детонационная стойкость газообразных топлив по сравнению с жидкими позволяет применять в таких двигателях более высокую степень сжатия. Возможность повышения степени сжатия, помимо детонационной стойкости газообразного топлива, зависит также от скоростного режима и от размеров и формы камеры сгорания, определяющих теплоотвод от горючей смеси и ее турбулизацию. Двигатели, предназначенные для работы на сжатых или сжиженных газах, выполняют с  $\epsilon = 5 \div 8$ , а для работы на генераторном газе с  $\epsilon = 6 \div 10$ . Меньшие значения  $\epsilon$  выбирают для двигателей с числом оборотов до 1000 в минуту и с цилиндрами диаметром более 180 мм.

Максимальная мощность газового двигателя с зажиганием от искры соответствует значениям коэффициента избытка воздуха несколько меньшим единицы. При появлении детонации ее максимальная интенсивность наступает при этих же значениях коэффициента избытка воздуха. Поэтому как из условий наибольшей экономичности, так и из условий предупреждения детонации, значения коэффициента избытка воздуха для номинального режима при работе на сжатых и сжиженных газах  $\alpha = 1,15 \div 1,20$ , а при работе на генераторном газе  $\alpha = 1,10 \div 1,15$ . Большие значения коэффициента избытка воздуха выбирают для двигателей с большей степенью сжатия. В газовых двигателях с зажиганием от искры осуществляется цикл с подводом тепла при постоянном объеме. Тепловой расчет таких двигателей производится по обычным для этого цикла зависимостям (см. гл. V).

В газовых двигателях с зажиганием факелом запального жидкого топлива газозвушная смесь поджигается воспламеняющимся жидким топливом, впрыскиваемым в цилиндр в конце хода сжатия. Факел запального жидкого топлива образует мощный многоочаговый источник зажигания, обеспечивающий сгорание более бедных смесей, чем при искровом зажигании. Возможность эффективно сжигать бедные смеси позволяет повысить степень сжатия газового двигателя вплоть до значения степеней сжатия двигателей с воспламенением от сжатия. Двигатели с числом оборотов до 1000 в минуту с цилиндрами диаметром более 150 мм выполняют обычно с  $\epsilon = 11 \div 13$ , более высокие степени сжатия (до 18) применяются для более быстроходных двигателей с меньшим диаметром цилиндра. Для предотвращения воспламенения газозвушной смеси в период сжатия необходимо, чтобы коэффициент избытка воздуха  $\alpha_1$  смеси воздуха и газообразного топлива был не менее 1,8—2,2. Большие значения  $\alpha_1$  относятся к двигателям с более высокими степенями сжатия и с цилиндрами большего диаметра. При работе с большими коэффициентами избытка воздуха для компенсации уменьшения литровой мощности приходится увеличивать количество впрыскиваемого жидкого топлива. Коэффициент избытка воздуха  $\alpha_2$  при сгорании и расширении зависит от  $\alpha_1$  и количества вводимого жидкого топлива. Для обеспечения полного сгорания жидкого топлива коэффициент избытка воздуха  $\alpha_2$  после впрыска жидкого топлива должен быть не менее 1,2—1,8. Меньшие значения  $\alpha_2$  относятся к более быстроходным двигателям.

Минимальное количество запального жидкого топлива, обеспечивающее устойчивую работу двигателя, определяется характеристикой установленной на нем топливной аппаратуры. В конвертивном двигателе топливный насос должен обеспечивать подачу такого количества топлива, которое необходимо для получения номинальной мощности при работе только на жидком топливе. Минимальное количество жидкого топлива, которое такой насос может устойчиво подавать, составляет 20—25% от его номинальной подачи. При меньшей подаче возможна неравномерность и пропуск в подачах отдельных

секций многоплунжерных насосов. Однако, если на двигателе установить специальный топливный насос для впрыска только запального жидкого топлива, то устойчивую работу двигателя можно получить при подаче 5% топлива и менее от количества жидкого топлива, необходимого для работы только на жидком топливе при номинальной нагрузке.

В газовых двигателях с зажиганием факелом запального жидкого топлива частично используется тепло, выделяемое при сгорании газообразного топлива, и частично используется тепло, выделяемое в результате сгорания жидкого топлива. Поэтому рабочий процесс таких двигателей называется газожидкостным.

Воспламенение газозооудшной смеси во многих точках пространства камеры сгорания увеличивает скорость протекания процесса сгорания. Газообразное топливо сгорает практически при постоянном объеме. Скорость сгорания жидкого топлива зависит от коэффициента избытка воздуха на линии сгорания и расширения  $\alpha_2$ .

Обычно при номинальном режиме работы двигателя догорание жидкого топлива происходит при ходе расширения. В этом случае в двигателе осуществляется смешанный рабочий цикл, т. е. цикл с подводом тепла при постоянном объеме и постоянном давлении. При работе двигателя на частичных нагрузках догорание при ходе расширения может практически отсутствовать. В этом случае в двигателе осуществляется рабочий цикл с подводом тепла при постоянном объеме.

Сгорание двух топлив происходит с большим или меньшим повышением давления. Максимальное давление зависит от состава газозооудшной смеси, от количества вводимого жидкого топлива, от момента и закона подачи жидкого топлива и, наконец, от свойств жидкого топлива и газа. Все эти факторы влияют на скорость тепловыделения и на вид индикаторной диаграммы, изменяя как степень повышения давления  $\lambda$ , так и степень предварительного расширения  $\rho$ . Угол опережения впрыска жидкого топлива обычно устанавливают таким образом, чтобы максимальное давление сгорания не превышало  $65 \text{ кг/см}^2$  для тихоходных двигателей с цилиндрами большого диаметра и  $75\text{—}80 \text{ кг/см}^2$  для быстроходных двигателей с цилиндрами малых размеров. Степень повышения давления  $\lambda$  лежит при этом обычно в пределах  $1,5\text{—}2,0$ .

Наличие двух топлив, различных по своим физическим свойствам, несколько видоизменяет некоторые из обычных зависимостей, применяемых при тепловом расчете двигателя, не изменяя, однако, порядка расчета. Дополнительно к обычно выбираемым для расчета параметрам необходимо задаться на основании опытных данных количеством жидкого топлива в  $\text{кг}$  на  $1 \text{ кг}$  моль сжигаемого газа и выбрать коэффициент избытка воздуха  $\alpha_1$  газозооудшной смеси.

Теплотворность  $1 \text{ кгмоль}$  газообразного топлива с присадкой  $g \text{ кг}$  жидкого топлива составит

$$H^{23C} = 22,4H_u + gQ_u \text{ ккал/кгмоль газа с присадкой жидкого топлива, (266)}$$

где  $H_u$  — низшая теплотворность  $1 \text{ м}^3$  газа (при  $0^\circ \text{C}$  и  $760 \text{ мм}$  рт. ст.);  
 $Q_u$  — низшая теплотворность  $1 \text{ кг}$  жидкого топлива.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания  $1 \text{ кгмоль}$  газа с присадкой  $g \text{ кг}$  жидкого топлива определится из выражения

$$L_0^{23C} = L_0^2 + gL_0^{23C} \text{ кгмоль/кг газа с присадкой жидкого топлива, (267)}$$

где  $L_0^2$  — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания  $1 \text{ кгмоль}$  газа;

$L_0^{23C}$  — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания  $1 \text{ кг}$  жидкого топлива.

Величины  $L_0^z$  и  $L_0^{znc}$  подсчитывают соответственно по формулам (23) и (20).

Количество свежего заряда

$$M_1 = 1 + \alpha_1 L_0^z \text{ кгмоль/кгмоль газа.} \quad (268)$$

Продукты полного сгорания 1 моля газа с присадкой  $g$  кг жидкого топлива состоят из:

углекислоты

$$M_{CO_2} = \sum_n C_n H_m O_r + g \frac{C}{12} \text{ кгмоль/кгмоль;} \quad (269)$$

водяного пара

$$M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2} C_n H_m O_r + g \frac{H}{12} \text{ кгмоль/кгмоль;} \quad (270)$$

кислорода

$$M_{O_2} = 0,21 [(\alpha_1 - 1) L_0^z - g L_0^{znc}] \text{ кгмоль/кгмоль;} \quad (271)$$

азота

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha_1 L_0^z + N_2 \text{ кгмоль/кгмоль.} \quad (272)$$

Общее количество продуктов полного сгорания 1 моля газа с присадкой  $g$  кг жидкого топлива

$$M_2 = \sum M_i = 1 + \alpha_1 L_0^z + g \left( \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) + \sum \left( \frac{m}{4} - 1 + \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r. \quad (273)$$

Коэффициент избытка воздуха после впрыска жидкого топлива определяется из равенства

$$\alpha_1 L_0^z = \alpha_2 L_0^{znc};$$

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_1}{1 + g \frac{L_0^{znc}}{L_0^z}}. \quad (274)$$

Если величина  $\alpha_2$ , полученная при расчете, меньше значений, обеспечивающих полное сгорание жидкого топлива ( $\alpha_2 = 1,2 \div 1,8$ ), то тепловой расчет следует выполнить заново, уменьшив, если возможно, количество жидкого топлива или увеличив коэффициент избытка воздуха  $\alpha_1$ .

Коэффициент остаточных газов  $\gamma$  и коэффициент наполнения  $\eta_V$  подсчитывают по обычным формулам; только вместо значений температуры и давления перед впускными органами в них нужно подставлять температуру и давление смеси воздуха и газа.

Температуру генераторного газа перед двигателем выбирают в зависимости от способа очистки газа:

$$\text{при мокрой очистке } T_z = 300 \div 320^\circ \text{ абс.};$$

$$\text{„ сухой „ } T_z = 320 \div 350^\circ \text{ абс.}$$

При тепловом расчете номинального режима работы двигателя пользуются уравнением сгорания для смешанного цикла. Степень повышения давления для смешанного цикла выбирают, исходя из максимального давления сгорания.

При расчете режимов частичных нагрузок двигателя используют уравнение сгорания для цикла со сгоранием при постоянном объеме.

Для определения индикаторного расхода газообразного и жидкого топлива предварительно подсчитывают долю теплоты, вносимой жидким топливом, от всей теплоты газа и жидкого топлива:

$$q = \frac{gQ_u}{22,4H_u + gQ_u}; \quad (275)$$

удельный индикаторный расход газа

$$v_i = \frac{632(1-q)}{\eta_i H_u} \text{ м}^3/\text{л. с. ч.}; \quad (276)$$

удельный индикаторный расход жидкого топлива

$$g_i = \frac{632q}{\eta_i Q_u} \text{ кг/л. с. ч.} \quad (277)$$

### § 3. СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Образование равномерной смеси из газа и воздуха при коэффициентах избытка воздуха, близких к единице, является необходимым условием совершенного сгорания, так как местное хотя бы небольшое переобогащение приводит к недостатку воздуха и, следовательно, к невозможности полного сгорания.

Условия образования горючей смеси в газовых двигателях более благоприятны, чем в двигателях, работающих на жидком топливе, так как газ и воздух находятся в одном агрегатном состоянии и сравнительно мало отличаются по плотности.

При газожидкостном процессе запальное жидкое топливо впрыскивается в газозвоздушную смесь. Процесс образования воспламеняющейся горючей смеси из паров жидкого топлива и воздуха протекает так же, как и в двигателях с воспламенением от сжатия, работающих на жидком топливе. Однако при газожидкостном процессе период задержки воспламенения больше, так как концентрация кислорода в сжатой смеси меньше, а теплоемкость газозвоздушной смеси выше теплоемкости воздуха и при одинаковых значениях температуры и давления конца сжатия получаются более низкими, чем при сжатии воздушного заряда.

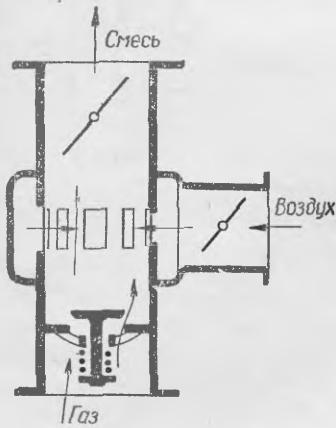
При внутреннем смесеобразовании, как уже упоминалось, смешение газа с воздухом происходит в процессе сжатия. Вдувание газа после заполнения цилиндра воздухом в результате предварительного сжатия (в газопроводе или газонаполнительной станции) позволяет увеличить количество свежего заряда. Это увеличение следует рассматривать как своеобразный наддув. Ограничение времени, отводимого на процесс смесеобразования, не позволяет получить однородную по составу горючую смесь, как при внешнем смесеобразовании. Поэтому эффективность сгорания в двигателе при внутреннем смесеобразовании ниже, чем при внешнем.

При внешнем смесеобразовании горючая смесь готовится в смешительных устройствах. Смесительные устройства должны удовлетворять следующим основным требованиям:

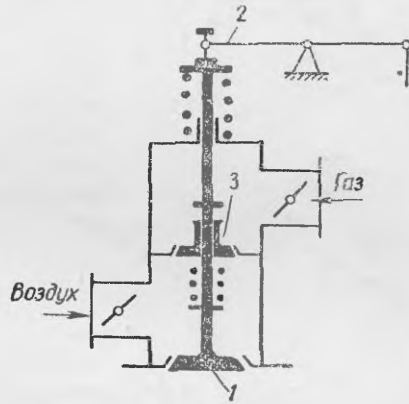
- 1) тщательное перемешивание газа и воздуха;
- 2) поддержание постоянным отношения количества газа и воздуха при заданном режиме работы двигателя и изменение этого отношения по заданному закону при переходе от одного режима к другому;
- 3) малое сопротивление смесителя.

Последнее требование вызвано не условиями образования горючей смеси, а необходимостью улучшения наполнения двигателя.

В тихоходных газовых двигателях средней и большой мощности необходимо перемешивать значительные объемы газа и воздуха. Для предотвращения случайных взрывов горючей смеси во впускной системе, которые могут произойти при неправильно отрегулированном составе смеси или неполадках в работе органов газораспределения двигателя и привести к авариям, необходимо уменьшить объем впускной системы путем приближения смесительных устройств к впускным клапанам двигателя. Поэтому для многоцилиндровых двигателей применяют или индивидуальные смесители, устанавливаемые на каждый цилиндр отдельно, или специальные впускные



Фиг. 183. Схема газового смесителя с пересекающимися струями газа и воздуха.



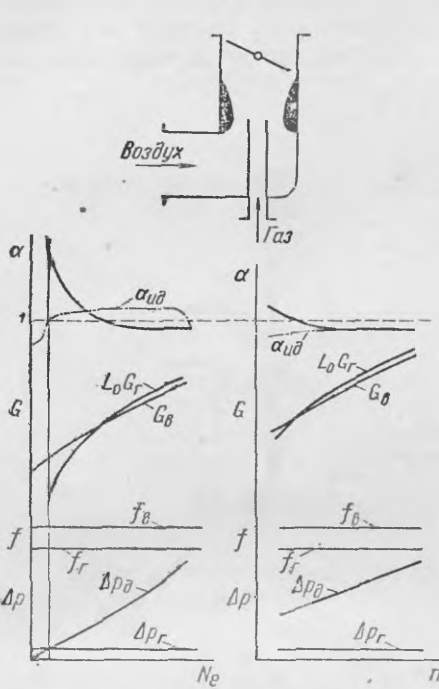
Фиг. 184. Схема впускного клапана смесителя.

клапаны-смесители. Количество впускаемой смеси и ее состав регулируются дроссельными заслонками.

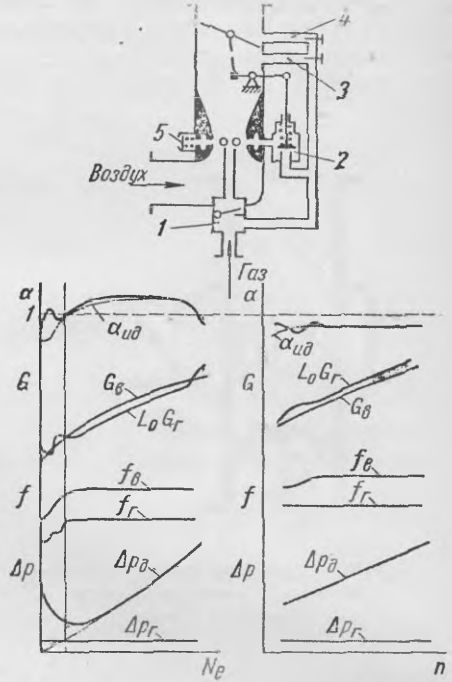
В смесителях для улучшения перемешивания газа и воздуха предусматривается, например, взаимное пересечение газовых и воздушных потоков, разделение потоков на отдельные струи и создание турбулентных потоков. Для предупреждения распространения взрывов по газопроводу смесители обычно снабжаются предохранительными клапанами. Схема такого смесителя с пересекающимися струями газа и воздуха показана на фиг. 183. Схема специального впускного клапана-смесителя изображена на фиг. 184.

Впускной клапан 1 приводится в действие обычным способом при помощи рычага 2 и штанги с толкателем от кулачка распределительного вала. На стержне клапана 1 посажен газовый клапан 3, отжимаемый вверх пружиной и перекрывающий отверстие для прохода газа. При нажатии рычага 2 на стержень клапана 1 сначала начинает открываться только этот клапан, и в цилиндр поступает только воздух. При дальнейшем открытии клапана уступ на стержне начинает открывать газовый клапан 3, и в цилиндр поступает смесь газа и воздуха, образуемая непосредственно перед впускным клапаном. Порядок закрытия клапанов обратный, т. е. сначала закрывается газовый клапан, а затем впускной. При таком способе наполнения свежей смесью опасность взрывов отпадает, так как в начале наполнения в цилиндр поступает только воздух, а не горючая смесь, и, следовательно, она не может воспламениться от догорающих в цилиндре газов. Для уменьшения опасности взрывов в газовых двигателях перекрытие впускного и выпускного клапанов делают значительно меньше, чем в двигателе жидкого топлива.

В быстроходных двигателях, имеющих меньшие размеры впускного трубопровода, обычно устанавливают один смеситель для питания всех цилиндров двигателя. При достаточно высокой скорости движения газа и воздуха хорошее смесеобразование в этом случае можно получить даже в простейших смесителях, представляющих тройник, к одному из отверстий которого подводится газ, к другому воздух, а из третьего отводится смесь. Большим преимуществом такого смесителя является его малое сопротивле-



Фиг. 185. Схема и характеристики простейшего смесителя.



Фиг. 186. Схема и характеристики сложного смесителя с обогаителем:

1 — обратный клапан; 2 — обогаитель; 3 — канал корректора; 4 — канал холостого хода; 5 — клапан добавочного воздуха

ние. Для использования некоторого избыточного давления (атмосферного) воздуха над давлением (разрежением) газа вместо простого дросселирования воздуха применяются смесители инжекторного и диффузорного типов, подобные карбюраторам.

Схема простейшего газового смесителя с диффузором и его характеристика показана на фиг. 185.

Из фиг. 185 следует, что характеристика простейшего смесителя совершенно не соответствует рациональной как в области холостого хода и малых нагрузок, где смесь слишком бедна, так и в области от средних до высоких нагрузок, где смесь переобогащается. Для улучшения характеристик смесителя осуществляется подвод газа выше дроссельной заслонки; для работы при холостом ходе вводятся корректорное устройство и обогаитель. Принцип действия этих устройств изложен в гл. IX при описании карбюраторов. Схема сложного газового смесителя и его характеристики показаны на фиг. 186.

Проходные сечения газовых смесителей рассчитываются на основании эмпирических данных.

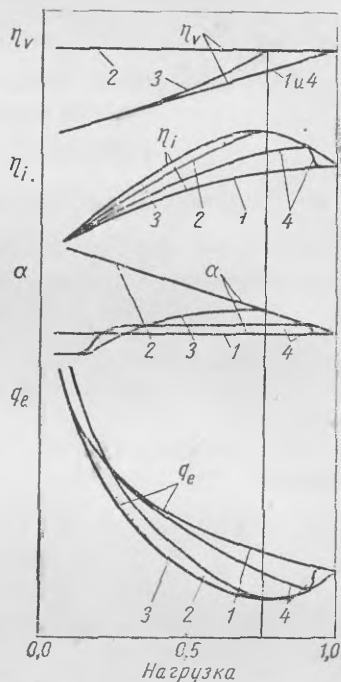
В смесителях тройникового типа и с пересекающимися струями газа и воздуха расчетные скорости протекания составляют 30—40 м/сек.

Способ регулирования газового двигателя зависит от типа и назначения. В двигателях с внешним смесеобразованием транспортного типа, работающих при различных скоростях и нагрузочных режимах, наиболее распространен метод количественного регулирования. При этом способе мощность, развиваемая двигателем, определяется только количеством свежей смеси, поступающей в цилиндры (изменение  $\eta_v$ ), состав же смеси остается неизменным. Количество свежего заряда регулируют обычно вручную, изменением сопротивления в канале или патрубке, подводящем готовую смесь к впускному трубопроводу, при помощи дроссельной заслонки.

Недостатками количественного способа регулирования являются: увеличение гидравлических потерь, т. е. снижение механического к. п. д. при частичных нагрузках; понижение давлений сжатия, что в некоторых случаях приводит к стукам в шатунно-кривошипном механизме; меньшая экономичность вследствие того, что состав смеси необходимо регулировать на максимальную мощность двигателя, а не на максимальную экономичность.

В отношении экономичности лучшие результаты могут быть получены при качественном регулировании. В этом случае количество свежего заряда, поступающего в цилиндры двигателя, остается неизменным. Мощность, развиваемая двигателем, регулируется путем изменения состава горючей смеси (изменением  $\alpha$ ), т. е. изменением соотношения количества газа и воздуха в смеси. Это обычно осуществляется дросселированием потока газа. Однако осуществление такого способа регулирования во всем диапазоне нагрузок газовых двигателей ограничивается тем, что с обеднением смеси скорость сгорания уменьшается, и смесь становится негорючей. При коэффициентах избытка воздуха  $\alpha \approx 1,8 \div 2,0$  скорость сгорания уже настолько уменьшается, что получается значительное догорание смеси в течение процесса расширения, продолжающееся и во время выпуска. В результате появляются обратные вспышки вследствие поджигания догорающими газами свежего заряда, начинающего поступать в цилиндр через выпускной клапан. Поэтому способ качественного регулирования в чистом виде, хотя и более экономичный, чем количественный, применяется только для газожидкостных двигателей. В данном случае опасность затягивания процесса сгорания газовой смеси уменьшается, так как факел запального топлива образует мощный источник зажигания, обеспечивающий сгорание даже относительно бедных газовых смесей, хотя при этом все же наблюдается ухудшение экономичности при малых нагрузках.

Наиболее эффективным для газовых двигателей является способ смешанного регулирования, заключающийся в том, что в области высоких нагрузок мощность двигателя меняется в результате изменения состава горючей смеси (качественное регулирование). Когда же с уменьшением



Фиг. 187. Изменение параметров процесса при различных методах регулирования:

1 — количественной; 2 — качественной; 3 — смешанной оптимальной; 4 — смешанной обогатительной.



нагрузки коэффициент избытка воздуха достигает значений  $\alpha = 1,5 \div 1,8$ , то дальнейшее изменение состава смеси прекращается, и регулирование мощности в области еще меньших нагрузок производится изменением количества свежего заряда, поступающего в цилиндры двигателя (количественное регулирование).

Способ обогащительного регулирования, примененный в рассмотренном выше сложном газовом смесителе (фиг. 187), является разновидностью смешанного регулирования. На фиг. 187 показан характер изменения коэффициента наполнения  $\eta_v$ , коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ , индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  и удельного расхода тепла  $q_i$  в зависимости от нагрузки при различных способах регулирования.

## РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ И СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ДВИГАТЕЛЯХ, РАБОТАЮЩИХ С ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА

### § 1. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ

В двигателях с воспламенением от сжатия подача топлива его распыливание и частично перемешивание с воздухом производятся с помощью комплекса механизмов, образующих топливоподающую систему.

Функциями топливоподающей системы являются:

1) отмеривание топлива в количестве, необходимом для получения индикаторной работы, соответствующей эффективной мощности двигателя и внутренним его потерям;

2) подача топлива на определенном участке рабочего цикла по определенному закону и в состоянии, обеспечивающем быстрое его воспламенение (распыливание);

3) перемешивание топлива с воздухом зарядов (смесеобразование). В некоторых двигателях смесеобразование частично или полностью осуществляется вследствие вихревых движений заряда.

В первых двигателях, работавших с воспламенением от сжатия, для ввода топлива в цилиндр и его распыливания использовался сжатый воздух. В этом случае получается хорошее раздробление топлива и перемешивание его с воздухом заряда (смесеобразование), но усложняется конструкция и обслуживание двигателя из-за необходимости оборудования его компрессором высокого давления и сложной системой для хранения и распределения воздуха. Кроме того, затрата работы на сжатие распыливаемого воздуха снижает мощность и экономичность двигателя; наконец, имеется опасность взрыва вследствие неисправностей в распыливающей системе. Поэтому в настоящее время производство двигателей с пневматическим распыливанием прекращено.

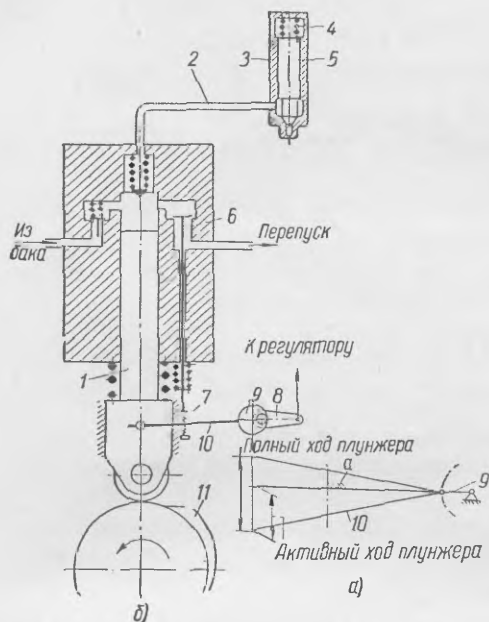
В наиболее распространенной системе механического впрыска (фиг. 188) подача топлива производится плунжером 1. Топливо, пройдя нагнетательный клапан насоса и нагнетательный трубопровод 2, попадает в форсунку 3. Выход из форсунки перекрыт иглой 5, прижатой к седлу пружинной 4.

При повышении давления в корпусе форсунки до давления, при котором игла поднимается с седла, топливо через сопловые отверстия проникает в камеру сгорания двигателя. Впрыск прекращается по окончании нагнетания топлива насосом после посадки иглы на седло. Фазы впрыска определяются фазами движения плунжера, поэтому продолжительность активного хода плунжера, т. е. хода, в течение которого топливо подается к форсунке, должна быть согласована с желательной продолжительностью впрыска и должна соответствовать при полной нагрузке  $\sim 20-40^\circ$  угла поворота кривошипа двигателя.

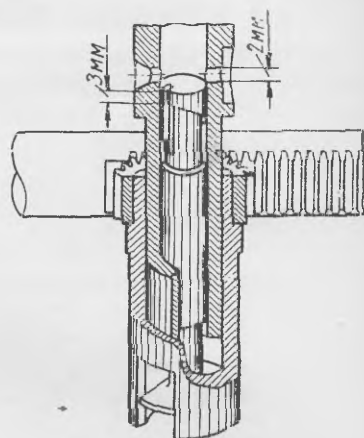
В показанном на схеме насосе соответствие дозы топлива нагрузке двигателя достигается изменением величины активного хода плунжера при сохранении полного его хода. Для этого насос имеет отсечной клапан 6 (или

золотник), принудительное открытие которого производится отсекателем 7, закрепленным на рычаге 10, качающемся около центра эксцентрика 9 и связанном с плунжером или его толкателем. При нижнем крайнем положении плунжера между отсекателем и нижним торцом (фиг. 188, а) отсечного клапана получается зазор. При движении плунжера вверх отсекаТЕЛЬ доходит до отсечного клапана и принудительно поднимает его, соединяя рабочую полость насоса со средой, где давление близко к атмосферному.

При падении давления в насосе закрывается нагнетательный клапан и подача топлива к форсунке прекращается. Дальнейший ход плунжера при открытом отсечном клапане вызывает перетекание топлива обратно в подводящий топливопровод насоса. Для изменения дозы топлива, подаваемого в форсунку, нужно изменить положение оси качания отсекающего



Фиг. 188. Система с впрыскивающим насосом, снабженным отсечным клапаном.



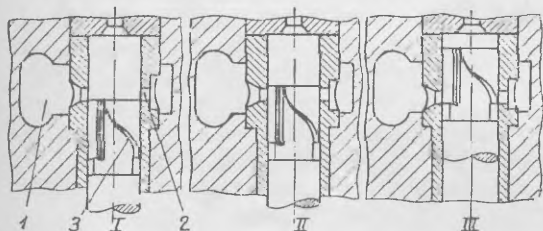
Фиг. 189. Насос золотникового типа.

рычага по вертикали, повернув эксцентрик 9. Отсекатель соприкасается с клапаном при другом положении плунжера, вследствие чего изменяется величина активного хода плунжера. Схема механизма отсечки показана на фиг. 188, а. Органом управления подачей является рычаг 8, сидящий на валике эксцентрика. Этот рычаг тягой связан с регулятором или с рычагом, положение которого устанавливается машинистом или водителем.

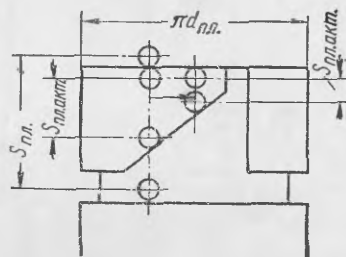
В данной схеме регулировка подачи производится изменением конца подачи при фиксированном ее начале. Изменением схемы механизма отсечки может быть осуществлено регулирование начала и конца подачи, что применяется главным образом в двигателях, работающих на гребной винт. Закон подачи может меняться изменением профиля кулачка 11.

В насосах быстроходных двигателей активный ход плунжера изменяют обычно путем поворота плунжера, дополнительно выполняющего функции золотника. Насос такого типа схематически показан на фиг. 189. Верхняя часть (головка) плунжера имеет фасонное углубление. В большем масштабе головка плунжера изображена на фиг. 190. Плунжер совершает прямолинейно-возвратное движение во втулке, имеющей отсечное отверстие 2, которое может соединять надплунжерную полость насоса с питающим каналом. В крайнем нижнем положении плунжера (положение 1) верхняя торцовая плоскость плунжера находится ниже отсечного отверстия, и рабочая

полость насоса заполняется через последнее топливом. В первой фазе движения плунжера при ходе нагнетания топливо, вытесняемое плунжером, может перетекать через отсечное отверстие обратно в питающий канал 1. С момента перекрытия отсечного окна верхней торцевой кромкой плунжера рабочая полость насоса изолирована от питающего канала (положение II), и топливо, вытесняемое плунжером, через нагнетательный клапан, нагнетательный трубопровод и форсунку поступает в цилиндр двигателя. Прекращение нагнетания топлива связано с открытием отсечного окна нижней косой кромкой 3 головки плунжера (положение III). Давление в рабочей полости насоса падает, нагнетательный клапан садится на седло, разъединяя рабочую полость насоса и нагнетательный трубопровод.



Фиг. 190. Схема работы насоса золотникового типа.



Фиг. 191. Регулировка активного хода плунжера насоса золотникового типа (развертка головки плунжера).

Активный ход плунжера соответствует перемещению его от положения перекрытия отсечного окна верхней торцевой кромкой до положения открытия его косой кромкой головки плунжера. Относительные положения отсечного отверстия в характерные моменты нагнетательного хода плунжера показаны на фиг. 191.

Для изменения подачи топлива на цикл плунжер поворачивается около своей оси, что отражено на фиг. 191 смещением осевой линии отверстия по горизонтали, в результате меняется активный ход плунжера  $S_{пл. акт}$  при неизменном полном ходе  $S_{пл. пол}$ .

При форме головки плунжера, изображенной на фиг. 189—191, начало нагнетания фиксировано относительно движения плунжера. Регулирование подачи топлива происходит вследствие смещения ее конца. Изменив форму головки плунжера, можно регулировать подачу или смещением начала подачи (верхняя кромка наклонная, а нижняя — горизонтальная) или начала и конца подачи (обе кромки наклонные).

Подачу можно регулировать и при использовании для нагнетания всего хода плунжера, меняя величину хода. Этого можно достигнуть, выполняя кулачковую шайбу привода плунжера с коническим кулаком и смещая шайбу в осевом направлении, вследствие чего ролик толкателя при различных подачах катится по профилям с различными подъемами. Схема насоса с таким методом регулирования подачи показана на фиг. 192.

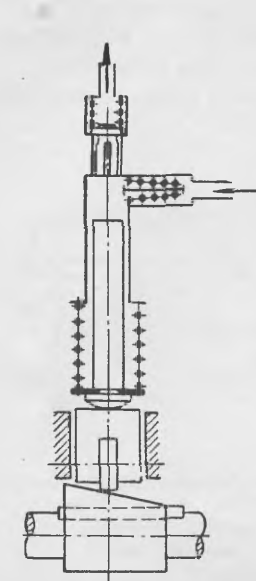
При неизменной величине хода плунжера изменение подачи может достигаться перепуском части нагнетаемого топлива на всем ходе плунжера через перепускную иглу (фиг. 193). Изменение количества перепускаемого топлива достигается изменением проходного сечения, перекрываемого иглой. Для многоцилиндровых автомобильных двигателей при последнем способе регулирования получаются неблагоприятные соотношения, так как при малом числе оборотов все нагнетаемое топливо может вытекать через проходное сечение перепускной иглы при малом давлении, недостаточном для подъема иглы закрытой форсунки. При фиксированном положении перепускной

иглы насос начинает подавать топливо в цилиндр только по достижении некоторого числа оборотов вала двигателя.

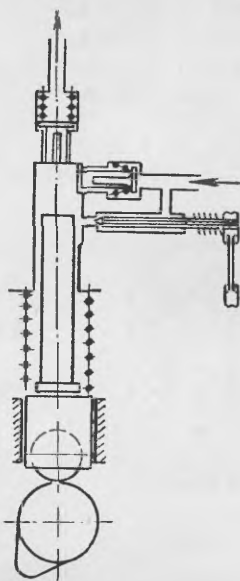
Кривые подачи топлива в цилиндр в зависимости от числа оборотов при четырех положениях перепускной иглы показаны на фиг. 194. На ней изображена также желательная для транспортного двигателя зависимость (кривая 5). Вследствие этого характеристика топливоподачи насосов с рассматриваемым способом регулирования не соответствует условиям работы транспортного (автомобильного) двигателя.

В стационарных и судовых условиях такие насосы применяются довольно широко (главным образом на двигателях малой и средней мощности).

В рассмотренных топливных насосах подача топлива осуществляется при движении плунжера по определенному закону, задаваемому профилем кулачка, а давление впрыска определяется перепадом давления, создающегося при протекании топлива через форсунку. Подача может осуществляться

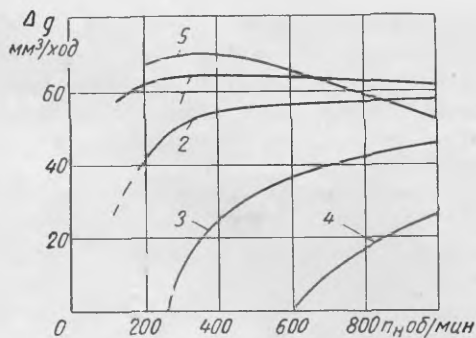


Фиг. 192. Схема насоса с коническим кулачком.



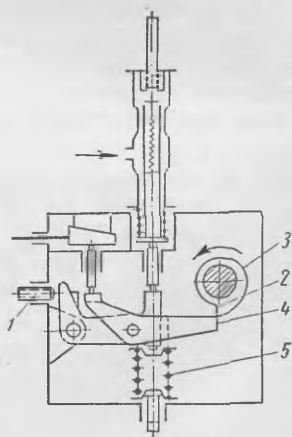
Фиг. 193. Схема насоса с перепускной иглой.

также при движении плунжера под влиянием действующего на него усилия, создаваемого, например, пружиной, или давлением газов в цилиндре двигателя в конце сжатия (насос с пневмотолкателем).



Фиг. 194. Характеристика топливоподачи насоса с перепускной иглой:

1 — проходное сечение у иглы закрыто; 2, 3 и 4 — проходные сечения у иглы открыты; 5 — желательная характеристика (нумерация дана по мере увеличения проходного сечения).



Фиг. 195. Схема насоса с пружинным приводом плунжера.

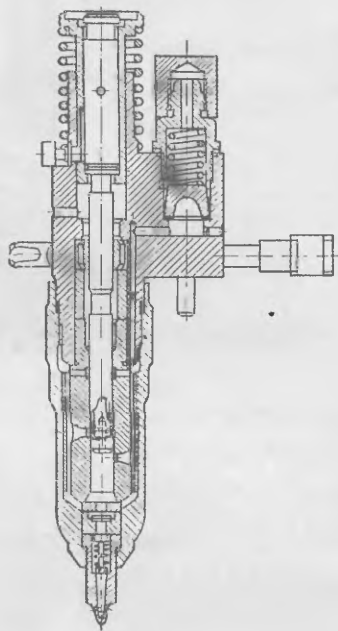
В насосе, схема которого показана на фиг. 195, пологий участок профиля кулачка 3 используется для перемещения плунжера вниз и сжатия пружины 5. Ход нагнетания совершается под действием усилия пружины 5 с того момента, когда уступ 2 кулачка освобождает рычаг 4. Величину

нагнетательного хода плунжера можно изменять перестановкой упора 1, ограничивающего его перемещение.

Движение плунжера не связано с движением коленчатого вала двигателя и поэтому не зависит от его числа оборотов. Продолжительность впрыска при неизменном положении упора 1 одинакова при всех скоростных режимах, вследствие чего качество распыливания также не зависит от числа оборотов. При малом числе оборотов вала продолжительность впрыска соответствует меньшему углу поворота кривошипа, в результате чего давление во время сгорания более резко повышается. Последнее обстоятельство ограничивает применение насосов рассматриваемого типа в транспортных двигателях.

За последние годы широко применяется система топливоподачи, в которой топливный насос объединен с форсункой в один агрегат (насос-форсунка), устанавливаемый на головке двигателя (фиг. 196).

Форсунка для механического впрыска при управлении фазами процесса с помощью насоса может быть изготовлена с различным количеством дросселирующих сечений. Простейшим видом является открытая форсунка. Схематически такая форсунка показана сужением сечения (сопло) на конце канала, подводящего топливо от насоса (табл. 16, эскиз а). Эта форсунка имеет одно дросселирующее сечение постоянной величины. При перепаде давления в сопле  $200\text{--}300\text{ кг/см}^2$  распыливание достаточно совершенно для нормальной работы двигателя. Вследствие простоты эти форсунки применялись в первые годы развития двигателей с механическим распыливанием топлива. Однако подтекание и сильная зависимость качества распыливания от скоростного режима двигателя при насосе с кулачковым приводом ограничивают ее применение.



Фиг. 196. Насос-форсунка.

Улучшить форсунку можно, установив в ней запорный орган (клапан или иглу), причем этот орган может открываться как по направлению движения топлива, так и против него. Этот класс форсунок относится к закрытым форсункам. Если при этом проходное сечение в запорном органе является для топлива концевым и единственным дросселирующим, то форсунку называют клапанной (табл. 16, эскизы б и в). Запорный орган ограничивает минимальный перепад давления топлива при прохождении выходного дросселирующего сечения и тем гарантирует определенное качество распыливания. Кроме того, при наличии запорного органа уменьшается подтекание. В таких форсунках имеется одно дросселирующее сечение переменной величины, так как оно зависит от подъема клапана или иглы. Форсунки, в которых после запорного органа установлены сопла (табл. 16, эскизы г и д), необходимо рассматривать как снабженные двумя последовательными дросселирующими сечениями, из которых первое (сечение у седла клапана или иглы) переменное по величине, а второе — постоянное. Форсунка с обратным движением запорного органа называется нормальной закрытой форсункой. Форсунки с прямым движением запорного органа называются клапанно-сопловыми.

В транспортных двигателях широко применяются форсунки, в которых игла ниже запорного сечения имеет фасонный штифт, перемещающийся

Типы форсунок

Показатель	Тип форсунки				
	Открытая	Клапанная	Закрытая	Клапанно-сопловая	Штифтовая
Схема					
Число дросселирующих сечений	1	1	2	2	2 и более
Характер сечений	Постоянное	Переменное	a — переменное, б — постоянное	a — переменное, б — постоянное	Переменные

при подъеме иглы в отверстии корпуса форсунки (табл. 16, эскиз *e*). Штифт может образовывать с корпусом форсунки несколько дросселирующих сечений, причем все они (или часть из них) могут быть переменными по величине, зависящими от подъема иглы или клапана. Такие форсунки называются штифтовыми.

## § 2. ПРОЦЕСС ВПРЫСКА

Наиболее элементарное, хотя и грубо приближенное, представление о протекании процесса впрыска (законе подачи и давлении впрыска) можно получить, рассматривая процесс с учетом только основных свойств насоса (закона движения плунжера или усилия, действующего на него) и форсунки (зависимости перепада давления в ней от количества топлива, вытекающего из нее в единицу времени) и пренебрегая влиянием остальных факторов. В этом случае исходным соотношением, характеризующим процесс, является равенство количества топлива  $Q_n$ , вытесняемого плунжером, количеству топлива  $Q_{\phi}$ , вытекающего из форсунки, т. е.

$$Q_n = Q_{\phi},$$

где  $Q_n$  — секундная подача насоса в рассматриваемый момент;

$Q_{\phi}$  — секундная подача форсунки.

В случае применения насоса с кулачковым приводом плунжера

$$Q_n = f_{nл} c_{nл} \quad (278)$$

где  $f_{nл}$  — поперечное сечение плунжера;

$c_{nл}$  — скорость плунжера в рассматриваемый момент.

Скорость плунжера  $c_{nл}$  определяется кинематикой механизма привода плунжера. Для заданного насоса закон изменения скорости плунжера от угла поворота кулачкового вала может быть найден или кинематическим

анализом механизма привода или графическим дифференцированием кривой перемещения плунжера по углу поворота кулачка насоса по экспериментальным измерениям (фиг. 197), дающим производную  $\frac{dS_{пл}}{d\varphi_H}$

Величины  $\frac{dS_{пл}}{d\varphi_H}$  и  $c_{пл}$  связаны уравнением

$$c_{пл} = \frac{dS_{пл}}{dt} = \frac{dS_{пл}}{d\varphi_H} \cdot \frac{d\varphi_H}{dt} = \omega_H \frac{dS_{пл}}{d\varphi_H} = \frac{\pi n_H}{30} \frac{dS_{пл}}{d\varphi_H}$$

Количество топлива  $q_x$ , поступившего в цилиндр к определенному моменту времени  $t_x$ , исчисляется по соотношению

$$q_x = \int_{t_0}^{t_x} Q_{\phi} dt = \int_{t_0}^{t_x} Q_H dt = \int_{t_0}^{t_x} j_{пл} c_{пл} dt = j_{пл} S_x,$$

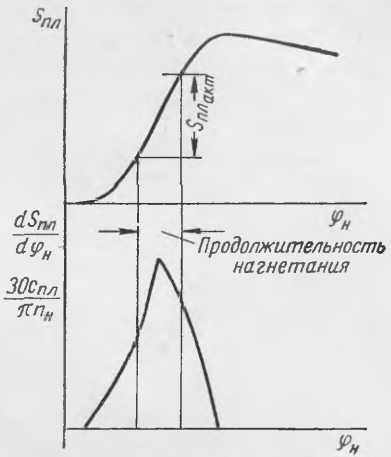
где  $t_0$  — момент начала активного хода плунжера;

$S_x$  — перемещение плунжера, отсчитанное от положения, соответствующего началу активного хода плунжера.

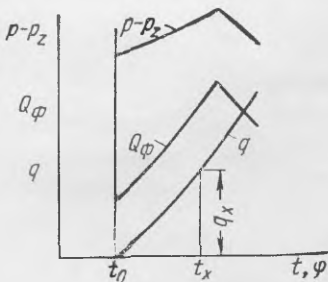
По этому выражению может быть найден закон поступления топлива в цилиндр (фиг. 198). В данном элементарном рассмотрении процесса этот закон определяется свойствами насоса.

Перепад давления  $p - p_z$ , возникающий при протекании через форсунку количества топлива  $Q_{\phi}$ , зависит от свойств форсунки (гидравлического сопротивления совокупности дросселирующих сечений).

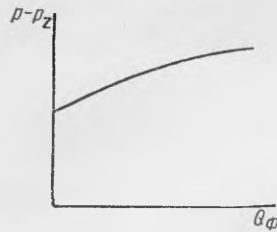
Если эти свойства заданы графической зависимостью (фиг. 199) перепада давления от секундного расхода топлива  $p - p_z = f(Q_{\phi})$  (где  $p$  — давле-



Фиг. 197. Закон движения плунжера



Фиг. 198. Закон поступления топлива в цилиндр.



Фиг. 199. Характеристика форсунки.

ние в корпусе форсунки до первого дросселирующего сечения,  $p_z$  — давление в цилиндре двигателя), то перепад давления в каждый момент времени можно определить, откладывая соответствующее данному моменту времени значение  $Q_{\phi}$  по абсциссе и отсчитывая значения  $p - p_z$  по ординате. В результате может быть получена зависимость перепада давления в форсунке по времени или углу поворота кулачка насоса.

При анализе протекания процесса впрыска даже в элементарном представлении выявляется значение связи между перепадом давления в форсунке и расходом топлива в единицу времени. Эта связь называется х а р а к т е р и с т и к о й ф о р с у н к и. Обычно ее изображают в виде зависимости перепада давления от секундного расхода топлива. Дополнительно часто наносят зависимость подъема иглы и давления в промежуточных полостях форсунки от секундного расхода топлива.

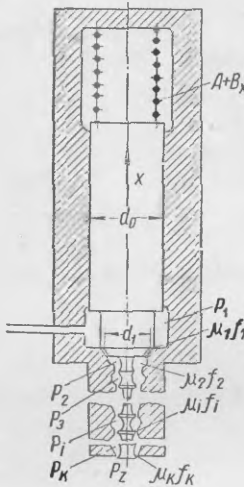


### § 3. ХАРАКТЕРИСТИКА ФОРСУНКИ

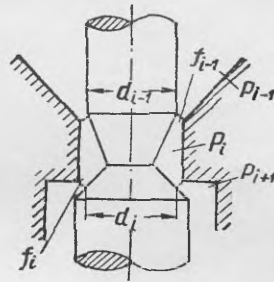
#### Расчетное определение характеристики форсунки

Штифтовую форсунку следует считать наиболее сложной из всех рассмотренных форсунок. Все другие типы форсунок можно рассматривать как частные, упрощенные виды штифтовой форсунки. Метод расчетного определения характеристики штифтовой форсунки с тем или иным упрощением может быть поэтому использован для расчета характеристики любой другой форсунки.

Схема штифтовой форсунки изображена на фиг. 200. Принято, что в ней имеется  $k$  полостей (произвольное количество), каждая из которых лежит между двумя последовательно расположенными дросселирующими сечениями (кроме первой). Избыточные давления в этих полостях составляют соответственно  $p_1, p_2, \dots, p_i, \dots, p_k$ . Давление после последнего  $k$ -го дросселирующего сечения равно  $p_z$  (давление в среде, в которую производится впрыск). Величина последовательных дросселирующих сечений  $f_1, f_2, \dots,$



Фиг. 200. Схема штифтовой форсунки.



Фиг. 201. Образование полости, дросселирующих сечений и разделяющих диаметров штифта.

$f_i, \dots, f_k$  и соответствующие им коэффициенты расхода  $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_i, \dots, \mu_k$ . Величина каждого дросселирующего сечения зависит от подъема иглы  $x$ . Выводы делаются с допущением, что скорость топлива в каждом дросселирующем сечении полностью затрачивается на создание вихревых движений в последующей полости, а скорость по направлению потока в последней настолько мала, что его можно пренебречь.

Так как инерция иглы в предыдущих выводах не принималась во внимание, иглу надо рассматривать для каждого положения в состоянии статического равновесия.

Условие статического равновесия иглы без учета ее веса выражается равенством

$$A + Bx = \sum_{i=1}^{i=k} p_i \pi \frac{d_{i-1}^2 - d_i^2}{4} + p_z \frac{\pi d_k^2}{4}, \quad (279)$$

где  $A$  — сила предварительной затяжки пружины;  
 $B$  — жесткость пружины.

Это условие отражает равенство усилия пружины усилию давления топлива на иглу в каждой из полостей и давления на выступающий торец иглы среды, в которую производится впрыск.

Под диаметрами  $d_1, d_2, \dots, d_i, \dots, d_k$  штифта понимаются меньшие диаметры поверхностей, образующих проходное дросселирующее сечение. Образование  $i$ -ой полости, ограничивающих ее дросселирующих сечений и диаметров штифта в поверхностях раздела последовательных полостей (на участке штифта, образованном двумя коническими поверхностями, сложенными меньшими основаниями) показано на фиг. 201. Диаметр  $d_i$  в общем случае зависит от величины подъема иглы.

Вычитание уравнения равновесия, написанного для момента отрыва иглы от седла ( $x = 0$ ,  $p_1 = p_0$  — давление открытия форсунки,  $p_2 = p_3 = \dots = p_i = \dots = p_k = p_z$ ),

$$A = p_0 \pi \frac{d_0^2 - d_1^2}{4} + \sum_{i=2}^{i=k} p_z \pi \frac{d_{i-1}^2 - d_i^2}{4} + p_z \frac{\pi d_k^2}{4} \quad (280)$$

из уравнения (279) приводит к выражению

$$Bx = (p_1 - p_0) \pi \frac{d_0^2 - d_1^2}{4} + \sum_{i=2}^{i=k} \pi \frac{d_{i-1}^2 - d_i^2}{4} (p_i - p_z). \quad (281)$$

К уравнению (281) присоединяется система уравнений, по которой перепад давления в каждом дросселирующем сечении по закону Бернулли определяется как функция секундного расхода топлива через форсунку и величины проходного сечения:

$$\left. \begin{aligned} p_1 - p_2 &= \frac{w_1^2}{2g} \gamma_T = \frac{Q_\phi^2 \gamma_T}{2g (\mu_1 f_1)^2}; \\ p_2 - p_3 &= \frac{Q_\phi^2 \gamma_T}{2g (\mu_2 f_2)^2}; \\ \dots &\dots \dots \dots \\ p_i - p_{i+1} &= \frac{Q_\phi^2 \gamma_T}{2g (\mu_i f_i)^2}; \\ \dots &\dots \dots \dots \\ p_k - p_z &= \frac{Q_\phi^2 \gamma_T}{2g (\mu_k f_k)^2} \end{aligned} \right\} \quad (282)$$

и уравнения, определяющие зависимость проходных сечений и разделяющих диаметров от подъема иглы  $x$ .

Попытка получить из этих уравнений характеристику форсунки в виде  $p_1 = f(Q_\phi)$  и  $x = f(Q_\phi)$  обычными алгебраическими методами путем последовательного исключения лишних неизвестных приводит в общем случае к уравнениям высших степеней. Поэтому часто решение находят графоаналитическим методом. Аналитический расчет характеристики форсунки может быть выполнен, если характеристику представить в параметрической форме, используя подъем иглы в качестве параметра.

Перепад давления от произвольной полости до среды, в которую производится впрыск, определяется в результате почленного сложения уравнений системы (282), начиная от того уравнения, в котором давление в рассматриваемой полости входит уменьшаемым, до последнего

$$p_i - p_z = \frac{Q_\phi^2 \gamma_T}{2g} \sum_{i=i}^{i=k} \frac{1}{(\mu_i f_i)^2}, \quad (283)$$

а полный перепад давления в форсунке — в результате почленного сложения всех уравнений этой системы

$$p_1 - p_z = \frac{Q_\phi^2 \gamma_T}{2g} \sum_{i=1}^{i=k} \frac{1}{(\mu_i f_i)^2}.$$

Следовательно, отношение перепадов

$$\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_2} = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} \frac{1}{(v_i f_i)^2}}{\sum_{i=1}^{i=k} \frac{1}{(v_i f_i)^2}} = \sigma_i, \quad (284)$$

$$p_1 - p_2 = \sigma_i (p_1 - p_2). \quad (285)$$

Коэффициент  $\sigma_i$  может быть назван коэффициентом перепадов давления. При допущении постоянства коэффициентов расхода  $\mu_i$ , коэффициент  $\sigma_i$  зависит только от подъема иглы и может быть подсчитан для любой полости и для любого подъема иглы.

Если почленно разделить уравнение (281) на  $\pi \frac{d_0^2 - d_1^2}{4}$  и использовать соотношение (284) и обозначение  $b = \frac{4B}{\pi(d_0^2 - d_1^2)}$ , то уравнение принимает вид

$$bx = (p_1 - p_0) + (p_1 - p_2) \sum_{i=2}^{i=k} \frac{(d_{i-1}^2 - d_i^2)}{d_0^2 - d_1^2} \sigma_i = (p_1 - p_2) - (p_0 - p_2) + (p_1 - p_2) \sum_{i=2}^{i=k} v_i \sigma_i,$$

где

$$v_i = \frac{d_{i-1}^2 - d_i^2}{d_0^2 - d_i^2}. \quad (286)$$

Величина  $v_i$  — коэффициент диаметров — также зависит только от подъема иглы и может быть подсчитан для любой полости и любого подъема иглы.

Поэтому

$$bx + p_0 - p_2 = (p_1 - p_2) \left[ 1 + \sum_{i=2}^{i=k} v_i \sigma_i \right] = (p_1 - p_2) \sum_{i=1}^{i=k} v_i \sigma_i, \quad (287)$$

так как  $(v_i \sigma_i)_{i=1} = v_1 \sigma_1 = 1$ .

Из выражения (287) может быть определен полный перепад давления для любой точки характеристики

$$p_1 - p_2 = \frac{bx + p_0 - p_2}{\sum_{i=1}^{i=k} v_i \sigma_i}, \quad (288)$$

с учетом выражения (285) — перепад давления для любой полости

$$p_i - p_2 = \sigma_i \frac{bx + p_0 - p_2}{\sum_{i=1}^{i=k} v_i \sigma_i}. \quad (289)$$

Секундный расход топлива, согласно первому уравнению системы (282),

$$Q_{\phi} = \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma T}} \sqrt{p_1 - p_2};$$

но

$$p_1 - p_2 = (p_1 - p_2) - (p_2 - p_z) = \frac{bx + p_0 - p_z}{\sum_{i=1}^{i=k} \nu_i \sigma_i} (1 - \sigma_2),$$

следовательно,

$$Q_{\phi} = \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma T}} \sqrt{\frac{bx + p_0 - p_z}{\sum_{i=1}^{i=k} \nu_i \sigma_i} (1 - \sigma_2)}. \quad (290)$$

С достаточной точностью можно принять, что

$$\mu_1 f_1 = \mu_1 \pi d_1 x \sin \alpha,$$

где  $d_1$  — средний диаметр уплотняющего конуса иглы;

$\alpha$  — угол при вершине этого конуса.

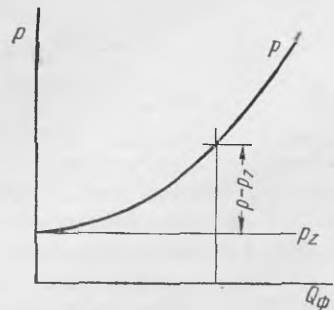
Выражения (289), (288) и (290) служат для определения давления и расхода топлива через форсунку для любой точки характеристики в зависимости от подъема иглы. Задавшись рядом значений подъема иглы, можно подсчитать по этим выражениям соответствующие им значения секундного расхода топлива и давлений во всех полостях форсунки и построить график характеристики форсунки.

### Характеристика открытой форсунки

В открытой форсунке запорного органа нет, поэтому уравнение (279) равновесия запорного органа отпадает. Из всех уравнений дросселирования (282) остается лишь одно, определяющее перепад давления в сопле

$$p - p_z = \frac{Q_{\phi}^2 \gamma T}{2g (\nu c f c)^2}.$$

Характеристика имеет вид параболы, вершина которой лежит на оси ординат. Ось параболы совпадает с осью ординат (фиг 202). Таким образом, перепад давления в форсунке сильно зависит от секундного расхода и при малых значениях последнего становится малым, что связано с ухудшением распыливания. Согласно изложенному



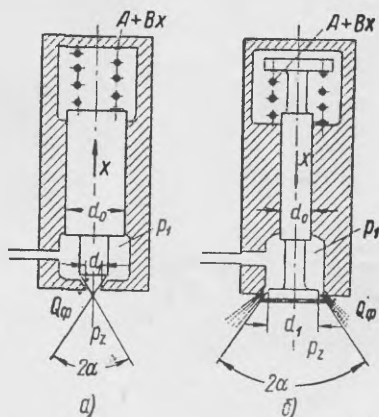
Фиг. 202. Характеристика открытой форсунки.

$$Q_{\phi} = Q_n = \dot{n}_{nl} \frac{\pi}{30} n \frac{dS_{n,l}}{d\phi}.$$

Для каждой точки профиля кулачка  $\frac{dS_{n,l}}{d\phi} = \text{const}$ ; следовательно, величина  $Q_{\phi}$  пропорциональна числу оборотов, а перепад давления пропорционален квадрату числа оборотов.

Транспортные (например, автомобильные) двигатели работают на переменном скоростном режиме, причем нередко отношение максимального числа оборота вала к минимальному доходит до 5 и более. Вследствие этого при сделанных допущениях отношение перепадов давления в соплах может дости-

гать 25 и более. Эта особенность открытой форсунки является одной из причин крайне редкого ее применения в транспортных двигателях и подбора форсунки из условия получения чрезвычайно высоких давлений впрыска на высоких скоростных режимах (до 2000—2400 кг/см<sup>2</sup>).



Фиг. 203. Расчетная схема клапанной форсунки:

а — форсунка с обратным ходом запорного органа; б — форсунка с прямым ходом запорного органа.

### Характеристика клапанной форсунки

Клапанная форсунка (фиг. 203) имеет только одну полость и одно дросселирующее сечение ( $\mu_1 f_1$ ). Следовательно,  $k = 1$  и  $\sum_{i=1}^{i=k} \nu_i \sigma_i = 1$ . Согласно выражениям (289) и (290),

$$p_1 - p_z = bx + p_0 - p_z \quad (291)$$

и

$$Q_{\phi} = \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma T}} \sqrt{bx + p_0 - p_z} = \\ = \mu_1 \pi d_1 x \sin \alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma T}} \sqrt{bx + p_0 - p_z} \quad (292)$$

В данном случае из этих двух выражений можно и исключить величину подъема иглы и получить непосредственно уравнение характеристики в координатах  $Q_{\phi} - p_1$ :

$$Q_{\phi} = \mu_1 \pi d_1 \frac{p_1 - p_0}{b} \sin \alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma T}} \sqrt{p_1 - p_z} = \\ = \mu_1 \pi d_1 \sin \alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma T} \frac{\pi (d_0^2 - d_1^2)}{4B}} (p_1 - p_0) \sqrt{p_1 - p_z} = \\ = C (p_1 - p_0) \sqrt{p_1 - p_z} \quad (293)$$

где

$$C = \mu_1 \pi d_1 \sin \alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma T} \frac{\pi (d_0^2 - d_1^2)}{4B}}.$$

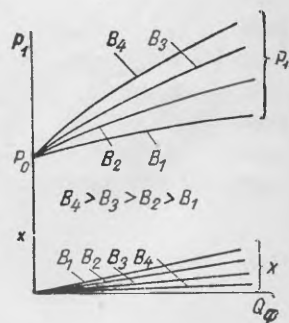
Величина  $C$  для данной форсунки при работе на топливе определенного удельного веса с точностью до постоянства  $\mu_1$  величина постоянная.

Решение уравнения (293) относительно давления  $p_1$  приводит к уравнению третьей степени. Поэтому целесообразно решить его относительно  $Q_{\phi}$ , рассчитать характеристику, задаваясь различными значениями  $p_1$ , и изобразить ее в обычных координатах.

После определения зависимости величины  $p_1$  от  $Q_{\phi}$  легко подсчитать значения  $x$ , соответствующие различным значениям  $Q_{\phi}$  по уравнению (291) из соотношения

$$x = \frac{p_1 - p_0}{b} = \frac{(p_1 - p_0) \pi (d_0^2 - d_1^2)}{4B}.$$

На фиг. 204 показан ряд характеристик клапанной форсунки для нескольких значений жесткости  $B$  пружины. С повышением жесткости пружины увеличивается нарастание давления с увеличением расхода топлива. Как видно из характеристики, перепад давления в форсунке не может быть меньше  $p_0 - p_z$ ,



Фиг. 204. Характеристики клапанной форсунки при пружинах различной жесткости.

причем этот перепад можно регулировать путем изменения предварительной затяжки пружины. Уклон кривой давления можно менять изменением жесткости пружины, в результате чего работа форсунки может приспособляться к изменению скоростного режима двигателя транспортного типа.

### Характеристика нормальной закрытой форсунки

В нормальной закрытой форсунке (фиг. 205) имеются две полости с давлениями  $p_1$  и  $p_2$  (следовательно,  $k = 2$ ); второе дросселирующее сечение является одновременно и выходным, т. е.  $f_2 = f_k$ . Практически оно выполняется в виде сопел и величина его не зависит от подъема иглы. Для подчеркивания этого оно обозначено  $f_c = \text{const}$ .

Давление среды, в которую производится впрыск, на иглу не воздействует, так как  $d_k = d_2 = 0$ .

Для форсунки рассматриваемого типа

$$\sigma_1 = 1; \sigma_2 = \frac{(\mu_1 f_1)^2}{(\mu_1 f_1)^2 + (\mu_c f_c)^2};$$

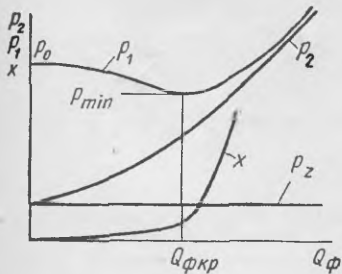
$$\nu_1 = 1; \nu_2 = \frac{d_1^2}{d_0^2 - d_1^2}.$$

Для нанесения на график характеристики линии  $p_2 = f(Q_{\phi})$  для форсунок, имеющих в качестве выходного дросселирующего сечения сопла, проще воспользоваться вместо уравнения (289) последним уравнением системы (282), согласно которому в рассматриваемом случае

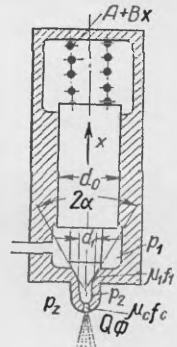
$$p_2 - p_z = \frac{\gamma \tau Q_{\phi}^2}{2g (\mu_c f_c)^2}$$

и представляется с точностью до постоянства  $\mu_c$  параболической зависимостью от  $Q_{\phi}$ .

Для обычных соотношений параметров закрытой форсунки характеристика имеет вид, показанный на фиг. 206. Давление  $p_1$  обычно после достижения максимума при давлении, близком значению  $p_0$  и весьма малом расходе, уменьшается на диапазоне изменения  $Q_{\phi}$  до  $Q_{\phi,кр}$ , при котором оно достигает минимального значения, и затем возрастает, асимптотически сближаясь с кривой давления  $p_2$ . С увеличением жесткости пружины участок с положительным уклоном при малых расходах увеличивается. Начиная с определенного значения жесткости пружины, участок с отрицательным уклоном кривой давления исчезает, и эта кривая протекает с монотонным возрастанием давления. Подъем иглы относительно медленно увеличивается с увеличением секундного расхода топлива примерно до расхода  $Q_{\phi,кр}$ , затем подъем увеличивается значительно быстрее.



Фиг. 206. Характеристика нормальной закрытой форсунки.



Фиг. 205. Расчетная схема нормальной закрытой форсунки.

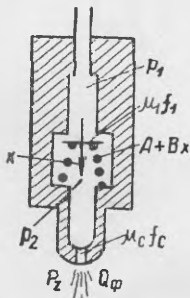
При оценке качества распыливания топлива закрытой форсункой при малых расходах необходимо учесть, что значительный перепад давления затрачивается на создание скорости в седле иглы и образование интенсивных

вихревых движений в надсопловой полости, которые, создавая возмущения в потоке, проходящем через сопло, содействуют раздроблению топлива и улучшению качества распыливания.

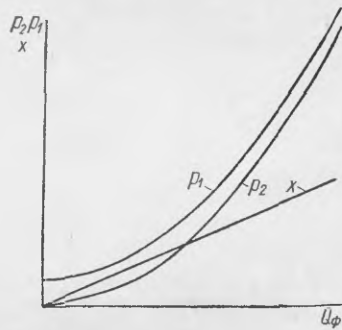
В дальнейшем при рассмотрении свойств нормальной закрытой форсунки с обычной характеристикой участок возрастания давления при малых расходах не принимается во внимание.

### Характеристика клапанно-сопловой форсунки

Клапанно-сопловая форсунка (фиг. 207), как и нормальная закрытая форсунка, имеет две полости с разными давлениями. Следовательно,  $k = 2$ , а выходное дросселирующее сечение образовано соплами ( $f_2 = f_k = f_c = \text{const}$ ). В отличие от нормальной закрытой форсунки запорный орган, в данном случае клапан, не имеет поверхности, подвергающейся воздействию атмосферного давления; следовательно  $d_0 = 0$ .



Фиг. 207. Расчетная схема клапанно-сопловой форсунки.



Фиг. 208. Характеристика клапанно-сопловой форсунки.

Для форсунки рассматриваемого типа, как и для нормальной закрытой форсунки, перепад давления в соплах

$$p_2 - p_z = \frac{\gamma \Gamma}{2g} \frac{Q_\phi^2}{(\mu_c f_c)^2}.$$

Из формул (284) и (286) выясняется, что

$$\sigma_1 = 1; \sigma_2 = \frac{(\mu_1 f_1)^2}{(\mu_c f_c)^2 + (\mu_1 f_1)^2}; \nu_1 = 1 \text{ и } \nu_2 = -1.$$

Следовательно, из формул (288) и (290) имеем

$$p_1 - p_z = (bx + p_0 - p_z) \left[ 1 + \left( \frac{\mu_1 f_1}{\mu_c f_c} \right)^2 \right]$$

и

$$Q_\phi = \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma \Gamma}} \sqrt{bx + p_0 - p_z} = \mu_1 \pi d_1 x \sin \alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma \Gamma}} \sqrt{bx + p_0 - p_z}.$$

Характеристика форсунки, подсчитанная для случая впрыска в атмосферу ( $p_z = 0$ ), показана на фиг. 208.

### Характеристика штифтовой форсунки с обычной формой штифта

В настоящее время штифтовые форсунки обычно выполняются с штифтом в виде двух усеченных конусов, сложенных меньшими основаниями (фиг. 209). Штифты изготовляют разного диаметра с различными углами при вершине нижнего конуса (от 0 до 50°), в результате чего конус факела топлива может изменяться в широких пределах. В начальный момент, когда запорный конус иглы находится в седле, цилиндрическая часть штифта обычно частично входит в цилиндрическое выходное отверстие корпуса форсунки. В общем случае штифтовую форсунку следует рассматривать как имеющую три дросселирующих сечения: 1) в запорном конусе, 2) у верхнего конуса и 3) у нижнего конуса штифта. Для выяснения вида характеристики штиф-

товой форсунки и ее расчета можно с достаточной степенью точности объединить последние два сечения, рассматривая их как одно, эквивалентное им. Пользуясь обозначениями на фиг. 210 и уравнением (284), можно написать

$$p_2 - p_z = \frac{Q_{\phi}^2 \gamma_T}{2g} \sum_{i=2}^{i=3} \frac{1}{(\mu_i f_i)^2} = \frac{Q_{\phi}^2 \gamma_T}{2g} \frac{1}{f_{ш}^2},$$

где  $f_{ш}$  — эквивалентное сечение, заменяющее оба сечения у штифта. Следовательно,

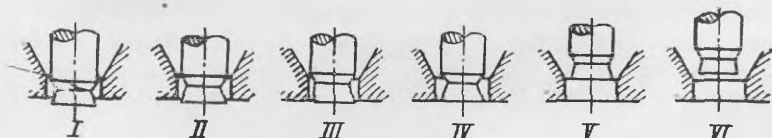
$$f_{ш} = \sqrt{\frac{(\mu_2 f_2)^2 (\mu_3 f_3)^2}{(\mu_2 f_2)^2 + (\mu_3 f_3)^2}} = \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{\mu_2 f_2}{\mu_3 f_3}\right)^2}}. \quad (294)$$

Если  $\frac{\mu_2 f_2}{\mu_3 f_3} \ll 1$  или  $\mu_2 f_2 \ll \mu_3 f_3$ , то дробь  $\left(\frac{\mu_2 f_2}{\mu_3 f_3}\right)^2$  мала по сравнению с единицей и  $f_{ш} \approx \mu_2 f_2$ . В этом случае приведенное сечение меньше меньшего из двух заменяемых и близко к нему.

Проходные сечения у штифта при подъеме иглы меняются так, что нижнее уменьшается, а верхнее увеличивается. Эквивалентное проходное сечение поэтому близко к тому из двух, которое меньше. Это позволяет проанализировать характеристику штифтовой форсунки на основании изменения эквивалентного проходного сечения у штифта иглы.

С подъемом иглы можно отметить следующие характеристические положения штифта иглы (фиг. 211):

1. Игла закрывает проходное сечение ( $x = 0$ ). Цилиндрическая часть штифта частично входит в отверстие корпуса. Основным дросселирующим сечением у штифта является кольцевой зазор между цилиндрической частью штифта и отверстием корпуса.



Фиг. 211. Характеристические положения штифта.

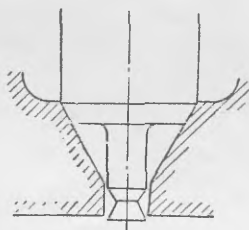
2. Большее основание верхнего конуса штифта располагается на уровне верхней кромки отверстия корпуса ( $x = x_2$ ).

3. Штифт располагается в отверстии корпуса так, что проходное сечение у верхнего конуса штифта равно по величине проходному сечению у нижнего конуса ( $x = x_3$ ).

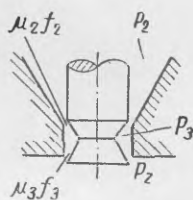
4. Нижняя торцовая плоскость штифта устанавливается на уровне нижней торцовой плоскости корпуса форсунки ( $x = x_4$ ).

5. Нижняя торцовая плоскость штифта устанавливается на уровне верхней окружности цилиндрического выходного отверстия корпуса форсунки ( $x = x_5$ ).

6. Штифт вышел из отверстия корпуса распылителя ( $x = x_6$ ).



Фиг. 209. Штифт обычной штифтовой форсунки.



Фиг. 210. Схема к определению эквивалентного проходного сечения штифта.



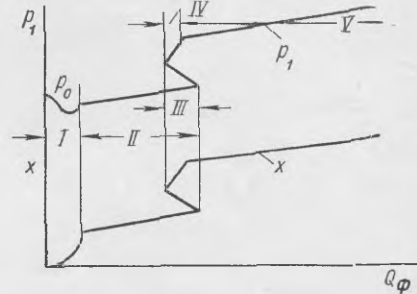
В соответствии с этими характеристическими положениями штифта на фиг. 212 показана связь между подъемом иглы форсунки и эквивалентным проходным сечением у штифта.

Связь между эквивалентным проходным сечением у штифта и подъемом иглы распадается на ряд различных участков. Поэтому и характеристика форсунки, подсчет которой выполняется по общему методу, распадается на соответствующие участки. На первом участке форсунка по гидродинамической схеме подобна нормальной закрытой форсунке, и характеристика штифтовой форсунки по виду соответствует характеристике последней (фиг. 213, участок I). Вследствие малого размера выходного сечения этот участок характеристики укладывается в области малых расходов топлива.

На участке II эквивалентное проходное сечение у штифта растет с увеличением подъема иглы, поэтому с увеличением подъема иглы рост



Фиг. 212. Зависимость эквивалентного сечения у штифта от подъема иглы.



Фиг. 213. Характеристика штифтовой форсунки.

общего перепада в форсунке меньше, чем если бы выходное сечение было постоянно по величине, как у нормальной закрытой форсунки. Это определяет перелом кривой давления и подъема иглы при переходе с участка I на участок II и плавное замедленное возрастание обоих параметров с увеличением  $Q_{\phi}$ .

На участке III характеристики уменьшение эквивалентного проходного сечения у штифта с увеличением подъема иглы приводит к более резкому увеличению дросселирования по сравнению с нормальной закрытой форсункой. В случае небольших углов при вершине нижнего конуса штифта ( $\sim 5^\circ$ ) характеристика штифтовой форсунки на этом участке имеет более резкий подъем давления и перемещения иглы, чем у нормальной закрытой форсунки. При больших углах нижнего конуса штифта влияние уменьшения выходного сечения сказывается настолько резко, что равновесие иглы при больших подъемах получается при меньших секундных расходах топлива. В этих случаях уклон кривых давления и подъема иглы становится отрицательным.

На участке IV эквивалентное проходное сечение у штифта может быть принято постоянным, а штифтовая форсунка по гидродинамической схеме — эквивалентной нормальной закрытой форсунке. Этот участок имеет такой же характер протекания, как у нормальной закрытой форсунки, причем, как правило, этот участок соответствует условию, что  $Q_{\phi} > Q_{кр}$ .

На участке V характеристики эквивалентное сечение у штифта увеличивается так же, как и на втором участке, поэтому и вид кривых давления и подъема иглы аналогичен виду соответствующих кривых на втором участке.

### Понятие о неустойчивых режимах работы форсунки

Каждая точка характеристики форсунки определяется из условия статического равновесия ее иглы или клапана. Как известно, статическое равновесие каждого тела может быть устойчивым или неустойчивым. Устойчивое

равновесие характеризуется тем, что при малом отклонении тела от положения равновесия силы, действующие на него, стремятся вернуть его в исходное положение. При неустойчивом равновесии тела случайное его отклонение от положения равновесия вызывает действие сил, стремящихся еще более отдалить его от исходного. Неустойчивое равновесие вследствие неизбежного воздействия случайных факторов, отклоняющих тело от исходного положения, практически не может поддерживаться в течение конечного отрезка времени.

Вследствие случайного отклонения иглы форсунки от равновесного положения усилие пружины изменяется на величину  $B\Delta x$ , где  $\Delta x$  — отклонение иглы от положения равновесия. При перемещении иглы на величину  $\Delta x$  меняется величина всех или части проходных сечений, вследствие чего изменяется сопротивление форсунки в целом. Если топливо в форсунку подается насосом, поддерживающим постоянный секундный расход топлива через форсунку, то общий перепад давления топлива при прохождении через форсунку изменится, как и давление в отдельных полостях. В результате этого изменится и воздействие со стороны топлива на иглу. В определенных условиях изменение последнего может быть больше изменения усилия пружины и по направлению обратно направлению действия усилия пружины; получаются условия, соответствующие неустойчивому равновесию иглы. Можно показать, что устойчивость равновесного положения иглы связана с уклонами кривых давления и подъема иглы характеристики форсунки и для случая питания форсунки насосом, поддерживающим постоянно расхода топлива, условием устойчивости равновесного положения иглы является положительность уклона кривой давления по характеристике (т. е.  $\frac{dp}{dQ_\phi} > 0$ ).

При рассмотрении характеристик форсунок различных типов выяснилось, что у характеристик некоторых форсунок имеются участки, на которых с увеличением секундного расхода топлива давление падает (у нормальной закрытой форсунки участок до  $Q_{\phi,кр}$ , у штифтовой форсунки часть первого участка и третий участок характеристики), поэтому при этих форсунках могут быть случаи, когда невозможно поддерживать режимы работы, соответствующие неустойчивым равновесным положениям иглы.

### Влияние ограничения подъема иглы на вид характеристики форсунки

С момента соприкосновения иглы с упором положение ее в форсунке фиксировано, а все проходные сечения для топлива становятся постоянными. Общий перепад давления у форсунки

$$p_1 - p_2 = \frac{Q_\phi^2 \gamma_T}{2g} \sum \frac{1}{(\mu_i f_i)^2} = a Q_\phi^2,$$

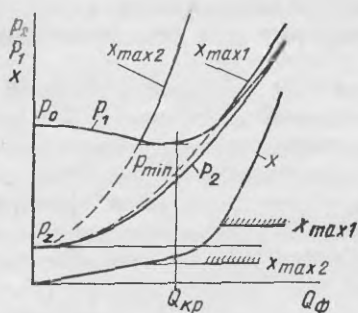
так как с точностью до постоянства коэффициентов расхода

$$a = \frac{\gamma_T}{2g} \sum \frac{1}{(\mu_i f_i)^2} = \text{const.}$$

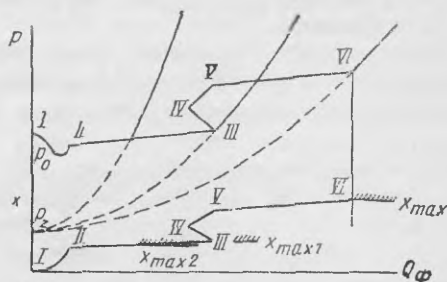
Для примера на фиг. 214 показаны характеристики нормальной закрытой форсунки, когда упор отсутствует и при двух положениях упора.

Ограничение подъема иглы  $x_{\max 1}$ , как видно, мало изменяет протекающие характеристики; установка упора так, чтобы игла касалась его при подъеме на величину  $x_{\max 2}$ , резко меняет протекание характеристики.

В штифтовых форсунках при помощи упора можно исключить один или несколько участков характеристики, начиная с последнего. При установке упора, допускающего подъем иглы до высоты, равной  $x_{\max}$  (фиг. 215), сохраняются все ранее рассмотренные участки характеристики и добавляется параболический участок при любом расходе, больше того, при котором игла сопри-

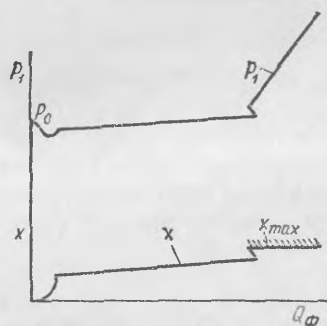


Фиг. 214. Влияние наличия упора на характеристику нормальной закрытой форсунки.



Фиг. 215. Влияние наличия упора на характеристику штифтовой форсунки.

касается с упором. Ограничение подъема иглы величиной  $x_{\max 1}$  исключает из характеристики участки, начиная с точки III. Наконеч, при установке упора так, чтобы подъем иглы не мог быть больше  $x_{\max 2}$ , в характеристике сохраняется лишь первый участок и часть второго с непосредственным переходом на параболическую кривую, соответствующую постоянному положению иглы в соприкосновении с упором.



Фиг. 216. Характеристика широкоугольной штифтовой форсунки.

В штифтовых форсунках направляющее действие нижнего конуса штифта и, следовательно, его влияние на конус факела топлива сохраняется только при положениях иглы, когда торец штифта выступает из корпуса форсунки. Поэтому, начиная с положения IV (фиг. 211), направляющее действие нижнего конуса штифта прекращается. Для штифтовых форсунок, дающих небольшой угол факела топлива (с углом при вершине нижнего конуса штифта до  $15^\circ$ ), изменение этого угла при прекращении направляющего действия штифта незначительно, поэтому такие форсунки выполняются так, что их характеристики имеют все рассмотренные участки. Штифтовые форсунки с большим углом, при вершине нижнего конуса штифта ( $15^\circ$  и выше) изготавливаются так, чтобы ограничитель подъема не допускал утопания торца штифта в корпусе форсунки. Для этого упор ограничивает подъем иглы при положении штифта, соответствующем промежуточному между положениями III и IV (фиг. 211). Характеристика форсунки принимает вид, показанный на фиг. 216.

#### § 4. СЖИМАЕМОСТЬ ТОПЛИВА И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА ПРОЦЕСС ВПРЫСКА

Чрезвычайно большой диапазон изменения давления в системе топливоподачи двигателей с воспламенением от сжатия и кратковременность процесса приводит к тому, что сжимаемость топлива существенно влияет на протекание впрыска.

Истинный коэффициент сжимаемости  $\alpha = -\frac{dV}{Vdp}$ , поэтому  $dV = -\alpha V dp$ .

При учете сжимаемости топлива дифференциальное уравнение, описывающее процесс топливоподачи при насосе с кулачковым приводом плунжера, имеет вид (фиг. 217):

$$f_{nl}c_{nl}dt = \alpha V dp + \sum Q dt, \quad (295)$$

где  $f_{nl}$  и  $c_{nl}$  — соответственно сечение и мгновенная скорость плунжера насоса;

$\alpha$  — истинный коэффициент сжимаемости<sup>1</sup>;

$V$  — объем топлива, находящегося под давлением в данный момент;

$\sum Q dt$  — сумма объемов топлива, одновременно вытекающего из системы (в реальных системах топливо одновременно может вытекать из системы, например, через форсунку и отсечное отверстие);

$Q$  — расход топлива в единицу времени;

$p$  и  $t$  — давление и время.

При составлении уравнения (295) не принят во внимание перепад давления в нагнетательном клапане насоса вследствие незначительности этого перепада по сравнению с давлениями, развивающимися в системе при впрыске.

На разных этапах процесса впрыска уравнение (295) принимает различный вид. Для насоса золотникового типа к началу хода нагнетания рабочая камера насоса заполнена топливом при давлении, примерно равном атмосферному. Нагнетательный клапан закрыт и прижат к своему седлу пружиной и давлением топлива, находящегося в нагнетательном трубопроводе (остаточным давлением). Перепускное (отсечное) отверстие в рабочей втулке насоса открыто. Первый этап процесса продолжается от момента начала нагнетательного хода до момента открытия нагнетательного клапана. Топливо, вытесняемое плунжером, вытекает через перепускное отверстие и скапливается в камере насоса вследствие сжимаемости топлива.

Уравнение процесса принимает вид

$$f_{nl}c_{nl}dt = \alpha V_1 dp + Q_a dt, \quad (296)$$

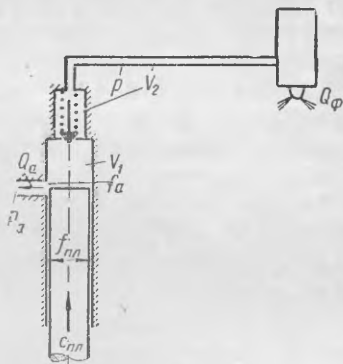
где  $V_1$  — текущее значение объема рабочей полости насоса в рассматриваемый момент.

Расход топлива, вытекающего из рабочей полости насоса через перепускное окно,

$$Q_a = v_a f_a \sqrt{\frac{2g}{\gamma T} (p - p_a)},$$

где  $f_a$  — проходное сечение перепускного окна втулки насоса, постепенно перекрываемого плунжером; это сечение переменное по времени;

$p_a$  — давление топлива в питающем канале.



Фиг. 217. Схема топливоподающей системы к расчету процесса с учетом сжимаемости топлива.

<sup>1</sup> Для давлений 50—500 кг/см<sup>2</sup> истинный коэффициент сжимаемости дизельных топлив может приниматься постоянным и равным  $50 \cdot 10^{-6} - 70 \cdot 10^{-6}$  см<sup>2</sup>/кг. По аналогии с другими испытанными жидкостями следует ожидать, что по мере увеличения давления истинный коэффициент сжимаемости дизельных топлив уменьшается, однако надежных данных для количественной оценки влияния давления на истинный коэффициент сжимаемости топлив нет.

При заданной конструкции насоса знание закона движения плунжера позволяет определить для каждого момента времени положение плунжера относительно отверстия и рассчитать сечение отверстия.

Конец первого этапа определяется условием, что давление в рабочей камере насоса достигает давления открытия нагнетательного клапана насоса.

При малых значениях остаточного давления сжимаемость топлива мало влияет на протекание процесса, и ею можно пренебречь. В этом случае уравнение (296) заменяется уравнением

$$\int_{n\lambda} c_{n\lambda} = Q_a = v_a f_a \sqrt{\frac{2g}{\gamma T} (p - p_a)}, \quad (297)$$

которое решается относительно

$$p = p_a + \left( \frac{\int_{n\lambda} c_{n\lambda}}{v_a f_a} \right)^2 \frac{\gamma T}{2g}.$$

Для данного насоса можно определить нарастание давления в рабочей полости, так как известно изменение скорости плунжера  $c_{n\lambda}$  по времени или углу поворота вала насоса так же, как изменение проходного сечения перепускного окна. Момент возрастания давления до давления открытия нагнетательного клапана определяет конец первого этапа.

Второй этап продолжается с момента открытия нагнетательного клапана до момента открытия форсунки (если форсунка закрыта). При открытой форсунке после открытия нагнетательного клапана начинается впрыск топлива в цилиндр, поэтому для этих форсунок второй этап отпадает. При закрытых форсунках этот этап разделяется на два периода, из которых первый охватывает время с момента открытия нагнетательного клапана насоса до полного перекрытия перепускного отверстия, а второй — с момента перекрытия перепускного окна до открытия форсунки. В первый период процесс определяется уравнением (296) с заменой объема  $V_1$  суммарным объемом системы  $V = V_1 + V_2$ . Во второй период из этого уравнения выпадает член  $Q_a dt$ , так как перепускное окно насоса закрыто и топливо через него не вытекает. Уравнение принимает вид

$$\int_{n\lambda} c_{n\lambda} dt = \alpha V dp. \quad (298)$$

Третий, основной этап процесса впрыска (активный впрыск), продолжается с момента открытия форсунки и начала впрыска топлива в цилиндр до момента открытия перепускного отверстия (отсечки). На этом этапе процесс определяется уравнением

$$\int_{n\lambda} c_{n\lambda} dt = \alpha V dp + Q_a dt. \quad (299)$$

С момента открытия перепускного отверстия в правой части уравнения (299) прибавляется член  $Q_a dt$ , отражающий перетекание топлива через отсечное отверстие (четвертый этап). Уравнение принимает вид

$$\int_{n\lambda} c_{n\lambda} dt = \alpha V dp + Q_\phi dt + Q_a dt. \quad (300)$$

Этот этап продолжается до момента посадки нагнетательного клапана, который характеризует одновременно начало пятого, последнего этапа процесса, называемого подтеканием.

С начала пятого этапа нагнетательный клапан разъединяет рабочую полость насоса от трубопровода и форсунки, вследствие чего продолжающееся движение плунжера не отражается на процессе, протекающем в трубопроводе и форсунке, поэтому член  $\int_{n\lambda} c_{n\lambda} dt$  выпадает, и уравнение, описывающее процесс, принимает вид

$$\alpha V_2 dp + Q_\phi dt = 0. \quad (301)$$

Конец этого этапа определяется моментом посадки запорного органа форсунки. При открытой форсунке конец этапа при впрыске в среду, где давление постоянно, определяется моментом выравнивания давления в нагнетательном трубопроводе и в среде, в которую производится впрыск. При работе системы с открытой форсункой на двигателе подтекание продолжается весь период, в течение которого давление в цилиндре понижается (расширение и начало выпуска).

Решение дифференциальных уравнений, определяющих процесс на отдельных этапах, обычным методом, т. е. нахождение математической связи давления, секундного расхода топлива через форсунку и подъема иглы со временем или углом поворота вала насоса путем нахождения интеграла, возможно только в отдельных, наиболее простых случаях. Для более сложных форсунок и законов движения плунжера приходится прибегать к численным методам решения задачи и, в частности, к методу конечных разностей, ограничиваясь приближенным решением.

Отмеченная выше возможность неустойчивости равновесного положения запорного органа форсунки может при сжимаемости топлива привести к прерывистому впрыску.

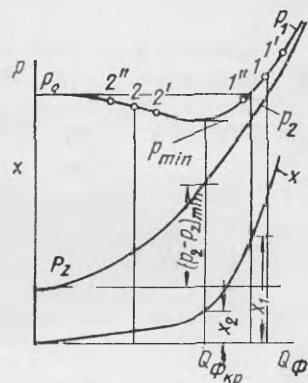
Явление неустойчивости процесса можно установить из следующих соображений.

На фиг. 218 показана характеристика нормальной закрытой форсунки, связанной трубопроводом с топливным насосом, подача которого постоянна по времени. Если эта подача больше критического расхода, то точка режима лежит на ветви характеристики, где уклон кривой давления положителен;  $\frac{dp_1}{dQ_\phi} > 0$  (например, точка 1). Если имеется отклонение

процесса форсунки в сторону увеличения давления (точка 1'), то из форсунки вытекает больше топлива, чем подает насос. Количество топлива, находящегося в системе, уменьшается. В связи со сжимаемостью топлива давление понижается и точка режима смещается в направлении к равновесной точке (точке 1). В этом случае режим устойчив.

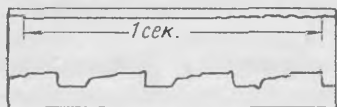
Если насос имеет подачу топлива, меньшую критической, т. е. рабочая точка лежит на линии характеристики в области отрицательных уклонов  $\frac{dp_1}{dQ_\phi} < 0$  (например, точка 2 на фиг. 218), то случайные смещения режима (например, в точку 2''), связанные с повышением давления в системе, вызывают превышение подачи топлива насосом над расходом его через форсунку. Результатом является дальнейшее повышение давления в системе и дальнейшее смещение процесса в сторону уменьшения подачи, т. е. удаление от исходной рабочей точки. В этом случае режим неустойчив.

Если насосом поддерживать постоянную подачу топлива, которая меньше критического расхода форсунки, то протекание процесса представляется в следующем виде: в момент открытия форсунки устанавливается расход топлива через форсунку, соответствующий по характеристике давлению  $p_0$  отрыва иглы от седла по ветви кривой, где режим устойчив. При этом игла быстро, а в случае пренебрежения ее массой мгновенно, поднимается до положения, соответствующего ее равновесию при данном давлении на устойчивом участке характеристики ( $x_1$  на фиг. 218). Далее давление в системе падает до тех пор, пока оно не достигает минимального значения по характеристике, так как расходование топлива форсункой превышает подачу его насосом.



Фиг. 218. Неустойчивый режим работы форсунки.

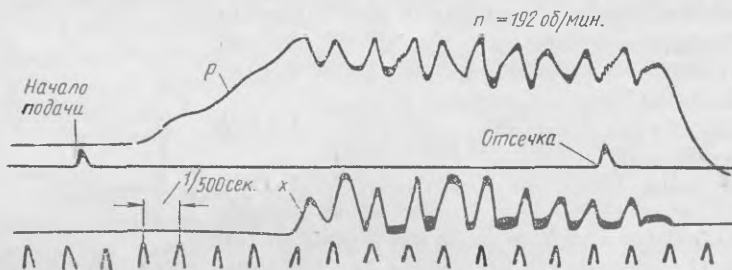
В данной точке расходование топлива превышает его поступление в систему, давление продолжает снижаться, но так как при давлениях, меньших  $p_{\text{min}}$ , равновесия иглы в поднятом состоянии быть не может, она быстро, а в случае пренебрежения ее массой — мгновенно, садится на седло, впрыск прекращается. С этого момента топливо насосом подается в замкнутую систему, что сопровождается вследствие сжимаемости топлива повышением давления до тех пор, пока оно не достигнет давления  $p_0$  открытия форсунки. С этого момента цикл повторяется. Посадка иглы форсунки происходит при давлении  $p_{\text{min}}$  в тот момент, когда подъем иглы, уменьшаясь, достигнет значения  $x_2$  (фиг. 218).



Фиг. 219. Экспериментальная диаграмма дробящего впрыска.

Процесс впрыска принимает периодический характер, распадаясь на ряд отдельных впрысков.

Экспериментальная диаграмма движения иглы форсунки, записанная при испытании форсунки на установке для экспериментального определения



Фиг. 220. Осциллограмма дробящего впрыска реальной системы топливоподачи.

характеристик форсунок, показана на фиг. 219. При ее рассмотрении необходимо иметь в виду, что запись движения иглы производилась справа налево.

Прерывистый впрыск можно наблюдать и при нормальной работе топливоподающей системы на двигателе в случае пониженных скоростных режимов. На фиг. 220 приведена осциллограмма прерывистого впрыска.

## § 5. ИНЕРЦИОННЫЕ ЯВЛЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ ВПРЫСКА

Инерция топлива приводит к тому, что при неустановившемся его течении в разных сечениях топливопровода в заданный момент времени давление различно. При анализе процесса с учетом инерции топлива нельзя рассматривать давление и скорость топлива в трубопроводе, зависящими только от времени, как это делалось выше. Давление и скорость необходимо рассматривать как функции не только времени, но и координаты:  $p = f_1(t, x)$  и  $w = f_2(t, x)$ .

Для одномерного потока жидкости, движущегося со скоростью, малой по сравнению со скоростью звука (фиг. 221), можно в первых двух уравнениях (217) опустить члены  $w \frac{\partial w}{\partial x}$  и  $w \frac{\partial p}{\partial x}$ .

Следовательно,

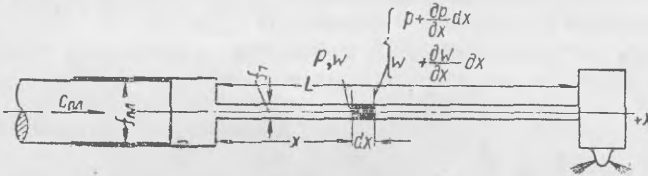
$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial w}{\partial t} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}; \\ \frac{\partial p}{\partial t} &= -\rho \frac{\partial w}{\partial x}. \end{aligned} \right\} \quad (302)$$

Изотермическое изменение состояния жидкости описывается уравнением сжимаемости  $dv = -\alpha v dp$  или, при замене  $v = \frac{1}{\rho g}$  и  $dv = -\frac{1}{g\rho^2} d\rho$ ,  $d\rho = \alpha\rho dp$ .

После подстановки этого выражения во второе уравнение (302) оно приводится к виду

$$\frac{\partial w}{\partial x} = -\alpha \frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{1}{a^2 \rho} \frac{\partial p}{\partial t},$$

где  $a = \sqrt{\frac{1}{\alpha\rho}}$  — скорость одномерного распространения звука в жидкости.



Фиг. 221. Схема к выводу дифференциальных уравнений неустановившегося движения жидкости.

Если принять во внимание упругость стенок трубопровода

$$a = \sqrt{\frac{1}{\rho \left[ \alpha + \frac{2}{E} \left( \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \mu \right) \right]}},$$

где  $E$  — модуль упругости материала стенки трубопровода;  $R$  и  $r$  — внешний и внутренний радиусы трубопровода;  $\mu$  — коэффициент Пуассона.

В результате сделанных выводов получились два дифференциальных уравнения в частных производных

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial w}{\partial t} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}; \\ \frac{\partial w}{\partial x} &= -\frac{1}{a^2 \rho} \frac{\partial p}{\partial t}. \end{aligned} \right\} \quad (303)$$

Их интегралами является система из двух уравнений

$$\left. \begin{aligned} p &= p_{T_0} + F\left(t - \frac{x}{a}\right) - W\left(t + \frac{x}{a}\right); \\ w &= w_0 + \frac{1}{a\rho} \left[ F\left(t - \frac{x}{a}\right) + W\left(t + \frac{x}{a}\right) \right]. \end{aligned} \right\} \quad (304)$$

Под символами  $F\left(t - \frac{x}{a}\right)$  и  $W\left(t + \frac{x}{a}\right)$  понимается любая по виду функция сложного аргумента  $\left(t - \frac{x}{a}\right)$  или  $\left(t + \frac{x}{a}\right)$ ;  $p_{T_0}$  и  $w_0$  — константы интегрирования.

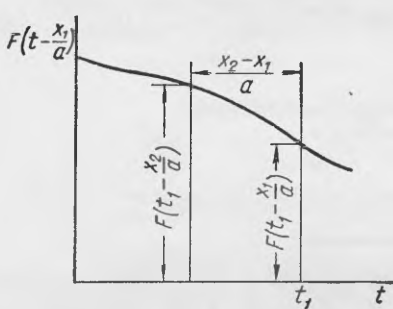
Изменение давления, представляющееся функцией  $F\left(t - \frac{x}{a}\right)$ , смещается с постоянной скоростью, равной скорости звука от насоса к форсунке, не меняя своей величины. Эта функция, таким образом, представляет прямую волну давления, перемещающуюся со скоростью звука от насоса к форсунке.



Функция  $W\left(t + \frac{x}{a}\right)$  отражает волну давления, движущуюся от форсунки к насосу с указанной скоростью (обратная волна).

Вследствие относительно большого интервала между впрысками можно считать, что к начальному моменту рассматриваемого процесса впрыска топливо в системе находится в покое под остаточным давлением, одинаковым для всех ее точек. Функции  $F\left(t - \frac{x}{a}\right)$  и  $W\left(t + \frac{x}{a}\right)$  должны при этом быть равными нулю. Согласно уравнениям (304), для этого момента  $p = p_{T0}$  и  $\omega_x = \omega_0$ . Константа интегрирования  $p_{T0}$  выражает величину остаточного давления в системе. Так как топливо в трубопроводе в рассматриваемый момент по условию находится в покое, то  $\omega_0 = 0$ .

Как видно, состояние топлива (давление и скорость) в любом сечении трубопровода известно, если известно остаточное давление, значения пря-



Фиг. 222. Определение величины  $F\left(t_1 - \frac{x_2}{a}\right)$  по графику величины  $F\left(t_1 - \frac{x_1}{a}\right)$ .

мой волны  $F\left(t - \frac{x}{a}\right)$  и обратной волны  $W\left(t + \frac{x}{a}\right)$  в заданный момент. Однако структура зависимости волны от времени и координаты позволяет определить значение ее в любом сечении в любой момент, если известно ее протекание по времени в каком-либо одном сечении. Так, например, если задано протекание волны  $F\left(t - \frac{x}{a}\right)$  в каком-либо сечении, координата которого  $x_1$  [функция обозначается как  $F\left(t - \frac{x_1}{a}\right)$ ], то для другого сечения, координата которого  $x_2$ , функция обозначается как

$$F\left(t - \frac{x_2}{a}\right) = F\left(t - \frac{x_1}{a} + \frac{x_1}{a} - \frac{x_2}{a}\right) = F\left(t - \frac{x_1}{a} - \frac{x_2 - x_1}{a}\right).$$

Отсюда следует, что значение функции в момент времени  $t_1$  в сечении с координатой  $x_2$  определяется по графику той же функции, построенному для сечения с координатой  $x_1$ , путем смещения по оси абсцисс в направлении отрицательных значений координаты времени на отрезок  $\frac{x_2 - x_1}{a}$  (фиг. 222).

Для обратных волн смещение производится в противоположную сторону. Чтобы представить протекание процесса в любом сечении трубопровода, достаточно иметь зависимость прямой и обратной волн в одном каком-либо сечении трубопровода. Обычно при анализе процесса наибольший интерес представляет протекание его у насоса и форсунки. Построение функций прямой и обратной волн производится обычно для сечения трубопровода у насоса. Прямая волна определяется из рассмотрения явлений в насосе, в то время как обратная волна находится из рассмотрения явлений у форсунки.

Для сокращения в дальнейшем используются обозначения:  $p_v = F\left(t - \frac{x}{a}\right)$  и  $p_r = W\left(t + \frac{x}{a}\right)$ , причем координирование этих волн к обоим рассматриваемым сечениям производится дополнительным индексом (1 или 2), стоящим перед индексом, характеризующим прямую и обратную волны. Индекс 1 относит данное значение волны к сечению у насоса, а индекс 2 —

к сечению у форсунки (пример:  $p_{1v}$  — прямая волна в сечении у насоса,  $p_{2r}$  — обратная волна в сечении у форсунки). Тогда

$$p = p_0 + p_v - p_r;$$

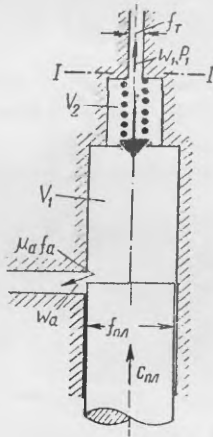
$$\omega = \frac{1}{a\rho} (p_v + p_r).$$

Наиболее сложным случаем процесса у насоса является подача топлива одновременно в трубопровод и через перепускное окно. При этом явления в насосе описываются следующей системой уравнений (фиг. 223).

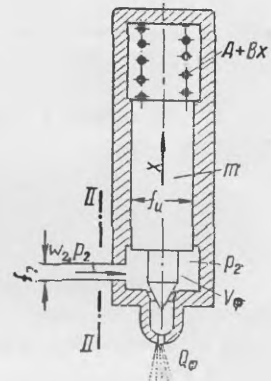
1. Уравнение неразрывности

$$f_{na}c_{na}dt = f_T w_1 dt + \mu_a f_a \omega_a dt + \alpha V dp. \quad (305)$$

Оно приравнивает объем топлива, вытесняемого плунжером ( $f_{na}c_{na}dt$ ), объему топлива, вытекающего в трубопровод через сечение  $I-I$  ( $f_T w_1 dt$ ), объему его, вытекающему через перепускное отверстие ( $\mu_a f_a \omega_a dt$ ), и к объему, заполняющему пространство, освобождающееся из-за сжимаемости топлива ( $\alpha V dp$ ).



Фиг. 223. Схема к анализу процесса у насоса.



Фиг. 224. Схема к анализу процесса у форсунки.

При написании этого уравнения принято, что перепадом давления в клапане, а также перепадом давления<sup>1</sup> при вытекании топлива из полости насоса в трубопровод можно пренебречь.

2. Уравнения волнового распространения состояния, написанные для сечения  $I-I$ :

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= p_{T0} + p_{1v} - p_{1r}; \\ \omega_1 &= \frac{1}{a\rho} (p_{1v} + p_{1r}). \end{aligned} \right\} \quad (306)$$

3. Уравнение истечения через перепускное отверстие

$$\omega_a = \sqrt{\frac{2g}{\gamma T} (p_1 - p_a)}. \quad (307)$$

Нахождение интеграла системы уравнений (305)—(307) в общем случае обычным методом невозможно, и его приходится вычислять одним из методов численного интегрирования и, в частности, методом конечных разностей<sup>2</sup>.

Явления у форсунки (фиг. 224) описываются следующей системой уравнений:

1. Уравнение неразрывности

$$f_T w_2 dt = Q_\phi dt + \alpha V_\phi dp_2 + k f_u dx. \quad (308)$$

Оно приравнивает объем топлива, поступающего через конечное сечение трубопровода  $II-II$  в форсунку, сумме объемов топлива, вытекаю-

<sup>1</sup> Как правило, этот перепад составляет всего несколько атмосфер.

<sup>2</sup> Методика расчета в более детализированном виде дана в первом издании настоящего курса.

щего из форсунки, освобождаемого из-за его сжимаемости и заполняющего объем, освобождаемый иглой при ее подъеме.

$$f_u = \frac{\pi d_0^2}{4}.$$

При выступании штифта иглы из корпуса форсунки  $k < 1$  и равно  $\frac{d_0^2 - d_u^2}{d_0^2}$ .

2. Уравнение динамического равновесия иглы

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + A + Bx - p_2 f_u z = 0, \quad (309)$$

где  $m$  — масса иглы с приведенной к ней массой пружины;

$z$  — коэффициент, учитывающий, что часть иглы подвергается давлению, отличному от давления  $p_2$ .

3. Условия волнового распространения состояния в сечении  $II - II$  трубопровода:

$$\left. \begin{aligned} p_2 &= p_{T0} + p_{2v} - p_{2r}; \\ \omega_2 &= \frac{1}{ap} (p_{2v} + p_{2r}). \end{aligned} \right\} \quad (310)$$

4. Связь между расходом топлива через форсунку, давлением в полости над седлом иглы и величиной подъема иглы.

В уравнении (309) не принято во внимание сопротивление движению иглы как постоянное по величине (сухое трение), так и пропорциональное скорости движения иглы (жидкостное трение<sup>1</sup>).

При рассмотрении процесса без учета инерции иглы форсунки связь между секундным расходом топлива, давлением в корпусе форсунки и подъемом иглы задается характеристикой форсунки. При учете инерции иглы статическое равновесие заменяется динамическим, выражающимся уравнением (309), и возможны режимы, отличные от тех, которые задаются характеристикой. В этом случае с достаточной точностью можно принять, что при заданном положении иглы между давлением в корпусе и расходом топлива имеется связь параболического характера. Отсюда вытекает метод графического изображения искомой связи (п. 4) при наличии характеристики форсунки (фиг. 225). Если перестроить характеристику форсунки, откладывая по оси абсцисс давление в корпусе форсунки  $p$  и подъем иглы  $x$ , а по оси ординат — расход топлива  $Q_{\phi}$ , найти на кривой  $p$  точки, соответствующие различным подъемам иглы, а затем через найденные точки провести параболы, имеющие вершины на оси абсцисс при давлении  $p_z$ , то совокупность этих парабол даст искомую связь. Каждая парабола соответствует определенному подъему иглы, который является параметром этой кривой.

Решение задачи сводится, таким образом, к совместному решению системы уравнений, из которых часть задана в алгебраической форме, а одно — в виде графика, связывающего три переменные величины, поэтому из алгебраических уравнений целесообразно исключить все переменные величины,

<sup>1</sup> Учет сопротивления движению иглы не нарушает возможности решения задачи, но усложняет его. Пренебрежение им сделано в связи с малым его значением по сравнению с другими силами, балансируемыми уравнением (309) и отсутствием данных по его величине. Для учета этих сопротивлений в уравнение (309) надо в левой части ввести члены

$$\wp \frac{dx}{dt} \pm R,$$

где  $\wp$  — фактор жидкостного сопротивления;

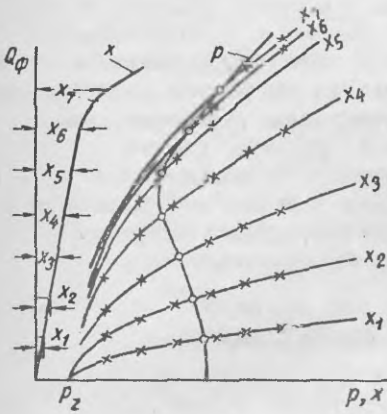
$R$  — сила сухого трения, знак которого соответствует знаку скорости иглы.

не входящие в графическую связь. Сложность уравнений, описывающих процесс, заставляет и в этом случае прибегать к решению методом конечных разностей и искать значения искомым параметров в конце рассматриваемого малого интервала времени, если известно изменение всех параметров до начального момента рассматриваемого интервала.

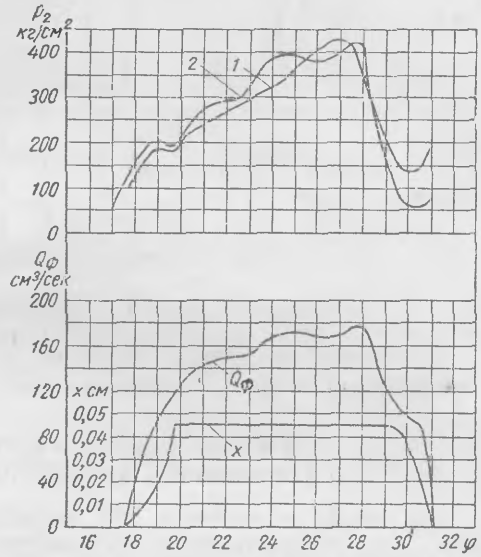
При расчете процесса могут получиться соотношения, при которых после подстановки значений  $p_v$  и  $p_z$  в первую формулу (306) или (310) получается

$$p = p_{T0} + p_v - p_r < 0.$$

Такое соотношение чаще получается у насоса при отсечке. Так как



Фиг. 225. Построение зависимости  $Q_\phi = f(p, x)$ .



Фиг. 226 Сопоставление кривых расчетного и экспериментального процессов впрыска: 1 — экспериментальная кривая; 2 — расчетная кривая.

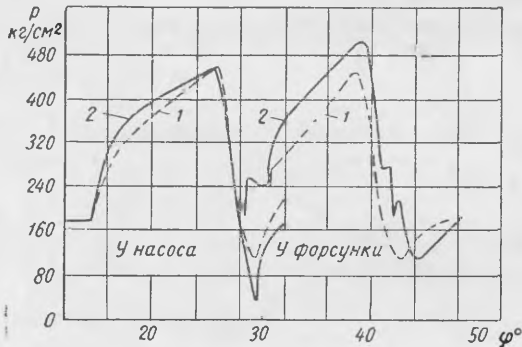
жидкость начинает кипеть, интенсивно выделяя пары, при падении давления до давления насыщенных паров топлива при его температуре, то такое соотношение указывает на разрыв сплошности топлива и образование паровых мешков. Давление насыщенных паров топлива мало и при нормальной температуре составляет всего несколько миллиметров ртутного столба; поэтому условием разрыва сплошности можно считать

$$p = p_{T0} + p_v - p_r = 0.$$

Разрыв сплошности у насоса особенно легко может наступить при установке в насосе так называемого разгружающего нагнетательного клапана, широко применяемого на транспортных быстроходных двигателях. У этих клапанов под уплотняющим конусом имеется цилиндрический поясок, плотно пригнанный к отверстию седла клапана. При посадке клапана с момента входа пояска в отверстие седла объем надклапанной полости увеличивается на величину  $f_{в.к} \Delta h$ , где  $\Delta h$  — перемещение клапана от рассматриваемого положения до посадки на седло.

В результате расчетов определяется протекание процесса впрыска, хорошо согласующееся с фактическим его протеканием. На фиг. 226 показаны графики расчетного определения кривых давления, подъема иглы и секундного расхода топлива. Для сравнения на фиг. 226 нанесена экспериментальная кривая системы, для которой были произведены расчеты.

Использовать методы расчета с учетом волнового движения следует в тех случаях, когда линейная протяженность системы настолько велика, что время прохождения волновой системы составляет заметную долю продолжительности активного хода плунжера. Вследствие этого процесс подачи насос-форсункой можно рассчитывать без учета волн, но с учетом сжимаемости. При длинных топливопроводах влияние волновых явлений значительно, поэтому расчет без их учета представил бы явление в совершенно искаженном виде. На фиг. 227 изображено изменение давлений у насоса и у форсунки, полученных расчетом и непосредственным измерением для системы с длинным нагнетательным трубопроводом.



Фиг. 227. Сопоставление кривых расчетного и экспериментального процессов впрыска при длинном нагнетательном трубопроводе:

1 — экспериментальная кривая; 2 — расчетная кривая

В данном случае влияние волновых явлений настолько сильно, что начало подъема давления у форсунки получается уже после отсечки в насосе.

#### § 6. РАСПЫЛИВАНИЕ ТОПЛИВА ПРИ ВПРЫСКЕ И ОБРАЗОВАНИЕ ФАКЕЛА РАСПЫЛЕННОГО ТОПЛИВА

Распыливание топлива при впрыске имеет для последующих процессов (испарение, подготовка к воспламенению, сгорание) большое значение. Быстрота протекания этих процессов зависит главным образом от величины поверхности капель, приходящейся на единицу количества топлива. Чем лучше распыливание, т. е. чем меньше размеры капель, тем больше относительная величина поверхности. Суммарная поверхность капель, образующихся из 1 кг топлива, связана с радиусом этих капель соотношением  $F = \frac{3}{R\gamma_T}$ , т. е. быстро увеличивается с уменьшением радиуса капель.

Быстрота испарения, протекания предпламенных реакций и сгорания, соответствующая частоте чередования рабочих циклов современного двигателя внутреннего сгорания, может быть получена лишь при хорошем распыливании, при котором размер капель составляет 5—50 мк при наличии незначительного количества капель большего размера. Распыливание топлива является сложным процессом, механизм которого к настоящему времени полностью не раскрыт. Только при больших перепадах давлений, соответствующих скорости истечения топлива из гладкого сопла, превышающей величину 50—60 м/сек, при плотности среды, соответствующей условиям в конце сжатия в двигателе, распад струи совершается с достаточным совершенством.

Качество распыливания определяется совокупностью ряда факторов и, в первую очередь, скоростью истечения топлива, зависящей от перепада давления, используемого для создания скорости струи, возмущениями в потоке, создающимися при прохождении топлива через сопла и зависящими от шероховатости стенок и правильности формы сопла, поверхностным натяжением топлива и его вязкостью, динамическим воздействием среды, в которую производится впрыск, и степенью возмущения потока топлива на входе в сопло.

Поверхностное натяжение топлива влияет на устойчивость как струи в целом, так и отдельной капли. Для шарообразной капли внутреннее избы-

точное давление относительно окружающей среды может быть определено из рассмотрения условия равновесия ее половины. Сила поверхностного натяжения  $2\pi Ra$  (где  $a$  — удельная сила поверхностного натяжения,  $R$  — радиус капли), действующая по окружности диаметральной плоскости, уравнивается воздействием внутреннего избыточного давления  $\Delta p \pi R^2$ .

Следовательно, избыточное давление внутри капли

$$\Delta p = \frac{2a}{R}. \quad (311)$$

С уменьшением размера капли избыточное давление растет по гиперболическому закону. При движении капли в среде с относительной скоростью  $\omega$  она испытывает внешнее воздействие среды, пропорциональное  $\frac{\omega^2 \gamma_a}{2g}$ .

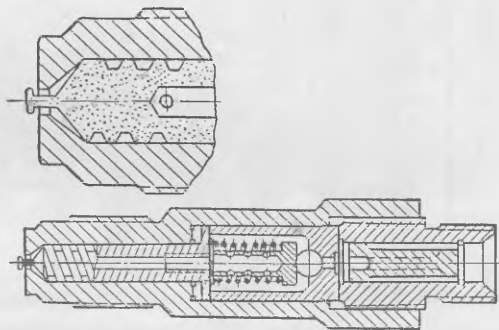
Так как при обтекании капли воздухом динамическое давление среды переменное по поверхности и достигает максимального значения со стороны набегающего воздуха, а минимального — на стороне сбега потока с капли, то кривизна поверхности капли делается переменной, а сама капля деформируется, теряя шаровидную форму. При динамическом давлении, равном избыточному давлению в капле, торцовый элемент поверхности капли делается плоским. При дальнейшем увеличении динамического давления часть поверхности капли становится сначала вогнутой, а затем капля теряет устойчивость формы и распадается на более мелкие, устойчивость которых больше, чем исходной капли.

Из формулы (311) можно сделать заключение, что чем больше поверхностное натяжение и чем меньше размер капли, тем форма ее устойчивее. При данном поверхностном натяжении топлива и динамическом давлении среды существует предельный размер капли, форма которой устойчива и которая может существовать не распадаясь. Повышение скорости топлива на выходе из сопла связано с увеличением динамического давления среды и, следовательно, с уменьшением предельно устойчивой величины отдельных капель.

В результате возмущения потока до входа в сопло и во время его прохождения в струе создаются слагающие скорости отдельных частиц, перпендикулярные к оси струи. Эти слагающие скорости способствуют нарушению сплошности или даже вызывают распад струи, вытекающей из сопла. Они вызывают увеличение угла конуса факела распыленного топлива и уменьшение концентрации капель топлива в факеле. Вследствие этого повышается мелкость распыливания. Эффект от искусственного усиления возмущения потока достигается весьма сильно и часто используется. Завихрение потока до входа в сопло достигается, например, пропуском его через винтовые каналы на поверхности особой вставки в форсунке (фиг. 228).

В закрытых форсунках дросселирование в проходном сечении у иглы и в других дросселирующих сечениях, предшествующих выходному, создает завихрения, способствующие распыливанию топлива.

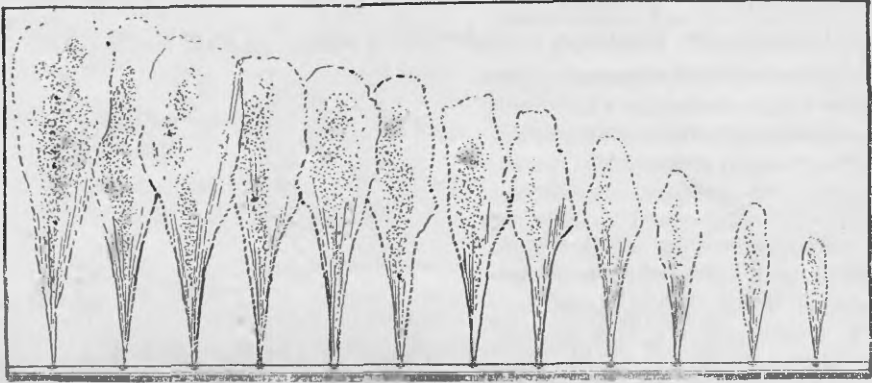
Вязкость топлива препятствует развитию вихревых движений в нем и ускоряет их затухание. Поэтому с повышением вязкости топлива ухудшается качество распыливания.



Фиг. 228. Форсунка с винтовым завихрителем.

С повышением плотности среды, в которую производится впрыск, при той же скорости вытекания топлива из сопла усиливается динамическое воздействие среды на струю и отдельные ее капли и уменьшается максимальный размер устойчивой капли, вследствие чего качество распыливания улучшается.

При выходе струи топлива из сопла форсунки образуется факел распыленного топлива. Под влиянием сопротивления среды скорость частиц топлива, образующих факел, уменьшается. При движении капли топлива увлекают частицы воздуха, что приводит к притоку его к струе. Увлечение воздуха происходит интенсивнее всего в тех частях факела, где концентрация частиц топлива наиболее высока, т. е. по оси факела. Увлечение



Фиг. 229. Многократная фотосъемка факела топлива.

воздуха потоком капель топлива приводит к уменьшению относительной скорости частиц топлива и динамического воздействия воздуха. Тормозящее действие среды сильнее всего сказывается на внешней оболочке факела. По сечению факела размеры капель распределяются неравномерно. Более крупные капли располагаются ближе к оси факела.

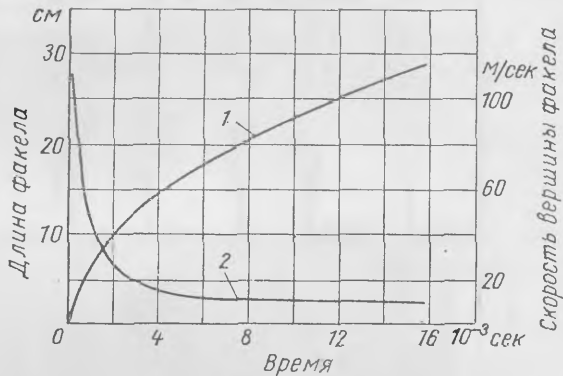
В поршневых двигателях впрыск происходит периодически. При впрыске первые порции топлива испытывают сопротивление неподвижного воздуха. По мере развития факела топливо из сопла поступает в среду, увлеченную ранее поступившими частицами, что уменьшает ее сопротивление. К вершине факела выходят все новые капли, обогнавшие ранее поступившие.

Глубина проникновения факела распыленного топлива в среду сжатого заряда изучается экспериментально при помощи, например, многократного фотографирования через определенные промежутки времени через прозрачные стенки особых камер, плотность содержимого которой можно изменять. Изучению при этом подвергается перемещение по времени вершины факела и изменение его формы. На фиг. 229 для примера приведены последовательные фотографии факела при одном впрыске. Зная масштаб фотографий и интервалы времени между последовательными кадрами, можно построить график перемещения вершины факела по времени и определить его скорость. На фиг. 230 показан график обработки серии фотографий одного впрыска. По мере продвижения вершины факела скорость его вначале быстро падает; интенсивность этого падения замедляется с увеличением длины факела. Меняя условия проведения эксперимента, можно изучить влияние различных факторов на образование факела. Так, на фиг. 231 изображены кривые, выявляющие связь глубины проникновения факела (длины факела) по времени с давлением впрыска и плотностью среды. Из кривых видно, что с повышением давления впрыска длина факела увеличивается, а

с увеличением плотности среды (в данном случае с повышением давления азота при сохранении его температуры) существенно уменьшается.

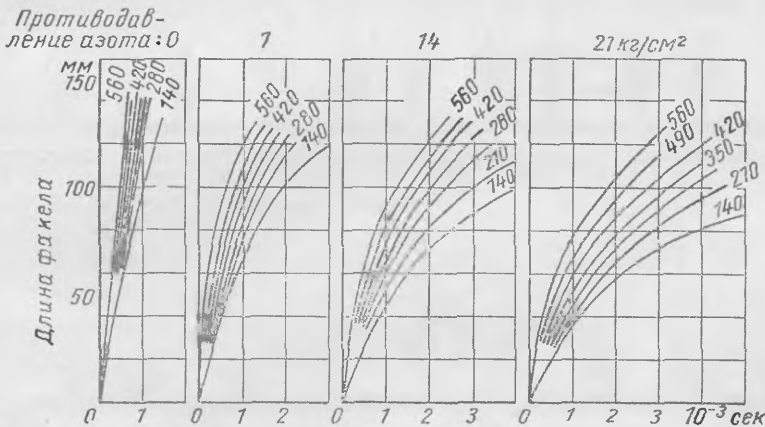
Фотографирование факелов дает также возможность изучать угол конуса факела распыленного топлива. При впрыске из гладкого сопла в воздушную среду, плотность которой соответствует состоянию заряда цилиндра к концу сжатия, угол факела составляет  $\sim 20^\circ$ , причем повышение плотности среды приводит к увеличению этого угла. Завихрение топлива в форсунке существенно влияет на угол факела. На фиг. 232 приведены последовательные снимки факелов, подтверждающие влияние противодавления на угол факела и показывающие, что интенсивность завихрения оказывает значительное влияние на угол конуса факела и на дальность.

Условия распыливания топлива во время одного впрыска меняются как по времени, так и по сечению факела. Поэтому распыливание топлива не может быть равномерным по величине капель. За тот же впрыск образуются капли различной величины. Наименее равномерное распыливание с образованием капель относительно больших разме-



Фиг. 230. Дальность и скорость фронта факела (диаметр сопла  $d = 0,57$  мм; длина соплового отверстия  $l = 4d$ ; удельный вес топлива 0,87):

1 — длина факела; 2 — скорость движения вершины факела.



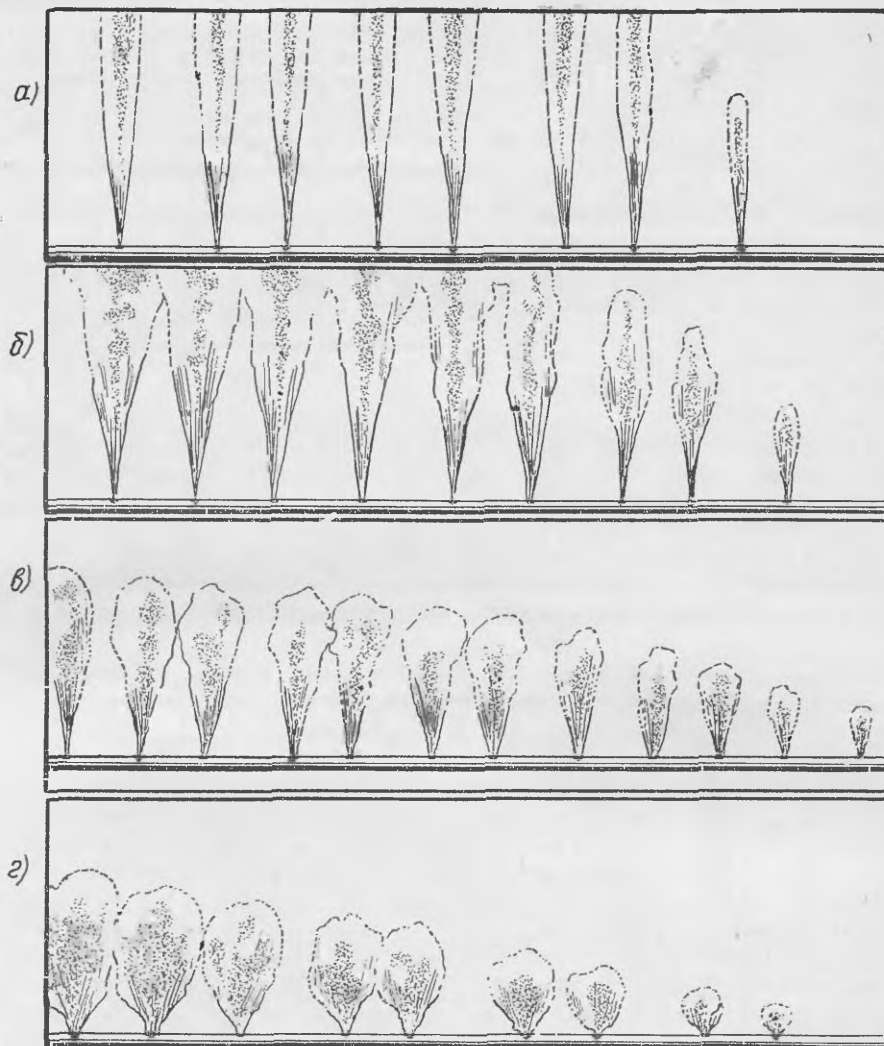
Фиг. 231. Влияние давления впрыска и противодавления среды на дальность. Числа у кривых обозначают давление топлива в  $\text{кг}/\text{см}^2$ .

ров наблюдается в начальной и конечной фазах процесса впрыска. Различные системы топливоподачи и различные режимы работы могут давать результаты, различающиеся как по средним значениям размеров капель, так и по равномерности распыливания.

Изучение качества распыливания реальных систем топливоподачи производится экспериментальным путем. Одним из наиболее распространенных методов является улавливание капель топлива на пластине, покрытой слоем сажи, на котором нанесен тонкий слой окиси магния. Капли топлива пробивают белый слой окиси магния, оставляя четкие отпечатки. Увеличенная



фотография пластики с отпечатками капель дана на фиг. 233. Обмер большого количества этих отпечатков дает возможность определить как средние значения размера капель, так и относительное количество капель различных размеров.



Фиг. 232. Фотосъемки развития струй топлива:

*а* — противодавление 1 кг/см<sup>2</sup>, без завихрения; *б* — противодавление 14 кг/см<sup>2</sup>, без завихрения; *в* — противодавление 14 кг/см<sup>2</sup>, слабое завихрение; *г* — противодавление 14 кг/см<sup>2</sup>, интенсивное завихрение.

Для вычисления среднего размера капель было предложено несколько методов. За средний можно принять размер капли, являющийся средним арифметическим из размеров всех обмеренных капель:

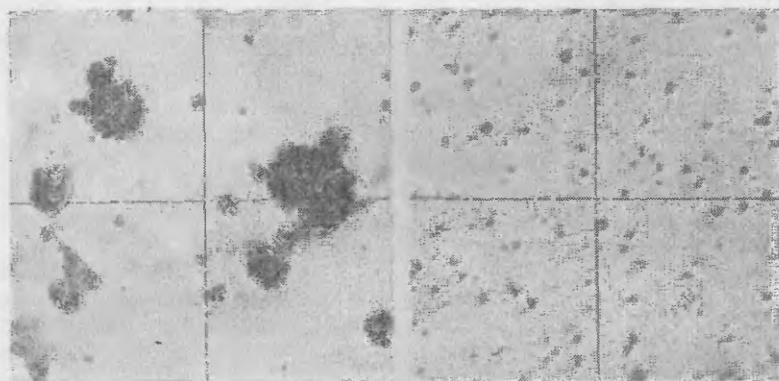
$$d_{\text{ср1}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=l} d_i}{i}$$

или размер, при котором вес всех капель (или их объем) равен весу (или объему) равного количества капель одинакового среднего размера:

$$d_{cp2} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^{i=i} d_i^3}{i}}$$

а также размер, при котором суммарная поверхность всех обмеренных капель равна поверхности равного количества капель одинакового среднего размера:

$$d_{cp3} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{i=i} d_i^2}{i}}$$



Фиг. 233. Фотоснимок пластинки с отпечатками капель:

*a* — грубое распыливание; *b* — мелкое распыливание.

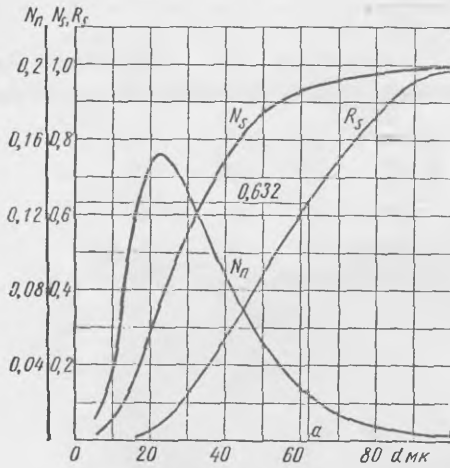
Заутер предложил за средний считать размер, при котором отношение объема к поверхности для совокупности всех обмеренных капель равно тому же отношению капель среднего размера

$$d_{cp4} = \frac{\sum_{i=1}^{i=i} d_i^3}{\sum_{i=1}^{i=i} d_i^2}$$

При равномерном распыливании все формулы дают одинаковый средний размер. Чем больше неравномерность распыливания, тем больше расхождение между средними размерами, определяемыми по разным формулам. Соотношение между средними значениями, определяемыми по различным методам, может служить критерием равномерности распыливания. В отношении соответствия оценки среднего размера капли распыленного топлива практическому влиянию качества распыливания на работу двигателя внутреннего сгорания более обоснованы два последних метода, так как следующие за распыливанием процессы зависят главным образом от величины поверхности капли и соотношения между ней и количеством топлива в капле.

Для графического изображения качества распыливания широко используется построение так называемых характеристик распыливания. В этих графиках по оси абсцисс откладывают размер  $d$  частиц, а по оси ординат общее количество  $N_s$  капель с размерами от нуля до величины, соответствующей

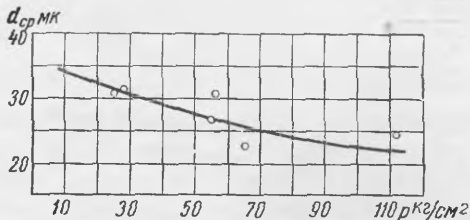
ющей значению каждой данной абсциссы, в долях от общего количества капель. Получающаяся кривая называется числовой кривой сумм. Дифференцирование полученной связи по размеру капли дает кривую относительной частоты  $N_n$  капель отдельных размеров. Эта кривая называется числовой кривой частот.



Фиг. 234. Характеристики распыливания

Входящие в уравнение константы определяют:  $a$  — размерную характеристику распыливания (размер капли, соответствующий значению  $R_s = 0,632$ ),  $n$  — характеристику равномерности распыливания (крутизна объемной кривой сумм). По результатам обработки ряда экспериментов  $a = 50 \div 80$  мк и  $n = 2 \div 4$ , причем, чем больше  $n$ , тем круче подъем объемной кривой сумм в ее средней части.

Чем ближе к оси ординат располагается характеристика распыливания,



Фиг. 235. Зависимость среднего поверхностного диаметра  $d_{cp}$  капель распыленного топлива от давления впрыска  $p$ .

Вместо количества капель по оси ординат может быть отложено отношение  $R_s$  суммарного объема капель, имеющих размер от нуля до данного, к суммарному объему всех капель. Получающаяся кривая называется объемной кривой сумм.

Вид указанных трех кривых, характеризующих качество распыливания, изображен на фиг. 234.

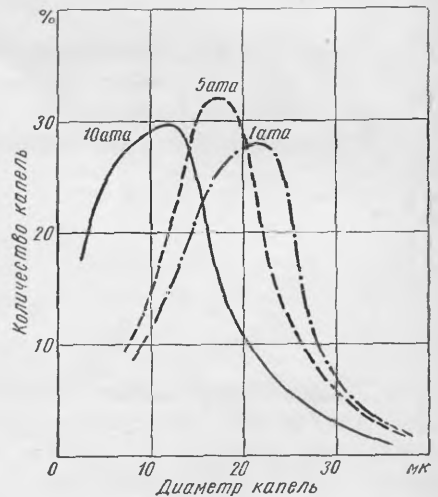
Объемная кривая сумм достаточно точно представляется уравнением

$$R_s = 1 - e^{-\left(\frac{d}{a}\right)^n},$$

где  $e$  — основание натуральных логарифмов;

$d$  — диаметр капли;

$a$  и  $n$  — константы, определяющие протекание кривой.



Фиг. 236. Характеристики распыливания при различных противодавлениях среды.

тем лучше оно по мелкости. Чем уже диапазон размеров капель, в котором размещается характеристика, и чем более четко выявляется максимум числовой кривой частот, тем равномернее распыливание. Представление о влиянии различных факторов на качество распыливания может задаваться либо графиками, отображающими зависимость среднего диаметра от того фактора, влияние которого изучается, либо сопоставлением характеристик распыли-

вания, полученных при различных значениях этого фактора. Для примера на фиг. 235 изображена зависимость среднего поверхностного диаметра распыленного топлива от избыточного давления топлива перед соплом при установившемся процессе впрыска в атмосферу, а на фиг. 236 — три числовые кривые частот, полученные при нормальной работе топливоподающей аппаратуры двигателя в условиях, различающихся только давлением среды, в которую производился впрыск.

Для новых двигателей или систем топливоподачи согласование процессов впрыска (закон подачи, распыливание, образование факела топлива) с процессами, протекающими в цилиндре двигателя (смесеобразование, подготовка топлива к воспламенению и сгорание), требует тщательной экспериментальной доводки.

### § 7. СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ДВИГАТЕЛЯХ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ

Смесеобразование в двигателях с воспламенением от сжатия совпадает по времени с вводом топлива в цилиндр и частично с процессом сгорания. Поэтому равномерное распределение топлива по заряду воздуха так, чтобы к концу сгорания все топливо было окислено до конечных продуктов с использованием всего наличного кислорода, представляет чрезвычайно трудную задачу и должно рассматриваться как предел, к которому можно лишь приблизиться в той или иной степени.

Стационарные двигатели работают в условиях, когда все рабочие установившиеся режимы соответствуют числам оборотов вала, лежащим в узком диапазоне. Уменьшение нагрузки вызывает уменьшение дозы топлива, вводимого за цикл в цилиндр при почти неизменном количестве воздуха, и, следовательно, увеличение коэффициента избытка воздуха. При частичных нагрузках достигнуть полного сгорания легче, при чем полной нагрузке или перегрузке.

Двигатели, работающие непосредственно на винт, имеют переменный скоростной режим, однако уменьшение числа оборотов коленчатого вала связано с уменьшением нагрузки (среднего эффективного давления), сопровождающимся увеличением коэффициента избытка воздуха. Наиболее трудным в отношении смесеобразования режимом является работа при полной нагрузке, так как этот режим соответствует наименьшему коэффициенту избытка воздуха и наименьшему интервалу времени, за который должно закончиться перемещение топлива с воздухом.

Двигатели транспортного типа при любом числе оборотов вала, лежащем в рабочем диапазоне, могут нагружаться до полной нагрузки. Работа с малым коэффициентом избытка воздуха должна протекать с высокими качественными показателями на любом скоростном режиме. Кроме того, транспортные двигатели выполняются быстроходными, и процессы смесеобразования должны протекать за относительно малый интервал времени, а высокие требования к габаритным размерам двигателя и его весу, отнесенным к единице достижимой мощности, заставляют стремиться к получению высокого значения среднего эффективного давления, т. е. к работе с минимально допустимым коэффициентом избытка воздуха.

Конструкции камер сгорания, широко распространенные в современных двигателях с воспламенением от сжатия, можно разбить на две основные группы:

1) камера сгорания представляет собой единый объем, заполненный в конце сжатия воздухом с небольшой примесью продуктов сгорания (неразделенная камера);

2) камера сгорания четко разделена на отдельные объемы (два и редко больше), связанные одним или несколькими каналами (разделенная камера).

Для равномерного распределения топлива в заряде воздуха в основном используются два метода:

1) согласование формы и расположения струй топлива с формой и размерами камеры во время впрыска;

2) создание вихревых движений воздушного заряда для перемешивания топлива с воздухом.

Первый метод в чистом виде не реализуется. При газообмене свежий заряд поступает в цилиндр со значительной скоростью, вследствие чего в цилиндре образуется турбулентное движение заряда, в некоторой степени сохраняющееся до конца хода сжатия. Это движение при отсутствии каких-либо мероприятий, организующих его, имеет беспорядочный характер. Эффект от этого турбулентного движения усиливается, если принять меры к созданию организованных потоков.

Вихревые потоки могут быть созданы при соответствующей форме камеры сгорания также вытеснением заряда из зазора между днищем поршня и головкой цилиндра при подходе его к в. м. т.

В разделенных камерах турбулентные потоки создаются при перетекании рабочего тела из одной полости камеры сгорания в другую во время ходов сжатия и расширения.

Создание таких потоков улучшает смесеобразование, но неблагоприятно влияет на другие факторы, от которых зависят показатели двигателя. Так, например, при турбулизации потока горячих газов, омывающих более холодные стенки камеры, повышается теплоотдача охлаждающему агенту и это понижает экономичность цикла. При уменьшении проходных сечений впускных клапанов четырехтактного двигателя повышается скорость поступления свежего заряда и усиливается турбулизация, но уменьшается коэффициент наполнения.

### **Неразделенные камеры**

Схема весьма распространенного вида неразделенной камеры показана на фиг. 237. К концу сжатия рабочий заряд заключен в камере сегментной формы. Форсунка расположена по оси цилиндра и дает несколько факелов топлива, оси которых равномерно распределены по конической поверхности с вершиной у сопел форсунок.

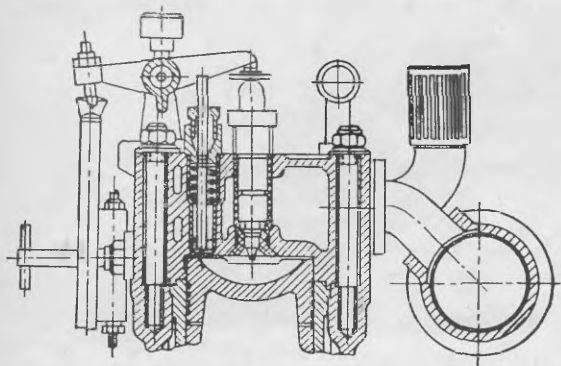
К началу впрыска движение заряда происходит лишь вследствие вихрей, вызванных поступлением воздуха в цилиндр во время процесса зарядки и создающихся за процесс сжатия, при этом не предусмотрено особых мероприятий для упорядочения и усиления этих вихревых движений. Распределение топлива в воздухе заряда получается в основном в результате согласования формы камеры сгорания с формой и расположением факелов топлива; перемешивание топлива с воздухом вследствие движения заряда имеет второстепенное значение.

Еще большее приспособление формы камеры сгорания к форме и расположению факелов топлива можно отметить у камеры, изображенной на фиг. 238. Днище поршня в середине приподнято, а по краям образует стенку. Факелы топлива (четыре, пять и более), выходящие из форсунки, располагаются по конусу с большим углом у вершины. Круговая выступающая стенка поршня препятствует попаданию топлива на охлаждаемые стенки цилиндра.

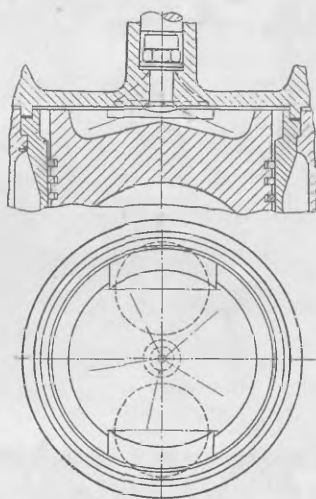
При смесеобразовании, обеспечиваемом в основном согласованием формы камеры с формой и расположением факелов топлива, неизбежно возникает значительная неравномерность распределения топлива в воздухе.

Например, при многоструйных форсунках смесь между факелами беднее, чем по их осям. Количество топлива, вводимого за цикл, ограничено условиями полного сгорания даже в той части объема камеры сгорания, в которой его концентрация наиболее высока. Поэтому минимально допустимый средний за цикл коэффициент избытка воздуха больше, чем при равномерном перемешивании компонентов смеси. Камера данного типа характеризуется сравнительно умеренными значениями достижимых величин среднего индикаторного и эффективного давлений.

При отсутствии интенсивных вихревых движений заряда во время процессов сжатия, сгорания и расширения и относительно компактной форме камеры, характеризующейся пониженным отношением ее поверхности к объему, создаются условия, при которых теплоотдача невелика. Это положение, а также быстрое сгорание топлива при достаточном избытке воздуха опреде-



Фиг. 237. Неразделенная камера сегментной формы.



Фиг. 238. Неразделенная камера.

ляют условия протекания рабочего процесса с высоким индикаторным к. п. д. Двигатели с этим методом смесеобразования дают высокую экономичность.

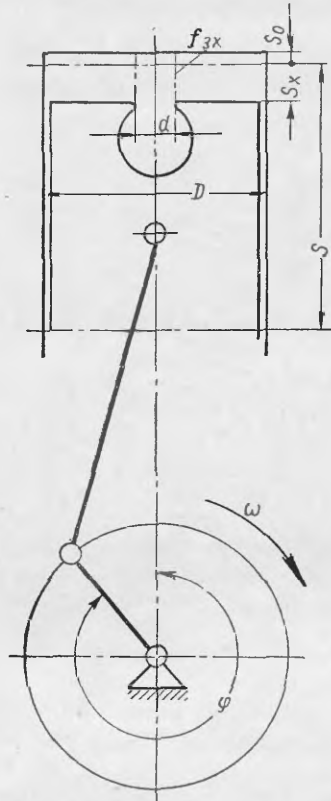
При изменении скоростного режима двигателя меняются давление впрыска, качество распыливания, длина факелов топлива и период задержки воспламенения. Все это приводит к тому, что согласованность всех факторов, определяющих смесеобразование и сгорание, нарушается с изменением скоростного режима двигателя. Это особенно влияет при работе с высокими нагрузками, вследствие чего качественные показатели протекания рабочего процесса, высокие при оптимальном скоростном режиме, ухудшаются при изменении режима. Двигатель становится чувствительным к изменению скоростного режима.

При вспышке топлива, связанной со значительным повышением давления в полости, непосредственно замыкаемой поверхностью днища поршня, максимальное давление сгорания передается последнему. Кривошипный механизм двигателя подвергается воздействию высоких и быстро нарастающих нагрузок. Механическая напряженность работы двигателя получается высокой. Компактность камеры сгорания, работа без искусственно вызываемых вихревых движений заряда связаны с малой теплоотдачей в стенки во время сжатия и создают условия, благоприятные для получения первых вспышек при пуске холодного двигателя. Поэтому двигатели с камерами рассматриваемого типа обладают повышенными пусковыми качествами.

Камеры рассматриваемого типа, однако, не удовлетворяют требованиям транспортного двигателя, поэтому в автотракторных двигателях такие камеры

встречаются сравнительно редко. Они широко используются в судовых и стационарных двигателях, где высокие нагрузки получают только при одном скоростном режиме, а экономичность имеет доминирующее значение.

Вихревые потоки, создающиеся при вытеснении части заряда из зазора между поршнем и головкой, используются при камере, расположенной в поршне или головке. При расположении камеры в поршне уменьшается теплоотдача в стенки при сгорании.



Фиг. 239. К расчету камеры в поршне.

Скорость и энергию воздуха, вытесняемого из зазора между днищем поршня и головкой, можно приблизительно подсчитать в предположении, что температура и давление в каждый данный момент неизменны по объему всего заряда и, следовательно, удельный вес последнего также постоянен по объему.

Вес заряда в объеме зазора (объем полового цилиндра с диаметрами  $D$  и  $d$  высотой  $S_0 + S_x$  по фиг. 239)

$$G_{zx} = G_a \frac{V_{zx}}{V_x},$$

где  $G_a$  — полный вес заряда цилиндра;

$V_{zx}$  — объем зазора в произвольный момент времени по ходу поршня;

$V_x$  — полный объем цилиндра в тот же момент.

Дифференцирование этого выражения дает

$$dG_{zx} = G_a \frac{V_x dV_{zx} - V_{zx} dV_x}{V_x^2}.$$

Вместе с тем

$$dG_{zx} = -\omega f_{zx} \gamma_x dt = -\omega f_{zx} \frac{G_a}{V_x} dt,$$

где  $\omega$  — скорость вытекания заряда из зазора;  $f_{zx} = \pi d (S_0 + S_x)$  — сечение, через которое вытекает заряд.

Знак минус учитывает, что при положительном значении скорости вес заряда в зазоре уменьшается.

Сопоставление двух выражений для  $dG_{zx}$  дает возможность определить скорость

$$\omega = - \frac{V_x \frac{dV_{zx}}{dt} - V_{zx} \frac{dV_x}{dt}}{V_x f_{zx}} = -\omega \frac{V_x \frac{dV_{zx}}{d\varphi} - V_{zx} \frac{dV_x}{d\varphi}}{V_x f_{zx}}. \quad (312)$$

Для подсчетов выражение (312) целесообразно преобразовать, используя обозначения фиг. 239:

$$V_x = V_c + FS_x = V_h \left[ \frac{1}{\epsilon - 1} + f(\varphi) \right],$$

где

$f(\varphi) = \frac{S_x}{S} = \frac{1}{2} \left[ 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right]$  — функция, определяющая относительную величину хода поршня.

Поэтому

$$V_{3x} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) (S_0 + S_x) = \frac{\pi D^2}{4} (1 - a^2) S \left( \frac{S_0}{S} + \frac{S_x}{S} \right) = \\ = V_h (1 - a^2) [\chi + f(\varphi)],$$

где  $a = \frac{d}{D}$  — относительная величина диаметра горловины камеры;

$\chi = \frac{S_0}{S}$  — относительная величина зазора между днищем поршня и головкой в в. м. т.

После дифференцирования выражений для объемов  $V_x$  и  $V_{3x}$  получается:

$$\frac{dV_x}{d\varphi} = V_h \frac{df(\varphi)}{d\varphi} = \frac{1}{2} V_h \psi(\varphi),$$

$$\frac{dV_{3x}}{d\varphi} = V_h (1 - a^2) \frac{df(x)}{d\varphi} = \frac{1}{2} V_h (1 - a^2) \psi(\varphi),$$

где  $\psi(\varphi) = \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi$  — функция, определяющая зависимость относительной скорости поршня от угла поворота кривошипа. Проходное сечение зазора

$$f_3 = \pi d_1^2 (S_0 + S_x) = a\pi D S [\chi + f(\varphi)] = \frac{4a}{D} V_h [\chi + f(\varphi)].$$

После подстановки последних выражений в выражение (312) получается

$$\omega = \frac{(1 - a^2) D}{8a} \omega \psi(\varphi) \left[ \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon - 1} + f(\varphi)} - \frac{1}{\chi + f(\varphi)} \right] = \frac{(1 - a^2) D}{8a} \omega Y = \\ = \frac{(1 - a^2) D}{240a} \pi n Y, \quad (313)$$

где

$$Y = \psi(\varphi) \left[ \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon - 1} + f(\varphi)} - \frac{1}{\chi + f(\varphi)} \right].$$

Кинетическая энергия вытекания заряда определяется из выражения

$$dE = \frac{\omega^2}{2g} dG.$$

Подставив в это выражение величины  $dG$  и  $\omega$ , определенные выше, получим

$$\frac{dE}{G_a} = \frac{\omega^3}{2g} \frac{f_3}{V_x} \frac{d\varphi}{\omega} = \frac{(1 - a^2)^3}{256ga^2} \omega^2 D^2 Y^3 \frac{\chi + f(\varphi)}{\frac{1}{\varepsilon - 1} + f(\varphi)} d\varphi$$

и

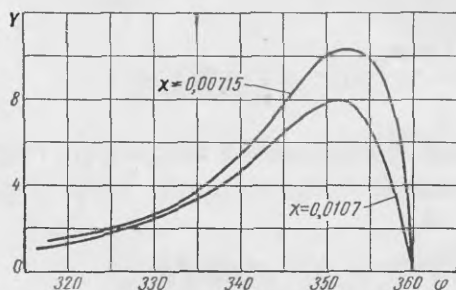
$$\frac{E}{G_a} = \frac{(1 - a^2)^3}{256ga^2} \omega^2 D^2 \int_{\varphi_0}^{\varphi_*} \frac{Y^3 [\chi + f(\varphi)]}{\left[ \frac{1}{\varepsilon - 1} + f(\varphi) \right]} d\varphi = \frac{(1 - a^2)^3 \omega^2 D^2}{256ga^2} Z, \quad (314)$$



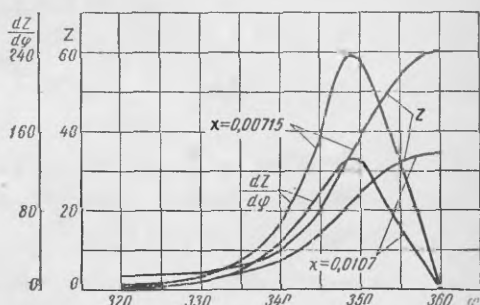
где

$$Z = \int_{\varphi_0}^{\varphi_x} \frac{Y^3 [\chi + f(\varphi)]}{\left[ \frac{1}{\epsilon - 1} + f(\varphi) \right]} d\varphi.$$

Величины  $Y$  и  $Z$  для данного двигателя являются функциями угла поворота кривошипа и зависят от конструктивных параметров двигателя через степень сжатия  $\epsilon$ , относительную величину зазора  $\chi$  и отношение длины кривошипа к длине шатуна  $\left[ \lambda = \frac{R}{L} \right]$ , входящую в функции  $f(\varphi)$  и  $\psi(\varphi)$ . Численные значения функций  $2f(\varphi)$  и  $\psi(\varphi)$  приводятся в таблицах руководств по кинематике кривошипного механизма для подсчета пути и скорости поршня.



Фиг. 240. Изменение величины  $Y$  по углу поворота кривошипа за ход сжатия.



Фиг. 241. Изменение величин  $Z$  и  $\frac{dZ}{d\varphi}$  по углу поворота кривошипа за ход сжатия.

На фиг. 240 и 241 приведены графики величин  $Y$  и  $Z$  и производной  $\frac{dZ}{d\varphi}$  по углу поворота кривошипа за ход сжатия, подсчитанные для  $\epsilon = 16$ ,  $\lambda = \frac{1}{4}$  и двух значений относительного зазора  $\chi$ .

Как видно, уменьшение относительного зазора поршня связано с увеличением скоростей и энергии смесеобразования. По этим графикам, например, легко подсчитать, что для двигателя с размерами  $D = 120$  и  $S = 140$  мм, зазором между поршнем и головкой в 1,5 мм  $\left[ \chi = \frac{1,5}{140} = 0,0107 \right]$ , степенью сжатия  $\epsilon = 16$ ,  $\lambda = \frac{1}{4}$  и отношением  $a = \frac{d}{D} = 0,33$  максимальная скорость как результат вытеснения заряда при  $n = 2000$  об/мин составляет

$$\omega_{\max} = \frac{(1 - a^2) D \omega}{8a} Y_{\max} = \frac{(1 - 0,33^2) \cdot 0,12 \cdot 209,5}{8 \cdot 0,33} 8 = 68 \text{ м/сек},$$

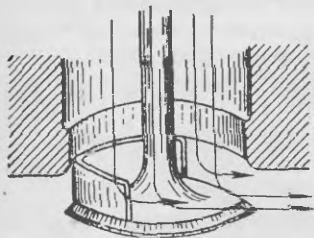
а энергия смесеобразования на единицу веса заряда

$$\frac{E}{G_a} = \frac{(1 - a^2)^3 \omega^2 D^2}{256 g a^2} Z_{360^\circ} = \frac{0,891^3 \cdot 209,5^2 \cdot 0,12^2}{256 \cdot 9,81 \cdot 0,33^2} \cdot 35 = 57,2 \text{ кгм/кг}.$$

Формулы (313) и (314) показывают, что скорость вытеснения заряда и его энергия возрастают с увеличением числа оборотов, что соответствует условиям работы двигателей, имеющих переменный скоростной режим. Благоприятным является также то, что турбулизация создается к концу хода сжатия.

Улучшить смесеобразование и ослабить его зависимость от скоростного режима можно также упорядочением турбулизации потока, создающейся во время впуска.

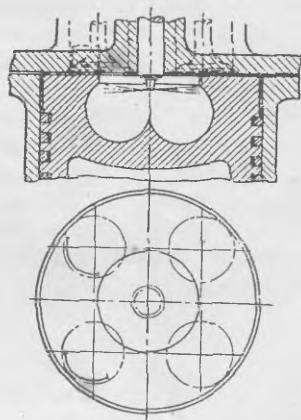
Воздуху, поступающему в цилиндр, придают направленное движение, скорость которого имеет тангенциальную составляющую относительно цилиндра, вследствие чего заряд к концу заполнения цилиндра приобретает круговое движение, сохраняющееся до конца сжатия и содействующее смесеобразованию. В четырехтактных двигателях для этого применяются так называемые экранированные впускные клапаны, снабженные козырьком (ширмой), охватывающим угол, равный примерно  $120\text{--}180^\circ$  окружности клапана, и перекрывающим часть входного сечения для поступающего воздуха (фиг. 242). В случае экранирования впускного клапана улучшается смесеобразование, но ухудшаются условия наполнения цилиндра, так как экран уменьшает проходное сечение для поступающего воздуха. Поэтому экранирование клапанов целесообразно в том случае, когда улучшение смесеобразования дает положительный эффект, больший, чем вредное влияние увеличения сопротивления впуска из-за установки экрана.



Фиг. 242. Экранированный клапан.



Фиг. 243. Образование кругового движения заряда в двухтактных двигателях.



Фиг. 244. Камера с двойным вихреобразованием, расположенная в поршне.

В двухтактных двигателях круговое движение воздуха создается во время продувки путем придания продувочным окнам тангенциального наклона (фиг. 243). В этом случае в результате роста давления продувочного воздуха угловая скорость кругового движения также возрастает с увеличением числа оборотов коленчатого вала, при этом зависимость качества смесеобразования от скоростного режима двигателя уменьшается.

При данном методе улучшения смесеобразования моменты создания вихревых движений (процесс впуска) и использования их (конец сжатия и начало расширения) разделены по времени почти всем процессом сжатия, что связано с неизбежным затуханием турбулентности и скорости вращения заряда и некоторой потерей энергии, затраченной на создание вихревых движений.

Оптимальные результаты получаются на каждом скоростном режиме двигателя при определенном значении угловой скорости движения заряда. Эта угловая скорость примерно соответствует условию равенства углового расстояния между двумя соседними факелами топлива угловому перемещению заряда воздуха за период впрыска при полной нагрузке.

Для улучшения распределения топлива в осевых плоскостях камеры сгорания часто дополнительно используют вытесняющее действие поршня. Так, камера, изображенная на фиг. 244, имеет форму тела вращения, образованного окружностью. Форсунка дает четыре факела, распределенные равномерно в одной плоскости. Экранирование обоих впускных клапанов вызывает круговое движение заряда, а вытеснение воздуха из зазора между поршнем и днищем вызывает круговое движение в осевой плоскости цилиндра, складывающееся с первым.

При наличии закономерных движений заряда улучшается смесеобразование, возможна работа с низкими значениями коэффициента избытка воздуха без видимого ухудшения качества протекания процессов. Это позволяет получать высокие значения среднего эффективного давления. Некоторое усложнение формы камеры сгорания, увеличивающее отношение поверхности к объему, а также наличие вихревых движений заряда приводит к усилению теплоотдачи в стенки и незначительному ухудшению экономичности процесса. Отмеченная выше зависимость скорости кругового движения от числа оборотов вала двигателя делает процесс двигателя малочувствительным к изменению скоростного режима. При наличии закономерного движения воздуха к моменту впрыска топлива улучшаются условия теплообмена между зарядом и топливом, что сокращает период задержки воспламенения, смягчает работу двигателя и снижает механическую напряженность работы кривошипно-шатунного механизма. Несмотря на увеличение теплоотдачи от заряда цилиндра к стенкам, условия получения первых вспышек при пуске остаются достаточно благоприятными.

Таким образом, неразделенная камера при искусственном создании или упорядочении турбулентного потока заряда может обеспечить качество смесеобразования, мало зависящее от изменения скоростного режима. Это определяет широкое использование таких камер в автомобильных и тракторных двигателях.

### Разделенные камеры

В разделенных камерах движение заряда создается во время основных процессов цикла (сжатия, сгорания и расширения). Турбулизация заряда связана с затратой энергии на создание скорости и эта затрата только частично возмещается в виде работы цикла; вихреобразование при отдельных камерах вызывает понижение экономичности двигателя.

Повышение интенсивности турбулентности целесообразно до тех пор, пока повышение эффективности процесса за счет вихрей оправдывает понижение экономичности из-за затраты энергии на вихреобразование и увеличение теплоотдачи стенкам.

Разделенные камеры можно разбить на две группы:

1. Турбулентный поток в камере, используемый для смесеобразования, имеет организованный, заранее определенный характер. При этом скорость перетекания газа из одной полости в другую может быть умеренной и вызываться небольшими перепадами давления между полостями. Такое смесеобразование называется *вихрекамерным*.

2. Турбулентный поток в камере имеет неорганизованный характер, скорость перетекания имеет большое значение и между полостями создается значительный перепад давления. Такое смесеобразование называют *редкамерным*.

При двух сообщающихся полостях усложняются термодинамические процессы двигателя. Рабочий цикл можно рассчитывать на основе элементарной теории процессов двигателя (гл. V) только в первом приближении, при этом, чем сильнее вихреобразование, тем менее обосновано применение основных уравнений теории рабочего процесса.

*Вихрекамерное смесеобразование.* При данном методе смесеобразования, как указано было выше, скорости перетекания заряда из одной полости в другую невелики, в связи с этим перепад давления между полостями, особенно при ходе сжатия, мал. Эксперименты показали, что во время хода сжатия перепад давления не превышает  $1 \text{ кг/см}^2$ ; при анализе процесса сжатия этим перепадом давления можно пренебречь и считать, что, несмотря на деление камеры на две полости и наличие соединительного

канала, весь заряд цилиндра в каждый данный момент находится под одинаковым давлением. Если принять, что и температура в обеих полостях в каждый данный момент одинакова и, следовательно, одинаковы удельные веса, то можно приближенно определить скорости протекания газов из одной полости в другую во время хода сжатия и найти угловую скорость движения заряда в камере.

Схема двигателя с вихревой камерой сгорания изображена на фиг. 245. Камера имеет форму тела вращения, причем соединительный канал, наименьшее сечение которого  $f$ , а коэффициент истечения  $\mu$ , имеет направление, тангенциальное в камере. Форма камеры и направление соединительного канала обеспечивают получение закономерного вращательного движения к концу сжатия. Расстояние оси соединительного канала от оси камеры  $R_1$ .

Угловую скорость кругового движения газа в камере  $\omega_k$  определяют из условия равенства момента количества движения  $M$  газа, заключенного в камере, интегралу момента количества движения газа, поступающего в камеру за интервал времени от начала сжатия до данного момента:

$$M = \int_{\varphi_0}^{\varphi_x} R_1 \omega dm = R_1 \int_{\varphi_0}^{\varphi_x} \omega dm, \quad (315)$$

где  $\omega$  — скорость газа, поступающего в камеру;

$dm$  — масса газа, поступающего в камеру за бесконечно малый угол поворота кривошипа  $d\varphi$ .

Скорость воздуха в соединительном канале при том же допущении определяется из условия, что из объема воздуха  $F c_{нор} dt$ , вытесняемого поршнем, в камеру попадает его доля, соответствующая отношению объема камеры  $V_k$  к суммарному объему цилиндра  $V_x$  в данный момент. Вместе с тем объем газа, поступающего в камеру, равен  $\mu f \omega dt$ .

Поэтому

$$\omega = \frac{F c_{нор} V_k}{V_x \mu f}. \quad (316)$$

Масса элементарного количества газа, поступающего в камеру за бесконечно малый интервал времени,

$$dm = \mu f \omega \frac{\gamma_x}{g} dt = F c_{нор} \frac{V_k V_a \gamma_a}{V_x^2 g} dt, \quad (317)$$

где  $\gamma_x$  — удельный вес газа в данный момент;

$g$  — ускорение силы тяжести;

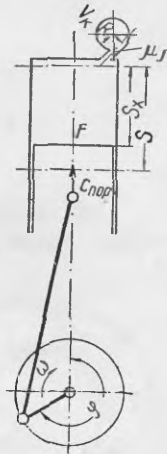
$V_a$  — суммарный объем заряда в начале сжатия (н. м. т.);

$\gamma_a$  — удельный вес заряда в этот момент.

На основании отношений (315), (316) и (317)

$$M = R_1 \int_{\frac{\varphi_0}{\omega}}^{\frac{\varphi_x}{\omega}} \frac{F c_{нор} V_k}{V_x \mu f} \cdot \frac{F c_{нор} V_k V_a \gamma_a}{V_x^2 g} dt = \frac{R_1 F^2 V_k^2 V_a \gamma_a}{\mu f g} \int_{\frac{\varphi_0}{\omega}}^{\frac{\varphi_x}{\omega}} \frac{c_{нор}^2 dt}{V_x^3}. \quad (318)$$

Если принять, что круговое движение газа в камере совершается с угловой скоростью  $\omega_k$  так, что скорость газа в цилиндрическом слое, лежа-



Фиг. 245. Схема двигателя с вихревой камерой.

щем на расстоянии  $z$  от оси вращения, равна  $\omega_K z$ , то момент количества движения (фиг. 246)

$$M = \int_{z=0}^{z=R_K} z \omega_K dm_z = \int_{z=0}^{z=R_K} \frac{z \omega_K z \gamma_K}{g} dV_K = \frac{\omega_K \gamma_K}{g} \int_{z=0}^{z=R_K} z^2 dV_K.$$

Интеграл  $\int_{z=0}^{z=R_K} z^2 dV_K$  представляет собой момент инерции объема камеры.

Если обозначить через  $R_2$  радиус инерции объема камеры, то

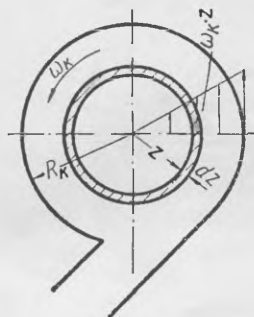
$$\int_{z=0}^{z=R_K} z^2 dV_K = V_K R_2^2$$

и

$$M = \frac{\omega_K \gamma_K}{g} V_K R_2^2 = \frac{\omega_K V_K \gamma_a}{V_x g} V_K R_2^2. \quad (319)$$

Для камеры шаровой формы  $R_2 = 0,633 R_K$ , для камеры цилиндрической формы  $R_2 = 0,707 R_K$ , где  $R_K$  — радиус максимального сечения камеры, перпендикулярного к оси вращения газа.

Приравнявая выражения (318) и (319), получаем



$$\omega_K = \frac{R_1 F^2 V_K V_x}{\mu f R_2^2} \int_{\frac{\varphi_0}{\omega}}^{\frac{\varphi_x}{\omega}} \frac{c_{пор}^2 \omega t}{V_x^3} dt. \quad (320)$$

Скорость поршня

$$c_{пор} = \frac{\omega S}{2} \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) = \frac{\omega S}{2} \psi(\varphi),$$

где для сокращения обозначено

$$\psi(\varphi) = \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi.$$

Фиг. 246. Схема движения заряда в камере.

Суммарный объем

$$V_x = V_c + FS_x = V_h \left[ \frac{1}{\varepsilon - 1} + f(\varphi) \right],$$

где

$$f(\varphi) = \frac{S_x}{S} = \frac{1}{2} \left( 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right).$$

Таким образом, имея в виду, что  $dt = \frac{d\varphi}{\omega}$ ,  $FS = V_h$  и обозначая долю суммарного объема пространства сжатия, приходящуюся на камеру, через  $\vartheta$ , так, что

$$V_K = \vartheta V_c = \frac{\vartheta V_h}{\varepsilon - 1},$$

получаем

$$\frac{\omega_K}{\omega} = \Omega = \frac{R_1}{R_2^2} \frac{\vartheta V_h}{4\mu f (\varepsilon - 1)} \left[ \frac{1}{\varepsilon - 1} + f(\varphi) \right] \int_{\varphi_0}^{\varphi_x} \frac{[\psi(\varphi)]^2}{\left[ \frac{1}{\varepsilon - 1} + f(\varphi) \right]^3} d\varphi. \quad (321)$$

Отношение  $\Omega$  скорости вращения заряда в камере  $\omega_k$  к скорости вращения вала двигателя  $\omega$  называется вихревым отношением. Для смесеобразования в вихревой камере используется круговое движение воздуха, создающееся во время хода сжатия, поэтому нижний предел интегрирования  $\varphi_0 = \pi$ .

Интеграл  $\int_{\varphi=\pi}^{\varphi=\varphi_x} \frac{[\psi(\varphi)]^2}{\left[\frac{1}{\varepsilon-1} + f(\varphi)\right]^3} d\varphi$  можно определить графически. Для

этого строят подинтегральную функцию, используя табличные значения  $\psi(\varphi)$  и  $2f(\varphi)$ , и планиметрируют ее интегральную площадь в намеченных пределах.

Мерой турбулентности, используемой для смесеобразования, может служить вихревое отношение в конце хода сжатия  $\Omega_c$ , которое определяется при подстановке в интеграл, входящий в выражение (321), верхнего предела интегрирования  $\varphi_x = 2\pi$ . При этом сомножитель

$$\left[\frac{1}{\varepsilon-1} + f(\varphi)\right] = \frac{1}{\varepsilon-1} + \frac{1}{2}(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi) = \frac{1}{\varepsilon-1}.$$

Таким образом,

$$\Omega_c = \frac{R_1}{R_2^2} \frac{\vartheta V_h}{4\mu f (\varepsilon-1)^2} \int_{\pi}^{2\pi} \frac{[\psi(\varphi)]^2}{\left[\frac{1}{\varepsilon-1} + f(\varphi)\right]^3} d\varphi. \quad (322)$$

Как показали эксперименты, оптимальные условия работы двигателя с вихревой камерой получаются при  $\Omega = 34 \div 40$ . Таким образом, если задаться долей объема камеры  $\vartheta$  при известных конструктивных формах камеры и соединительного канала, определяющих значения  $R_2$  и  $R_1$ , при заданном значении  $\mu$  ( $\mu = 0,7 \div 0,8$ ), может быть определена величина проходного сечения канала

$$f = \frac{R_1}{R_2^2} \frac{\vartheta V_h}{4\mu \Omega_c (\varepsilon-1)^2} \int_{\pi}^{2\pi} \frac{[\psi(\varphi)]^2}{\left[\frac{1}{\varepsilon-1} + f(\varphi)\right]^3} d\varphi. \quad (323)$$

Этот вывод, сделанный с рядом допущений, является приближенным. Структура формулы не отражает влияния числа оборотов вала, фактически влияющего на перепад давления, который не был принят во внимание. Несмотря на это, при определении размера проходного сечения канала по приведенным выше выводам, основывающимся на оптимальном значении вихревого отношения  $\Omega_c$ , конструктор получает руководящее указание при разработке камеры.

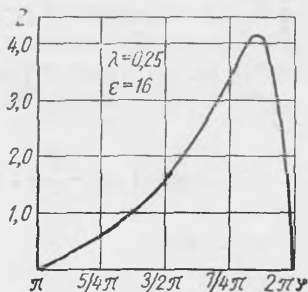
Выражение для скорости перетекания заряда (316) после подстановки выражений для  $c_{пор}$  и  $v_x$  принимает вид

$$\omega = \frac{FV_k \frac{\omega S}{2} \psi(\varphi)}{\mu f V_h \left[\frac{1}{\varepsilon-1} + f(\varphi)\right]} = \frac{\vartheta V_h \omega}{2\mu f (\varepsilon-1)} \frac{\psi(\varphi)}{\left[\frac{1}{\varepsilon-1} + f(\varphi)\right]}. \quad (324)$$

О характере изменения вихревого отношения и скорости перетекания можно судить по изменению множителя, зависящего от угла поворота кривошипа. Для примера на фиг. 247 дан график величины  $Z$ , пропорциональной скорости перетекания, в зависимости от угла поворота кривошипа для

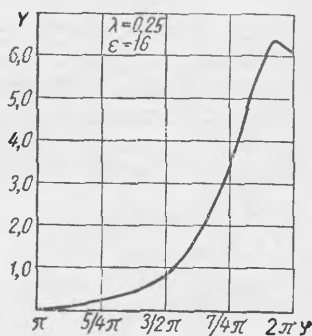
случая  $\lambda = 0,25$  и  $\epsilon = 16$ , а на фиг. 248 — график, определяющий величину  $Y$ , пропорциональную вихревому отношению для тех же параметров двигателя.

Как видно из этих графиков, скорость воздуха в горловине камеры постепенно возрастает во время хода сжатия, достигая максимума за  $\sim 25^\circ$  до в. м. т. и далее падая до нуля. Вихревое отношение также постепенно возрастает от нуля, достигая максимума за  $\sim 13^\circ$  до в. м. т., а затем лишь незначительно уменьшается до в. м. т. Таким образом, наиболее интенсивное круговое движение воздуха в камере получается во время впрыска топлива и подготовки его к воспламенению.



Фиг. 247. График функции

$$z = \frac{\psi(\varphi)}{\epsilon - 1 + f(\varphi)}$$



Фиг. 248. График функции

$$Y = \left[ \frac{1}{\epsilon - 1 + f(\varphi)} \right] \int_{\pi}^{\varphi} \frac{[\psi(\varphi)]^2}{\left[ \frac{1}{\epsilon - 1 + f(\varphi)} \right]^3} d\varphi.$$

Б. Г. Либрович в результате экспериментов над рядом двигателей пришел к выводу, что оптимальное соотношение параметров получается при условии, что величина  $X = \frac{\partial V_n^2 n}{(\epsilon - 1)^2 f^2}$  А лежит в пределах 1,8—2,2. В это выражение должны подставляться:  $V_n$  в л,  $f$  — в мм<sup>2</sup>,  $n$  — в об/мин, причем  $n = 0,6 \div 0,7 n_{ном}$ .

Фактор

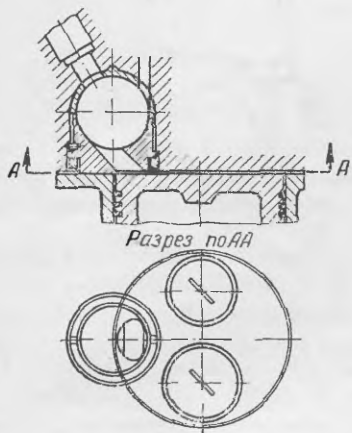
$$A = \frac{180}{\pi} \int_{\pi}^{2\pi} \frac{[\psi(\varphi)]^2}{\left[ \frac{1}{\epsilon - 1 + f(\varphi)} \right]^3} d\varphi.$$

При закономерном движении заряда в вихревой камере к моменту впрыска в нее топлива можно получить хорошее смесеобразование и высокое использование кислорода заряда при сгорании. Перетекание части заряда из камеры сгорания в цилиндр под действием перепада давления между камерой и цилиндром, созданного горением топлива в камере и увеличением объема цилиндра из-за движения поршня во время хода расширения, вызывает интенсивное вихреобразование, вследствие чего используется часть воздуха, находящегося в цилиндре в конце хода сжатия. Указанные моменты позволяют осуществлять полное сгорание топлива при низких значениях коэффициента избытка воздуха. В свою очередь, малый коэффициент избытка воздуха определяет высокое значение среднего эффективного давления.

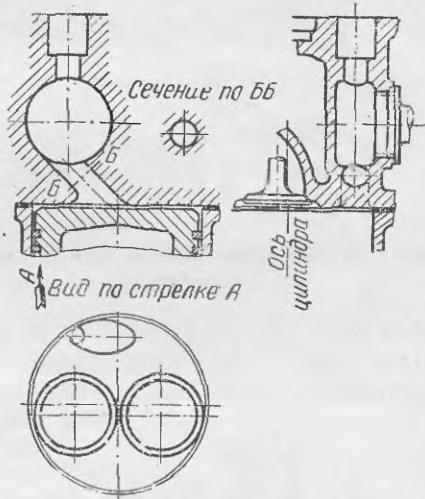
Угловая скорость вращения вихря практически почти пропорциональна числу оборотов коленчатого вала двигателя, вследствие чего протекание

рабочего процесса мало зависит от скоростного режима. Экономичность двигателей с вихревыми камерами мало зависит от числа оборотов вала.

При наличии вихревой камеры увеличивается отношение суммарной поверхности камеры сгорания к ее объему и создаются вихревые движения, что уменьшает экономичность двигателя. Однако относительно умеренная скорость газов приводит к тому, что это снижение экономичности невелико. По сравнению с двигателями, имеющими неразделенные камеры, снижение экономичности соответствует увеличению удельного эффективного расхода на 10—15 г/л. с. ч. при номинальном режиме. Те же причины приводят к затрудненности пуска холодного двигателя. Поэтому, как правило, транспортные двигатели с вихревыми камерами снабжаются специальными приспособ-



Фиг. 249. Шаровая вихревая камера.



Фиг. 250. Цилиндрическая вихревая камера.

собраниями, облегчающими пуск. Разделение камеры сгорания и впрыск топлива в отделенную ее часть предохраняют поршень от быстрого нарастания давления над ним; двигатели с вихревыми камерами работают обычно с умеренными максимальными давлениями в цилиндре.

Несмотря на несколько пониженную экономичность и затрудненный пуск, двигатели с вихревыми камерами широко применяются для автомобилей, тракторов, тепловозов и других транспортных машин.

Конструктивно вихревые камеры выполняют в ряде модификаций. Широко распространена камера шарообразной формы с каналом, лежащим в осевой плоскости цилиндра (фиг. 249), нижняя часть камеры образована особой вставкой, которая вследствие затрудненного теплообмена с охлаждающей водой при работе двигателя сильно нагревается, что содействует сокращению периода задержки воспламенения. Соединительный канал выполняется с круговым сечением или с сечением, меняющимся по длине канала, причем оно делается все более растянутым в горизонтальном направлении. Этим усиливается увлечение в круговое движение содержимого камеры, находящегося в боковых ее частях.

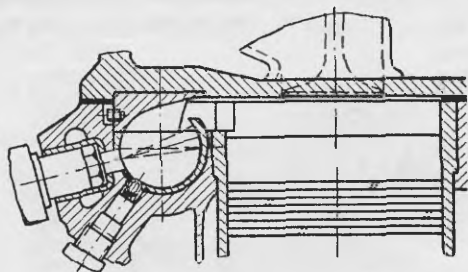
Объем камеры составляет до 70—80% от полного объема сжатия. Следует отметить стремление уменьшить объем камеры до 50—60% от объема сжатия и делать углубление в поршне под местом выхода соединительного канала.

Камера цилиндрической формы с каналом, выходящим в цилиндр в тангенциальном направлении, показана на фиг. 250. Таким расположением

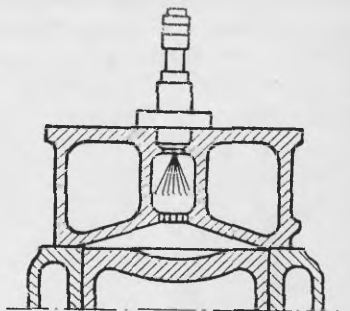


камеры достигается круговое движение заряда в цилиндре во время хода расширения.

Для уменьшения потерь на перетекание газа из цилиндра в камеру во время хода сжатия можно увеличивать сечение соединительного канала, частично перекрывая его к концу хода сжатия поршнем. На фиг. 251 изображена такая камера шаровой формы, расположенная в блоке цилиндров. Соединительный канал прямоугольной формы частично перекрывается при

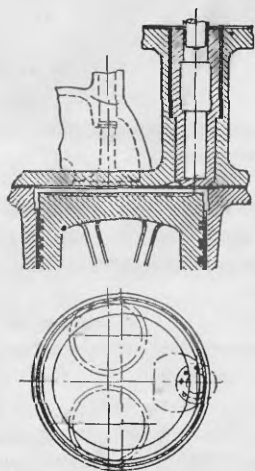


Фиг. 251. Вихревая камера, расположенная в блоке цилиндра.



Фиг. 252. Схема органов смесеобразования предкамерного двигателя.

приближении поршня к в. м. т. во время хода сжатия. Вследствие получающегося уменьшения проходного сечения канала увеличиваются скорость перетекающего воздуха и интенсивность вихреобразования.



Фиг. 253. Предкамера, смещенная с оси цилиндра.

Предкамерное смесеобразование. При предкамерном смесеобразовании для распределения топлива по заряду воздуха используются потоки, создающиеся при перетекании части заряда из цилиндра в предкамеру во время хода сжатия и из предкамеры в цилиндр во время хода расширения. Как правило, эти потоки создают неорганизованную турбулентность. Объем предкамеры выполняется относительно малым и составляет 25—37% от полного объема камеры сгорания. Топливо впрыскивается в предкамеру (фиг. 252). Вследствие того, что в камере находится лишь часть воздушного заряда, топливо при больших нагрузках полностью сгореть в ней не может. Получающееся как результат сгорания части топлива повышение давления в предкамере вызывает истечение продуктов сгорания вместе с еще несгоревшим топливом в надпоршневое пространство цилиндра и интенсивную турбулизацию заряда в нем. Это создает хорошее перемешивание топлива с воздухом, находящимся в цилиндре.

Проходное сечение каналов, соединяющих цилиндр с предкамерой, выполняется таким, чтобы во время хода сжатия и во время хода расширения между цилиндром и камерой создавался значительный перепад давления (до 6—8 кг/см<sup>2</sup> при ходе сжатия), вызывающий истечение газов со значительной скоростью.

Для лучшего распределения топлива в заряде воздуха в надпоршневом пространстве цилиндра предкамеру в большинстве случаев снабжают несколькими каналами, расположенными так, чтобы направление струй, выходящих из предкамеры, согласовывалось с формой камеры над поршнем, в ре-

зультате чего улучшается смесеобразование. Из этих соображений наиболее рациональным является осевое расположение предкамеры, которое чаще всего встречается в стационарных двигателях. Такое расположение предкамеры, однако, стесняет размещение клапанов в четырехтактных двигателях, что ухудшает наполнение цилиндра, особенно при высоких скоростных режимах. Поэтому в транспортных двигателях чаще встречается смещенное расположение предкамеры (фиг. 253). При этом соединительные отверстия должны быть расположены неравномерно по окружности и размеры отверстий должны соответствовать количеству воздуха, находящегося перед каждым из них.

Перетекание продуктов сгорания вместе с топливом из предкамеры в цилиндр вызывает дополнительное распыливание топлива, поэтому давление впрыска может быть умеренным (80—150 кг/см<sup>2</sup>).

Значительный перепад давления между надпоршневым пространством и предкамерой во время ходов сжатия и расширения и разница в температурах в этих объемах не позволяют распространять уравнение состояния на весь заряд цилиндра, что чрезвычайно затрудняет термодинамическое изучение процессов и их расчет.

Качество смесеобразования в двигателе предкамерного типа зависит от энергии, затрачиваемой на перемешивание топлива с воздухом. Качество смесеобразования в предкамере определяется кинетической энергией газа, поступающего в предкамеру во время хода сжатия, смесеобразование же в цилиндре зависит от кинетической энергии газов, вытекающих из предкамеры во время хода расширения. Для работы с малым коэффициентом избытка воздуха заряда эта энергия должна быть не менее определенной величины, вместе с тем избыточное количество этой энергии, связанное с затратой работы, ведет к ухудшению экономичности рабочего цикла, не компенсируемого улучшением использования воздуха заряда.

Задачей рационального конструирования органов предкамерного смесеобразования является, таким образом, нахождение таких соотношений объемов, проходных сечений и форм камер сгорания, которые, обеспечивая достаточно хорошее смесеобразование, не вызывают чрезмерных затрат энергии на создание вихревых движений заряда.

Кинетическая энергия газа, перетекающего из цилиндра в предкамеру и обратно, может быть определена приближенно по индикаторным диаграммам с надпоршневой полости и предкамеры.

Кинетическая энергия газа, проходящего через соединительный канал предкамеры за элемент времени  $dt = \frac{d\varphi}{6n}$ ,

$$dE = \frac{w^2}{2g} dG,$$

причем

$$dG = \mu f w \gamma dt = \frac{\mu f w \gamma d\varphi}{6n},$$

где  $\gamma$  — удельный вес газа в сечении, для которого определяется скорость  $w$ .

Для обычных в предкамерах отверстий постоянной величины по длине скорость и удельный вес могут быть взяты для выходного сечения отверстия.

Следовательно,

$$dE = \frac{\mu f w^3 \gamma d\varphi}{12gn}$$

и вся энергия протекающего газа

$$E = \frac{Hf}{12gn} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \omega^3 \gamma d\varphi.$$

Пределы интегрирования следует брать в соответствии с положениями кривошипа в начале и конце рассматриваемого процесса.

Если  $p_u$  и  $p_k$  — текущие значения давлений соответственно в цилиндре и предкамере, а  $T_z$  — температура газа на выходе из отверстий, то

$$\gamma = \frac{p_k}{RT_z}.$$

При повышении давления в цилиндре вследствие сжатия до давления  $p_u$  при процессе изменения состояния в нем по политропе с показателем  $m_{cu}$ \* температура поднимается до

$$T_u = T_a \left( \frac{p_u}{p_a} \right)^{\frac{m_{cu}-1}{m_{cu}}},$$

где  $p_a$  и  $T_a$  — давление и температура в цилиндре в начале сжатия.

Понижение давления с  $p_u$  до  $p_k$  во время перетекания из цилиндра в предкамеру связано с понижением температуры, так что

$$T_z = T_u \left( \frac{p_k}{p_u} \right)^{\frac{m_c-1}{m_c}} = T_a \left( \frac{p_u}{p_a} \right)^{\frac{m_{cu}-1}{m_{cu}}} \left( \frac{p_k}{p_u} \right)^{\frac{m_c-1}{m_c}},$$

где  $m_c$  — показатель процесса истечения через соединительный канал предкамеры.

Таким образом,

$$\gamma = \frac{p_k}{RT_a} \left( \frac{p_a}{p_u} \right)^{\frac{m_{cu}-1}{m_{cu}}} \left( \frac{p_u}{p_k} \right)^{\frac{m_c-1}{m_c}}.$$

Если принять  $m_{cu} = m_c$ , то

$$\gamma = \frac{p_k}{RT_a} \left( \frac{p_a}{p_k} \right)^{\frac{m_c-1}{m_c}} = \frac{1}{RT_a} p_a^{\frac{m_c-1}{m_c}} p_k^{\frac{1}{m_c}}.$$

Скорость перетекающего газа

$$\omega = \sqrt{2g \frac{m_c}{m_c-1} RT_u \left[ 1 - \left( \frac{p_k}{p_u} \right)^{\frac{m_c-1}{m_c}} \right]}.$$

\* Этот показатель отличен от показателя линии сжатия в цилиндре, записываемой индикатором так как процесс протекает с переменным количеством газа.

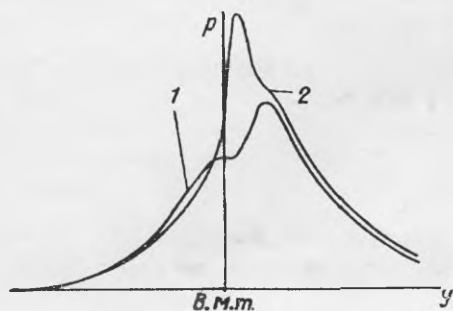
Если подставить в это выражение приведенную выше связь между текущими давлениями и температурой в цилиндре и начальными параметрами процесса сжатия, то

$$\omega = \sqrt{2g \frac{m_c}{m_c - 1} RT_a \left(\frac{p_u}{p_a}\right)^{\frac{m_{cu}-1}{m_{cu}}} \left[1 - \left(\frac{p_k}{p_u}\right)^{\frac{m_c-1}{m_c}}\right]}$$

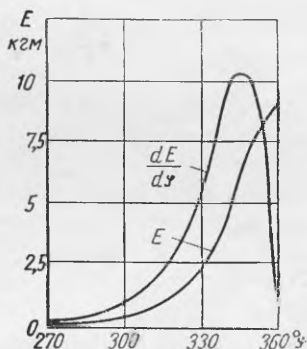
или, если принять  $m_{cu} = m_c$ ,

$$\omega = \sqrt{2g \frac{m_c}{m_c - 1} RT_a \left[ \left(\frac{p_u}{p_a}\right)^{\frac{m_c-1}{m_c}} - \left(\frac{p_k}{p_a}\right)^{\frac{m_c-1}{m_c}} \right]}$$

Как видно, все переменные, входящие в подинтегральную функцию энергии перетекания, выражены через давления в цилиндре и предкамере.



Фиг. 254. Индикаторная диаграмма цилиндра и предкамеры:  
1 — давление в цилиндре; 2 — давление в предкамере



Фиг. 255. Энергия вихреобразования в предкамере за процесс сжатия.

Следовательно, зная из индикаторных диаграмм изменение давления в цилиндре и предкамере во время сжатия, можно построить подинтегральную функцию

$$\frac{dE}{d\varphi} = \frac{\mu \Gamma \omega^3 \gamma}{12gn}$$

в зависимости от угла поворота кривошипа и, графически проинтегрировав эту функцию, определить энергию смесеобразования в предкамере за ход сжатия.

На фиг. 254 для примера приведена индикаторная диаграмма, снятая с цилиндра и предкамеры, а на фиг. 255 — диаграмма изменения величин  $\frac{dE}{d\varphi}$  и  $E$  для хода сжатия.

Определение энергии смесеобразования во время ходов сгорания и расширения затрудняется тем, что определение температуры в предкамере может быть сделано только приближенно в результате определенных допущений.

В выражении для энергии перетекания, так как истечение происходит из камеры в цилиндр,

$$\gamma = \frac{p_u}{RT_2},$$

причем

$$T_z = T_k \left( \frac{p_u}{p_k} \right)^{\frac{m_p - 1}{m_p}},$$

где  $m_p$  — показатель процесса истечения из предкамеры в цилиндр. Следовательно,

$$\gamma = \frac{p_u}{RT_k} \left( \frac{p_k}{p_u} \right)^{\frac{m_p - 1}{m_p}}.$$

Скорость перетекающего газа в этом случае

$$\omega = \sqrt{2g \frac{m_p}{m_p - 1} RT_k \left[ 1 - \left( \frac{p_u}{p_k} \right)^{\frac{m_p - 1}{m_p}} \right]}.$$

Из этих выражений видно, что энергия перетекающего газа определяется давлением в цилиндре и предкамере и температурой в предкамере. Наличие индикаторных диаграмм, снятых с цилиндра и предкамеры, и кривой температуры в предкамере позволяет аналогичным изложенному выше методом определить кинетическую энергию перетекающего газа, создающую в цилиндре турбулизацию заряда.

По ориентировочным подсчетам, сделанным с допущениями о характере процесса в цилиндре и предкамере, можно судить о величине энергии перетекания.

Эти подсчеты показывают, что суммарная энергия смесеобразования (во время ходов сжатия и расширения) велика и превышает значения, получающиеся при пневматическом распыливании топлива, причем энергия во время хода расширения больше, чем при ходе сжатия. Этой энергии достаточно для получения интенсивной турбулизации и хорошего перемешивания топлива с воздухом заряда.

Перепад давления между цилиндром и предкамерой при ходе сжатия зависит от числа оборотов коленчатого вала двигателя. Вместе с тем, перепад давления между предкамерой и цилиндром в начале хода расширения, как определяющийся в основном сгоранием топлива в предкамере, мало зависит от скоростного режима двигателя. Уменьшение перепада давления между предкамерой и цилиндром после окончания сгорания вследствие уменьшения числа оборотов вала мало влияет на энергию смесеобразования в цилиндре, так как эта часть энергии составляет лишь незначительную часть полной энергии смесеобразования при ходе расширения. Кроме того, турбулизация во время хода расширения после окончания основного процесса истечения газов из предкамеры не имеет существенного значения для протекания сгорания в цилиндре, так как последний процесс уже в основном закончен.

Эти соображения приводят к выводу, что процесс вихреобразования, имеющий наибольшее влияние на смесеобразование и сгорание, а именно, процесс, вызываемый истечением газов вместе с топливом, не сгоревшим в предкамере, в начале хода расширения под влиянием значительного перепада давления, вызванного вспышкой в предкамере, мало зависит от скоростного режима двигателя. Это делает предкамерные двигатели малочувствительными к изменению скоростного режима.

Большая энергия смесеобразования, вызывающая хорошее перемешивание топлива с зарядом воздуха, позволяет осуществлять процесс предка-

мерного двигателя с удовлетворительным сгоранием при малых значениях коэффициента избытка воздуха.

Однако затрата энергии на необратимые процессы перетекания из цилиндра в предкамеру и обратно уменьшает экономичность процесса. В том же направлении влияют развитие поверхностей камеры сгорания и интенсивное турбулентное движение заряда на том участке цикла, на котором разность температур газов и стенки достигает максимума; оба эти фактора усиливают теплообмен между газом и стенками. Поэтому эффективный удельный расход топлива предкамерных двигателей при прочих равных условиях выше, чем двигателей с камерами ранее описанных типов.

Пониженная экономичность цикла влияет также на величину получающегося среднего индикаторного и эффективного давления. Несмотря на возможность работы с малым коэффициентом избытка воздуха, среднее эффективное давление при качественном протекании процесса (бездымном выпуске) в предкамерных двигателях автотракторного типа удается довести до  $6,5-6,8 \text{ кг/см}^2$ .

Усиленный теплообмен между зарядом цилиндра и его стенками влияет особенно сильно при пуске холодного двигателя, вследствие этого условия пуска предкамерного двигателя особенно неблагоприятны. Даже при нормальной температуре атмосферного воздуха пуск предкамерного двигателя без особых мероприятий, улучшающих условия получения первых вспышек, представляет большие трудности или даже невозможен. Поэтому предкамерные двигатели транспортного типа снабжаются особыми пусковыми приспособлениями. Чаще всего в предкамере устанавливают спираль, нагреваемую перед пуском электрическим током в течение  $40-50$  сек., или в камеру перед пуском вводят патрон с тлеющей плотной бумагой.

Дросселирование в соединительных каналах предкамеры сильно замедляет повышение давления в надпоршневом пространстве. Наиболее резкое и значительное повышение давления при сгорании происходит в предкамере, но оно не передается на поршень. Максимальное давление в цилиндре при работе без наддува часто не превышает  $45-50 \text{ кг/см}^2$ . Вследствие этого кривошипно-шатунный механизм предкамерного двигателя работает в относительно благоприятных условиях. Работа двигателя на слух мягкая. Поэтому предкамерный метод смесеобразования соответствует требованиям работы транспортных двигателей. Малая чувствительность процесса к изменению скоростного режима позволяет эксплуатировать предкамерные двигатели в широком диапазоне чисел оборотов.

Важным преимуществом двигателей с предкамерным смесеобразованием является возможность работы его на топливе более низкого качества.

**Воздушно-камерное смесеобразование.** Воздушно-камерный метод смесеобразования на первых этапах (1930—1933 гг.) развития транспортных двигателей с воспламенением от сжатия имел весьма большое распространение. Этот метод смесеобразования позволил резко повысить номинальный скоростной режим и, вместе с тем, обеспечить качественное протекание рабочих процессов в широком диапазоне изменения чисел оборотов коленчатого вала. Однако появление новых методов смесеобразования (вихревые камеры, использование вихревых потоков при неразделенных камерах) и совершенствование ранее разработанных методов (предкамера) привели к тому, что в настоящее время показатели двигателей с рассматриваемым методом смесеобразования стали неудовлетворительными. В настоящее время лишь в небольшом количестве типов двигателей применяется воздушно-камерное смесеобразование.

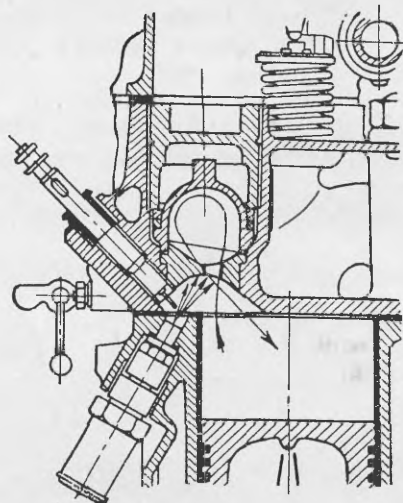
Органы смесеобразования воздушно-камерного двигателя показаны на фиг. 256. Камера, объем которой составляет около 70% общего объема сжатия, расположена в головке. Камера соединена с цилиндром горловиной, образованной двумя усеченными конусами, сложенными меньшими основаниями. Форсунка направляет струю топлива к горловине со стороны цилиндра.

Во время хода сжатия происходит перетекание газов из цилиндра в камеру. Этот поток увлекает первые порции топлива, подаваемые форсункой. Вспышка этого топлива в камере вызывает повышение давления в ней, вследствие чего меняется направление потока газа, и

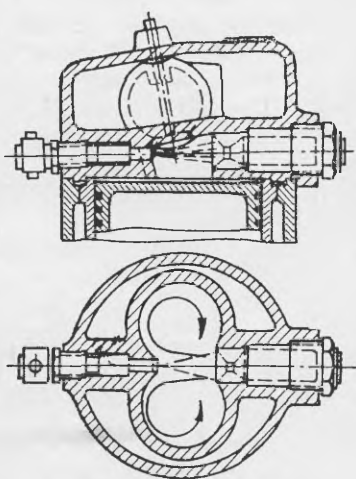
дальнейшее горение может происходить в горловине. Поток газов из камеры в надпоршневое пространство после перехода поршнем в. м. т. поддерживается перемещением последнего.

Характерным в протекании процесса является то, что к концу сгорания к камере должно оставаться некоторое количество неиспользованного воздуха. Двигатели этого типа должны работать со значительным коэффициентом избытка воздуха и соответственно пониженным средним индикаторным и эффективным давлениями.

Некоторое, хотя и ограниченное распространение, имеют методы смесеобразования, являющиеся дальнейшим развитием принципов воздушно-камерного смесеобразования.



Фиг. 256. Воздушная камера с осью параллельной оси цилиндра.



Фиг. 257. Воздушная камера с осью перпендикулярной к оси цилиндра.

Так, для примера на фиг. 257 изображена камера, характеризующаяся уменьшенным объемом отделенного пространства и созданием закономерного вихревого движения в надпоршневом пространстве во время расширения. Клапаны расположены в днище углубления в головке, имеющего вид восьмерки. Горизонтально расположенная форсунка направляет струю топлива через суженную часть углубления к отверстию камеры, ось которой также горизонтальна и объем составляет  $\sim 20\%$  от полного объема камеры сгорания.

В конце хода сжатия впрыскивание топлива вследствие направления струи к соединительному отверстию и перетекания заряда увлекается в камеру. Вспышка в последней создает перепад давления, вызывающий интенсивное перетекание из камеры в надпоршневое пространство, форма которого способствует образованию закономерного кругового движения в каждой из выемок под клапанами, что улучшает смесеобразование.

## РЕЖИМЫ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

### § 1. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Двигатель внутреннего сгорания может работать при различных числах оборотов коленчатого вала. Ограничителями диапазона возможных скоростных режимов могут быть различные факторы. Максимальное допустимое число оборотов вала может быть ограничено, например, условиями качественного протекания рабочих процессов двигателя, возрастанием инерционных усилий, снижением коэффициента наполнения, термическим перенапряжением деталей, подвергающихся воздействию пламени, и рядом других факторов. Минимальный возможный скоростной режим определяется условием устойчивой работы двигателя.

На каждом скоростном режиме крутящий момент двигателя может меняться от нуля (холостой ход) до максимального момента, который может развивать двигатель. Поэтому совокупность возможных режимов двигателя (поле возможных режимов) в координатах, где по оси абсцисс отложено число оборотов, а по оси ординат — мощность или крутящий момент двигателя, изображается некоторой площадью. Мощность или крутящий момент двигателя при заданном числе оборотов вала изменяют путем перестановки органа управления. Таким органом в карбюраторном двигателе является дроссельная заслонка, а в двигателях с воспламенением от сжатия — деталь топливного насоса, при помощи которой изменяется подача топлива за цикл. Все поле возможных режимов двигателя можно представить себе заполненным линиями, представляющими зависимость между мощностью или крутящим моментом двигателя и числом оборотов вала при различных положениях органа управления. В качестве примера на фиг. 258 показан соответствующий график для карбюраторного двигателя. Каждая из приведенных кривых 1—5 соответствует определенному положению дроссельной заслонки.

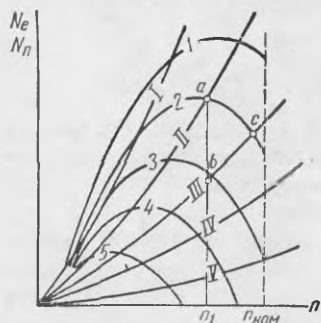
Механическая энергия, отдаваемая двигателем, используется для тех или иных целей. Например, при работе на электростанции потребителем энергии двигателя является электрогенератор, который, преобразовав полученную энергию в электрическую, через сеть распределяет ее в места непосредственного ее использования. Потребитель (электрогенератор) также может работать при различных числах оборотов его вала, при этом меняется количество поглощаемой им энергии. При каждом числе оборотов вала поглощаемая генератором мощность зависит от общего сопротивления внешней электросети.

В случае работы двигателя на автомобиле вырабатываемая им энергия используется для перемещения автомобиля. При обычных схемах трансмиссии автомобиля скорость вращения колес, связанных через сцепление с валом двигателя, примерно пропорциональна скорости движения авто-



мобиля, от которой зависит сопротивление движению автомобиля. Поэтому мощность, затрачиваемая на движение при определенном состоянии пути (уклон дороги, сила и направление ветра относительно направления движения, качество покрытия дороги и т. д.), зависит от числа оборотов приводного вала трансмиссии. В зависимости от состояния пути на каждой скорости движения сопротивление может меняться, вследствие чего меняется и потребляемая автомобилем мощность.

В общем случае свойства потребителя могут характеризоваться совокупностью линий, представляющих связь между потребляемой мощностью и числом оборотов приводного вала при различных условиях работы (например, различных сопротивлениях внешней сети электрогенератора или раз-



Фиг. 258. Характеристики двигателя и потребителя.

личных уклонах и состояниях пути, по которому движется автомобиль). Примерный вид такого графика показан на фиг. 258 пятью линиями I—V зависимости мощности потребителя от числа оборотов при различных условиях его работы.

Установившимся режимом называется такой режим работы двигателя, при котором параметры его работы (число оборотов, крутящий момент, мощность и другие показатели) на рассматриваемом участке времени постоянны<sup>1</sup>. Такой режим работы возможен только в том случае, когда мощность двигателя и потребителя равны. При непосредственной связи двигателя с потребителем, если число оборотов вала потребителя равно числу оборотов вала двигателя, режимы работы могут быть найдены на-

ложением графика потребителя на график двигателя (фиг. 258). Точка пересечения любой кривой графика двигателя с любой кривой графика потребителя определяет один из возможных установившихся режимов работы системы. На каждом заданном режиме орган управления двигателя находится в определенном положении, а потребитель работает при определенных условиях. Поэтому из всех линий, характеризующих работу двигателя и потребителя, имеют значение только две, соответствующие заданным условиям (например, кривая 2 для двигателя и кривая II для потребителя). В этом случае режим определяется точкой a. Если изменятся условия работы потребителя (изменится, например, сопротивление внешней сети электрогенератора, сопротивление и уклон дороги для автомобиля), то соотношение между мощностью, поглощаемой потребителем, и числом оборотов также изменится и будет характеризоваться другой кривой (например, кривой III). При ранее установившемся числе оборотов баланс энергии, отдаваемой двигателем и поглощаемой потребителем, нарушится, избыток мощности, представляемый отрезком ab, будет затрачиваться на увеличение кинетической энергии системы, связанное с повышением числа оборотов, до тех пор, пока вновь не восстановится баланс энергии в точке c, которая будет характеризовать новый установившийся режим. Аналогично происходит переход с одного режима на другой при изменении положения органа управления двигателя.

В некоторых случаях потребитель имеет однозначную связь между потребляемой мощностью и числом оборотов. Примером может служить

<sup>1</sup> В данном случае рассматриваются средние значения за цикл. Небольшие изменения этих параметров в пределах одного цикла в связи с неравномерностью крутящего момента двигателя и потребителя, а также случайные небольшие их отклонения от среднего значения во внимание не принимаются.

гребной винт постоянного шага, работающий в среде постоянной плотности. В этом случае связь между моментом, необходимым для вращения винта, и числом его оборотов с достаточной точностью представляется квадратичной зависимостью  $M_n = bn^2$ , а мощность — кубической параболой  $N_n = \frac{M_n n}{716,2} = an^3$ .

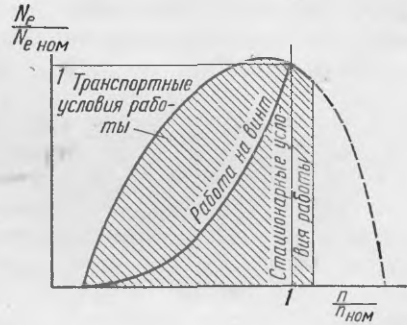
Все установившиеся режимы работы двигателя на винт должны представляться той же параболой, а точки графика двигателя, не лежащие на ней, могут представлять работу двигателя лишь при переходе с одного режима на другой.

Во многих случаях требуется постоянство числа оборотов вала первичного потребителя энергии двигателя. Так, например, при работе двигателя на электрогенератор, питающий сеть, в которую включены электродвигатели и осветительные установки, требуется, чтобы независимо от количества потребляемой энергии (нагрузки) напряжение тока поддерживалось примерно постоянным. Это достигается поддержанием в практически достижимом интервале постоянного числа оборотов. Постоянства числа оборотов требует в ряде случаев также привод машин, например, компрессоров, насосов и т. д. Как видно из фиг. 258, различные мощности при том же числе оборотов получаются при различных положениях органа управления. Поддержание скоростного режима достигается установкой на двигателе регулятора, реагирующего на изменение числа оборотов и переставляющего орган управления двигателя так, чтобы новый установившийся режим получался при почти постоянном числе оборотов.

Такие условия работы двигателя называются стационарными. На графике, на котором по оси абсцисс отложено относительное число оборотов  $\frac{n}{n_{ном}}$  (отношение данного числа оборотов к номинальному), а по оси ординат — относительная мощность  $\frac{N_\epsilon}{N_{\epsilon ном}}$  (отношение данной мощности к номинальной), все возможные рабочие режимы двигателя в стационарных условиях работы могут быть изображены вертикальной линией, проходящей через значение абсцисс  $\frac{n}{n_{ном}} = 1$ . Конечной точкой этой прямой является значение относительной мощности, соответствующее максимальной мощности, которую может развить двигатель при заданном скоростном режиме (фиг. 259). Обычно для двигателя, используемого в стационарных условиях, номинальная мощность назначается так, чтобы он имел возможность воспринимать кратковременную перегрузку, т. е. развивать мощность больше номинальной (на 10—15%).

Работа на режимах, не укладывающихся на данной прямой, является для двигателя не характерной. Такие режимы возможны, например, при пуске, когда происходит разгон двигателя от числа оборотов, равного нулю, до номинального скоростного режима, или при резкой перегрузке, когда мощность, поглощаемая потребителями, превосходит максимальную мощность, которую может развить двигатель при номинальном числе оборотов, при этом число оборотов коленчатого вала резко снижается.

При работе на гребной винт, вращающийся в среде постоянной плотности, все рабочие установившиеся режимы двигателя укладываются на кубической параболе (фиг. 259), причем эта парабола ограничена тем зна-



Фиг. 259. Возможные установившиеся режимы работы двигателей различного назначения.

чением мощности, которое соответствует максимальной мощности при соответствующем числе оборотов, и минимальным устойчивым числом оборотов вала двигателя.

Возможные режимы работы двигателя, работающего в транспортных условиях, изображены на графике (фиг. 259) площадью, сверху ограниченной кривой, дающей связь между максимальной мощностью двигателя и числом оборотов, снизу — осью абсцисс, справа — максимально допустимым числом оборотов<sup>1</sup> и слева — кривой минимальных устойчивых чисел оборотов.

## § 2. ВНЕШНЯЯ СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ

Для оценки двигателя при работе его в различных условиях необходимо задавать зависимость показателей его работы (мощности, крутящего момента, расхода топлива и т. д.) от изменения одной из основных величин, характеризующих его режим (число оборотов, нагрузка и т. д.). Такие зависимости называются характеристиками двигателя.

Характеристики, дающие зависимость параметров работы двигателя от числа оборотов коленчатого вала, называются скоростными характеристиками.

Одной из основных характеристик является связь между максимально возможной мощностью двигателя и числом оборотов вала. Эта характеристика ограничивает поле возможных режимов двигателя и называется абсолютной внешней скоростной характеристикой мощности двигателя. Вместо мощности зависимой переменной можно также выбрать среднее эффективное давление или пропорциональный ему крутящий момент двигателя.

Согласно формулам (154) и (167),

$$p_e = 0,503 \frac{p_k}{T_k} \eta_V \frac{H_u}{L_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_m.$$

Для двигателя, работающего при определенных условиях на впуске на заданном топливе, величины, определяющие состояние свежего заряда ( $p_k$  и  $T_k$ ) и род топлива ( $H_u$  и  $L_0$ ), можно отнести к числовому коэффициенту. Вследствие этого для работы на жидком топливе

$$p_e = A \eta_V \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_m. \quad (325)$$

Из четырех переменных, входящих в это равенство, коэффициент наполнения  $\eta_V$  характеризует зарядку цилиндра,  $\frac{\eta_i}{\alpha}$  — рабочий процесс и  $\eta_m$  — относительную величину внутренних потерь энергии при передаче ее от цилиндра двигателя к потребителю.

В свою очередь,

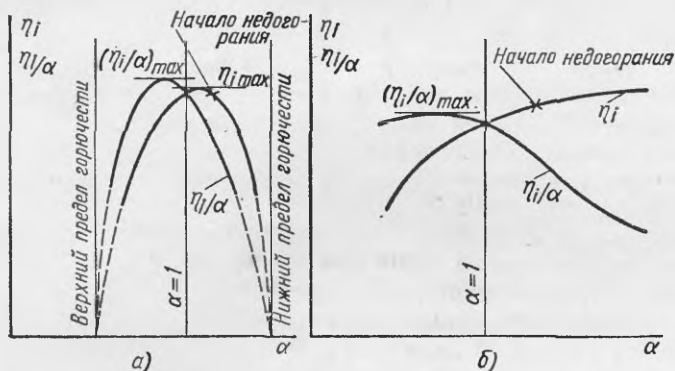
$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_m}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{A \eta_V \frac{\eta_i}{\alpha}}. \quad (326)$$

Среднее давление потерь  $p_m$  при данном числе оборотов вала мало зависит от нагрузки двигателя. При увеличении произведения  $\eta_V \frac{\eta_i}{\alpha}$  и постоянном значении  $p_m$  механический к. п. д. увеличивается. Максимальное дости-

<sup>1</sup> Если максимальное число оборотов вала не ограничено условиями прочности деталей двигателя и т. п., кривая максимальных мощностей плавно опускается до нуля (штриховая кривая на фиг. 259).

жимое значение  $p_e$ , соответствующее любой точке абсолютной внешней характеристики, определяется, таким образом, условием получения максимального значения произведения  $\eta_V \frac{\eta_i}{\alpha}$ . Коэффициент наполнения  $\eta_V$  связан с рабочим процессом двигателя (например, через подогрев заряда и давление выпуска в четырехтактном двигателе), но эта зависимость слабо выражена и, как правило, суждение о максимальном достижимом среднем эффективном давлении можно получить, рассматривая отдельно условия получения максимальных значений  $\eta_V$  и  $\eta_i/\alpha$ .

В карбюраторных двигателях мощность регулируется воздействием на коэффициент наполнения путем изменения сопротивления на впуске



Фиг. 260. Условия получения режима абсолютной внешней характеристики по рабочему процессу:

*а* — карбюраторный двигатель; *б* — двигатель с воспламенением от сжатия.

перестановкой дроссельной заслонки. Максимальный коэффициент наполнения получается в карбюраторном двигателе при полном открытии дроссельной заслонки.

Условия получения максимального отношения  $\eta_i/\alpha$  для карбюраторного двигателя показаны на фиг. 260, *а*.

Как известно, однородная смесь испаренного топлива и воздуха имеет определенные пределы горючести, вне которых смесь не горит. Эти пределы ограничивают сравнительно узкий диапазон возможных изменений коэффициента избытка воздуха карбюраторного двигателя. Кривая индикаторного к. п. д. карбюраторного двигателя стремится к нулевому значению при коэффициентах избытка воздуха, соответствующих обоим пределам горючести, достигая максимума при некотором промежуточном значении коэффициента избытка воздуха, близком к единице.

Этот максимум лежит обычно при значении  $\alpha$ , несколько большем единицы. Недогорание топлива, когда в отработавших газах появляются продукты неполного сгорания, начинает замечаться при коэффициенте избытка воздуха, большем единицы ( $\alpha = 1,03 \div 1,05$ ). Максимум же кривой  $\eta_i/\alpha$  соответствует значению  $\alpha \approx 0,85 \div 0,90$ .

Работа с небольшим недостатком воздуха не ухудшает рабочего процесса, так как скорость сгорания смеси достигает максимума при  $\alpha = 0,85 \div 0,90$ . Продукты неполного сгорания топлива в карбюраторном двигателе при не слишком большом недостатке воздуха состоят в основном из окиси углерода и водорода, бесцветных, без запаха и не дающих нагара.

Аналогичные условия получения максимального значения отношения  $\eta_i/\alpha$  получаются и для газовых двигателей. Разница заключается обычно в несколько большем диапазоне возможных коэффициентов избытка

воздуха, причем главным образом вследствие увеличения этого параметра, соответствующего нижнему пределу горючести, и смещению в том же направлении значений  $\alpha$  соответствующих максимуму индикаторного к. п. д. и максимуму отношения  $\eta_i/\alpha$ .

В двигателях с воспламенением от сжатия принцип воспламенения каплею топлива в воздухе приводит к тому, что пределов горючести практически нет. Цикл смешанного сгорания обуславливает увеличение термического к. п. д. с уменьшением количества тепла, подведенного на единицу количества рабочего тела. Поэтому кривая индикаторного к. п. д. показывает увеличение  $\eta_i$  с увеличением коэффициента избытка  $\alpha$ . Начало недогорания наблюдается при коэффициенте избытка воздуха больше, чем в карбюраторных двигателях, так как коэффициент избытка воздуха считается как средний для всего количества топлива и воздуха, участвующих в данном цикле, в то время как из-за неравномерности состава горючей смеси появление продуктов неполного сгорания обусловлено недостатком воздуха в каком-либо одном месте камеры сгорания.

С момента начала недогорания дальнейшее уменьшение коэффициента избытка воздуха, естественно, ведет к ускорению падения индикаторного к. п. д., что видно из фиг. 260, б.

В двигателях с воспламенением от сжатия неполнота сгорания в основном выражается появлением в отработавших газах сажи, дающей темную окраску газам. Отработавшие газы двигателя, работающего при неполном сгорании, обладают неприятным запахом, загрязняют атмосферу и, кроме того, представляют опасность для двигателя из-за отложений нагара в камере сгорания и возможности перегрева, так как процесс сгорания в этом случае захватывает значительную часть хода расширения.

Работу двигателя в эксплуатации с явно выраженным дымным выпуском — недогоранием допускать нельзя. Поэтому, хотя отдельные точки абсолютной внешней характеристики и могут быть получены при экспериментах, в обычных эксплуатационных условиях нагрузочный режим до абсолютной внешней характеристики доводиться не должен, и последнюю необходимо рассматривать как лежащую за пределами эксплуатационных рабочих режимов.

Дополнительными условиями получения абсолютной внешней характеристики являются наименее выгодные значения всех остальных параметров, влияющих на работу двигателя, как, например, опережение зажигания или впрыска, температура охлаждающего агента и т. д.

Таким образом, абсолютная внешняя характеристика может быть рабочей для карбюраторных двигателей, и в эксплуатационных условиях нет принципиальных причин, которые препятствовали бы работе двигателя на режимах, определяющих ее, в то же время назначать двигателю с воспламенением от сжатия в эксплуатационных условиях режимы, соответствующие абсолютной внешней характеристике, не следует.

В эксплуатации и при экспериментах поддержание оптимальных значений всех параметров, определяющих абсолютную внешнюю характеристику, крайне затруднительно.

Для практического использования двигателя имеет значение знание зависимости максимальной мощности двигателя или среднего эффективного давления от числа оборотов вала без обеспечения получения оптимальных значений второстепенных факторов (опережение зажигания или впрыска, температура охлаждающей воды и т. п.), но при соблюдении основного условия, определяющего получение максимальной мощности (например, полное открытие дроссельной заслонки в карбюраторных двигателях). Такие характеристики называются эксплуатационными внешними скоростными характеристиками двигателя

или, короче, внешними скоростными характеристиками.

Практически возможным пределом уменьшения коэффициента избытка воздуха в двигателях с воспламенением от сжатия следует рассматривать появление явно выраженных признаков ухудшения протекания процесса, чаще всего выражающегося появлением дыма в отработавших газах (недогорание топлива).

Если по оси ординат нанести мощности или средние эффективные давления, соответствующие появлению дыма в отработавших газах, а по оси абсцисс число оборотов вала двигателя, то полученную кривую можно назвать скоростной характеристикой предела дымления.

Вид абсолютной внешней характеристики и характеристики предела дымления двигателя с воспламенением от сжатия определяется характером изменения величин  $\eta_V$ ,  $\eta_i/\alpha$  и  $\eta_m$  с изменением числа оборотов вала.

Величина отношения  $\eta_i/\alpha$ , соответствующая условию абсолютной внешней характеристики или характеристики предела дымления, с изменением скоростного режима обычно меняется в сравнительно узких пределах, со слабо выраженным максимумом в пределах рабочих скоростных режимов. В двигателях с воспламенением от сжатия пределы изменения величины  $\eta_i/\alpha$  больше, чем у карбюраторных двигателей. Коэффициент наполнения двигателя  $\eta_V$  зависит в основном от скорости газов при впуске и выпуске<sup>1</sup>. Чем выше скорость, тем меньше коэффициент наполнения. Только при малом числе оборотов вала можно наблюдать некоторое повышение коэффициента наполнения с увеличением числа оборотов, объясняющееся несоответствием фактических фаз распределения оптимальным на этом скоростном режиме.

Кривая коэффициента наполнения для условий рассматриваемых характеристик показана на фиг. 261.

В выражении для механического к. п. д. (326) среднее давление внутренних потерь  $p_m$  растет с увеличением числа оборотов, в то время как произведение, стоящее в знаменателе второго члена правой части уравнения, согласно предыдущему, уменьшается с повышением скоростного режима. Отсюда ясно, что и величина механического к. п. д. должна также уменьшаться с увеличением числа оборотов.

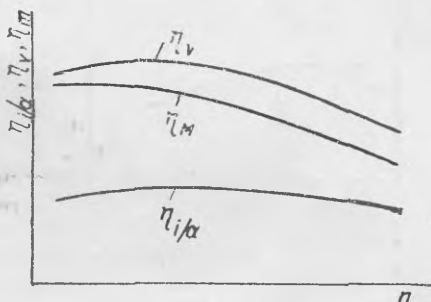
Таким образом, из уравнения (325) следует, что среднее эффективное давление  $p_e$  уменьшается с повышением скоростного режима, причем только при малых числах оборотов может наблюдаться некоторое его увеличение.

Соответствующие изменения давления  $p_e$  по абсолютной внешней характеристике и характеристике предела дымления нанесены на фиг. 262.

Зная зависимость  $p_e = f(n)$ , можно найти связь мощности с числом оборотов, так как

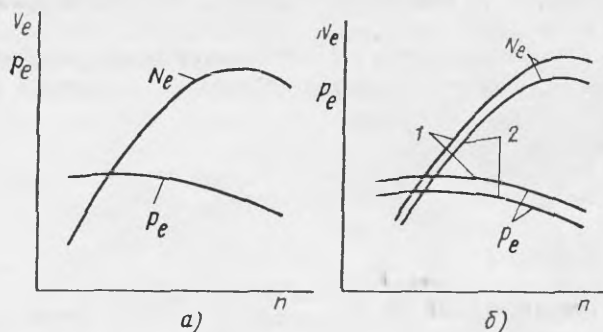
$$N_e = \frac{p_e V_h n}{225\tau} = \frac{A \eta_V \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_m V_h n}{225\tau} = B \eta_V \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_m n. \quad (327)$$

<sup>1</sup> Дальнейшие рассуждения приведены для четырехтактных двигателей, как имеющих преимущественное применение на транспортных машинах.



Фиг. 261. Зависимость коэффициента наполнения механического к. п. д. и фактора  $\eta_i/\alpha$  при работе по абсолютной внешней характеристике.

Из этой формулы следует, что мощность растет с увеличением числа оборотов только до тех пор, пока влияние увеличения числа оборотов сильнее, чем влияние падения среднего эффективного давления. Так как с некоторого числа оборотов среднее эффективное давление начинает падать и тем быстрее, чем больше число оборотов, то должен получаться скоростной режим, при котором мощность достигает максимума. В карбюраторных автомобильных двигателях (фиг. 262) этот максимум обычно соответствует числу оборотов, несколько меньшему номинального. Абсолютные внешние характеристики мощности и среднего эффективного давления и соответствующие характеристики



Фиг. 262. Внешние характеристики:

*a* — карбюраторный двигатель; *б* — двигатель с воспламенением от сжатия; 1 — абсолютная характеристика; 2 — характеристика предела дымления.

ствующие характеристики предела дымления для двигателей с воспламенением от сжатия нанесены на фиг. 262, б.

Изменение условий работы карбюраторного двигателя при переходе от абсолютной внешней характеристики к эксплуатационной обычно не настолько значительно, чтобы резко изменить характер протекания соответствующих кривых. Эксплуатационная внешняя скоростная характери-

стика, как правило, имеет тот же вид, что и абсолютная внешняя характеристика, но лежит несколько ниже ее.

В двигателях с воспламенением от сжатия водитель воздействует на подачу только топливного насоса. Топливные насосы этих двигателей, как правило, подбираются со значительным запасом (обычно двойным). Если не принять особых мер, водитель может нажатием на педаль установить подачу топлива в цилиндр в количестве, намного превышающем то, которое может полностью сгореть. Поэтому в транспортных двигателях механически ограничивают перемещение регулирующего органа насоса в сторону увеличения подачи путем установки упора<sup>1</sup>.

Таким образом, максимальные мощность и среднее эффективное давление двигателя, которые могут быть достигнуты в условиях эксплуатации, получаются при установке регулирующего органа на упоре в неизменном положении. Этим условием определяется эксплуатационная внешняя скоростная характеристика транспортного двигателя с воспламенением от сжатия.

Изменение подачи топлива на цикл при фиксированном положении регулирующего органа зависит от свойств топливного насоса и топливоподающей системы в целом. В настоящее время большая часть транспортных двигателей снабжается топливоподающей аппаратурой, характеризующейся тем, что при постоянном положении регулирующей рейки подача насоса несколько растет с увеличением числа оборотов вала.

Вид эксплуатационной внешней характеристики двигателя с воспламенением от сжатия легче выяснить, если ввести в уравнение (325)

<sup>1</sup> В карбюраторных двигателях также предусмотрен упор, препятствующий повороту дроссельной заслонки за положение, соответствующее полному ее открытию.

величину весовой подачи топлива на цикл, пользуясь соотношением

$$\alpha = \frac{\eta_V V_H \gamma_0}{\Delta g t_0},$$

где  $\gamma_0$  — удельный вес воздуха в условиях окружающей среды;  
 $l_0$  — теоретически необходимое количество воздуха в кг/кг.

Подстановка последнего выражения в уравнение (325) дает

$$p_e = C \Delta g \eta_i \eta_m. \tag{328}$$

В этом выражении величины, постоянные для данного двигателя, работающего на определенном топливе при заданных условиях окружающей среды, вместе с коэффициентом  $A$  объединены новой постоянной  $C$ .

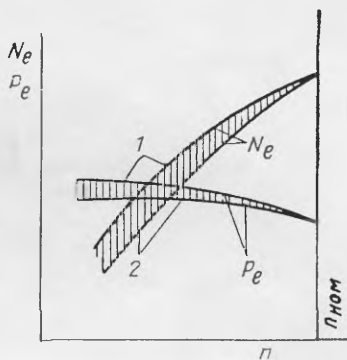
Из формулы (328), в которой величина  $\Delta g$  при работе по внешней характеристике, как правило, несколько возрастает с увеличением числа оборотов, а  $\eta_i$  (так как по условию все точки разбираемой характеристики лежат в области полного сгорания топлива) может меняться лишь в узких пределах, следует, что и величина  $p_e$  должна иметь меньшие изменения с изменением числа оборотов, чем при работе двигателя по абсолютной внешней характеристике или по характеристике предела дымления. Соответственно и эксплуатационная внешняя характеристика мощности имеет меньшую выпуклость, чем характеристика предела дымления, и в большинстве случаев до максимума не доходит. Типичный вид эксплуатационной внешней характеристики быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия показан на фиг. 263 совместно с соответствующими характеристиками предела дымления.

При работе двигателя по эксплуатационной внешней характеристике уменьшение числа оборотов вала от максимальной величины вызывает, согласно предыдущему, уменьшение количества топлива (объясняется свойствами топливного насоса) и увеличение количества воздуха (из-за увеличения коэффициента наполнения), поступающих в двигатель за цикл. В результате увеличивается коэффициент избытка воздуха, что указывает на то, что при таком изменении скоростного режима условия работы двигателя отдаляются от предела дымления, и на пониженных числах оборотов остается неиспользованной часть располагаемой мощности и среднего эффективного давления двигателя.

Неиспользованная мощность и среднее эффективное давление отмечены на фиг. 263 вертикальной штриховкой.

### § 3. ЧАСТИЧНЫЕ СКОРОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

Связь между мощностью или средним эффективным давлением двигателя и числом оборотов его вала при постоянном положении органа управления, сдвинутого в сторону уменьшения подачи топлива или смеси, называется *частичной скоростной характеристикой* двигателя.



Фиг. 263 Характеристика предела дымления и эксплуатационная внешняя характеристика двигателя с воспламенением от сжатия:

- 1 — характеристика предела дымления;
- 2 — эксплуатационная внешняя характеристика.



В двигателе с посторонним зажиганием прикрытие дроссельной заслонки увеличивает сопротивление впускной системы. Поэтому каждому положению дроссельной заслонки соответствует своя зависимость коэффициента наполнения от числа оборотов.

Приближенно связь между коэффициентом наполнения и числом оборотов при различных положениях дроссельной заслонки может быть определена из следующих соображений. Как указано выше (стр. 292), между коэффициентом наполнения  $\eta_V$  и разрежением во впускной трубе после дроссельной заслонки  $\Delta p_K$  каждого двигателя может быть принята однозначная линейная зависимость

$$\eta_V = a - b \Delta p_K. \quad (329)$$

Секундный весовой расход воздуха через дроссельную заслонку

$$G_g = \mu_{\partial} f_{\partial} \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \psi,$$

где  $\mu_{\partial}$  и  $f_{\partial}$  — коэффициент расхода и проходное сечение у дроссельной заслонки;

$p_0$  и  $v_0$  — давление и удельный объем воздуха при атмосферных условиях;

$$\psi = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}.$$

Графическая связь между величинами  $\psi$  и  $\frac{p_K}{p_0}$  дана на фиг. 95.

Для четырехтактного двигателя

$$G_g = \frac{\eta_V V_H n}{120} \gamma_g.$$

Сопоставление двух выражений для секундного расхода воздуха дает

$$\eta_V = \frac{120 \mu_{\partial} f_{\partial} \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \psi}{V_H n \gamma_g}.$$

Если ввести в последнюю формулу относительное открытие дроссельной заслонки  $\varphi = \frac{\mu_{\partial} f_{\partial}}{(\mu_{\partial} f_{\partial})_0}$  [где  $(\mu_{\partial} f_{\partial})_0$  — проходное сечение у дроссельной заслонки при полном ее открытии] и относительный скоростной режим  $\nu = \frac{n}{n_{ном}}$ , то

$$\eta_V = \frac{120 \varphi (\mu_{\partial} f_{\partial})_0 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \psi v_0}{V_H n_{ном}} = K \frac{\varphi \psi}{\nu}, \quad (330)$$

где  $K = \frac{120 (\mu_{\partial} f_{\partial})_0 \sqrt{p_0 v_0}}{V_H n_{ном}}$  — величина постоянная для данного двигателя при заданных условиях атмосферы.

Исключение из уравнений (329) и (330) величины  $\Delta p_K$  для получения функции  $\eta_V = f(\varphi, \nu)$  в алгебраической форме затрудняется сложностью связи  $\psi$  с разрежением  $\Delta p_K$ . Результаты численного подсчета показаны на фиг. 264.

Из фиг. 264 видно, что по мере прикрытия дроссельной заслонки (уменьшение параметра  $\varphi$ ) коэффициент наполнения с увеличением числа

оборотов коленчатого вала падает все резче, однако до нуля коэффициент наполнения не уменьшается, асимптотически приближаясь к этому значению при малых проходных сечениях у дроссельной заслонки.

Увеличение разрежения за дроссельной заслонкой до значения, превышающего то, при котором отношение  $p_k/p_0$  становится равным критическому, приводит к постоянству величины  $\psi = \psi_{\max}$ . В этом случае  $\eta_V = K \frac{\psi_{\max}}{v}$ , а при постоянном положении дроссельной заслонки  $\eta_V = \frac{K_1}{v}$ , где  $K_1 = K\psi_{\max}$  — новая постоянная. Вследствие этого зависимость коэффициента наполнения от числа оборотов при малых значениях  $\eta_V$  графически выражается равнобокой гиперболой.

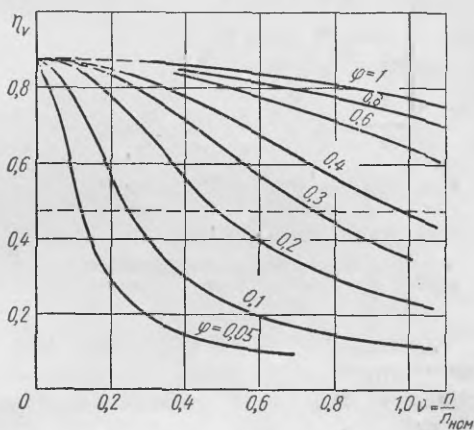
Значение  $\eta_V$ , соответствующее переходу на гиперболическую зависимость (фиг. 264), определяется по критическому отношению давлений  $\left(\frac{p_k}{p_0}\right)_{кр} = 0,528$ . Это значение  $\eta_V$  нанесено на фиг. 264 штриховой линией.

При малых числах оборотов различие в проходных сечениях у дроссельной заслонки мало отражается на коэффициенте наполнения, и при стремлении числа оборотов к нулю это влияние становится исчезающе малым, так как при наличии даже небольшого проходного сечения у дроссельной заслонки скорость воздуха в нем стремится к нулю. Поэтому кривые  $\eta_V = f(n)$  при всех положениях дроссельной заслонки стремятся к одной точке, лежащей на оси ординат (фиг. 264).

В выражении (325) влияние коэффициента наполнения по мере прикрытия дроссельной заслонки становится все более резко выраженным, определяя зависимость среднего индикаторного давления от числа оборотов.

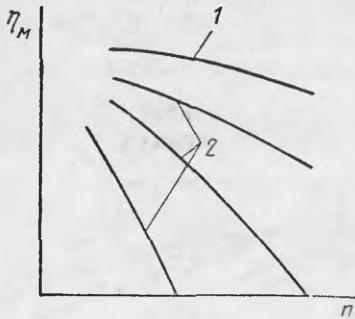
Выражение механического к. п. д. (326) показывает, что при прикрытой дроссельной заслонке величина  $\eta_m$  падает тем быстрее, чем больше она прикрыта, так как среднее давление внутренних сопротивлений так же, как и при полном открытии дроссельной заслонки, растет с увеличением числа оборотов, а знаменатель с ростом того же фактора падает и тем быстрее, чем сильнее прикрыта дроссельная заслонка. При значительно прикрытой дроссельной заслонке падение среднего индикаторного давления настолько быстро, что уже при  $n < n_{ном}$  величина  $p_m = p_i = A\eta_V \frac{\eta_i}{\alpha}$  и  $\eta_m = 0$ . Таким образом, зависимость механического к. п. д. от числа оборотов коленчатого вала при различных положениях дроссельной заслонки должна иметь вид, показанный на фиг. 265. Поэтому и зависимость среднего эффективного давления от числа оборотов при прикрытой дроссельной заслонке должна выражаться все более крутым падением по мере прикрытия дроссельной заслонки (фиг. 266). При сильно прикрытой дроссельной заслонке холостой ход ( $p_e = 0$ ) должен получаться при числах оборотов, меньших номинального. В этом случае с прикрытием дроссельной заслонки максимум мощности сдвигается в сторону меньших чисел оборотов (фиг. 267).

Режимы, при которых  $p_e = 0$ , соответствуют  $N_e = 0$ . С уменьшением числа оборотов коленчатого вала кривые при различных положениях дрос-



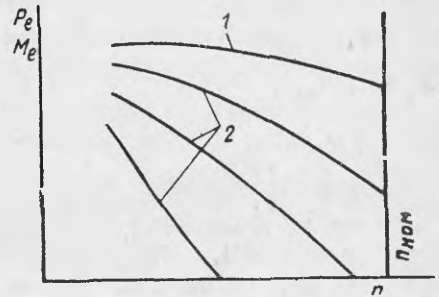
Фиг. 264. Изменение коэффициента наполнения в зависимости от положения дроссельной заслонки.

сельной заслонки должны сходиться. Следовательно, частичные характеристики мощности должны иметь вид, показанный на фиг. 267. На фиг. 268 изображены экспериментальные внешние и частичные характеристики мощности и среднего эффективного давления карбюраторного двигателя.



Фиг. 265. Изменение механического к. п. д. в зависимости от положения дроссельной заслонки:

1 — полностью открытая дроссельная заслонка; 2 — прикрытая дроссельная заслонка.

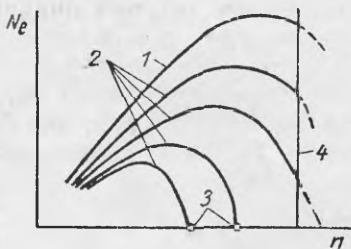


Фиг. 266. Скоростные характеристики крутящего момента и среднего эффективного давления карбюраторного двигателя:

1 — внешняя; 2 — частичная.

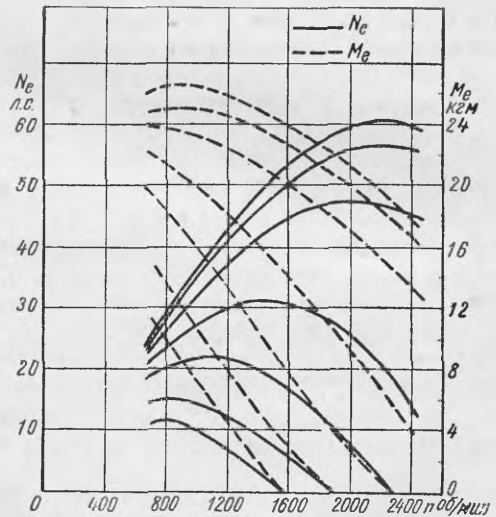
Для двигателей с воспламенением от сжатия частичные характеристики получаются при подачах  $\Delta g$  меньших, чем подачи, соответствующие внешней характеристике, вследствие смещения рейки насоса в сторону уменьшения подачи. Для каждой частичной характеристики положение рейки неизменно.

Работа с меньшими подачами топлива за цикл по сравнению с подачами, соответствующими внешней характеристике, приводит к увеличению коэффициента избытка воздуха, так как подача



Фиг. 267. Скоростные характеристики мощности карбюраторного двигателя:

1 — внешняя; 2 — частичная; 3 — режим холостого хода; 4 — номинальный режим



Фиг. 268. Экспериментальные внешняя и частичные характеристики карбюраторного двигателя.

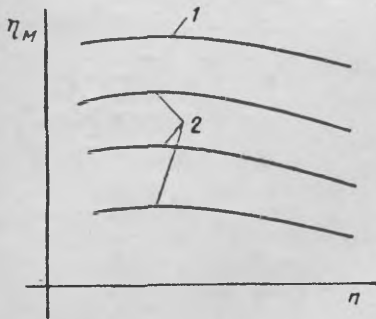
воздуха не регулируется, а уменьшение нагрузки ведет к уменьшению подогрева впускаемого воздуха, вследствие чего получается некоторое, хотя и незначительное, увеличение коэффициента наполнения. Поэтому по мере сдвига рейки топливного насоса в сторону уменьшения подачи топлива на цикл индикаторный к. п. д. должен увеличиваться, но незначительно.

У насосов, обычно применяющихся на транспортных двигателях, уменьшение подачи топлива за цикл при перемещении рейки топливного насоса не меняет характера зависимости подачи от числа оборотов. Поэтому при каждом положении рейки среднее индикаторное давление  $p_i = C\Delta g\eta_i$  может меняться лишь в узких пределах, причем могут быть случаи монотонного возрастания величины  $p_i$  с увеличением числа оборотов и случаи, когда  $p_i$  имеет в диапазоне рабочих чисел оборотов максимум.

В выражении для механического к. п. д.

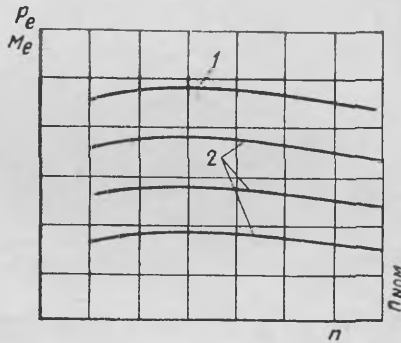
$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{C\Delta g\eta_i}$$

с увеличением  $n$  растет  $p_m$ , а величина  $p_i = C\Delta g\eta_i$  меняется в узких пределах, поэтому кривая механического к. п. д. обычно имеет вид мало выпуклой



Фиг. 269. Механический к. п. д. двигателя с воспламенением от сжатия:

1 — по внешней характеристике; 2 — по частичным характеристикам.



Фиг. 270. Скоростные характеристики крутящего момента и среднего эффективного давления двигателя с воспламенением от сжатия:

1 — внешняя характеристика; 2 — частичные характеристики.

кривой, и чем дальше сдвинута рейка в направлении выключения подачи, тем ниже лежит кривая значения  $\eta_m$  (из-за уменьшения величины  $\Delta g$ ).

Примерные кривые механического к. п. д. по внешней и частичным характеристикам двигателя с воспламенением от сжатия изображены на фиг. 269.

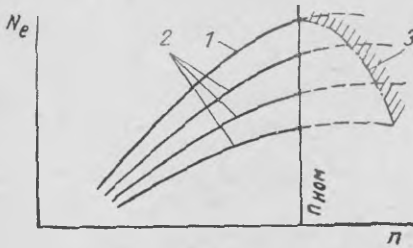
Частичные характеристики среднего эффективного давления имеют примерно то же протекание, что и соответствующая внешняя характеристика. Линии, изображающие зависимость  $p_e = j(n)$ , близки к горизонтальным с незначительным падением от некоторых максимумов как при увеличении, так и при уменьшении числа оборотов (фиг. 270).

Частичные характеристики мощности транспортного двигателя с воспламенением от сжатия имеют вид, показанный на фиг. 271.

При большинстве рабочих положений рейки насоса характеристика мощности не доходит до пересечения с осью абсцисс (холостой ход); только при положении рейки, соответствующем очень малым подачам, может получиться холостой ход при числе оборотов, лежащем в области рабочих скоростных режимов. На фиг. 272 изображены экспериментальные внешняя и две частичные характеристики мощности и среднего эффективного давления.

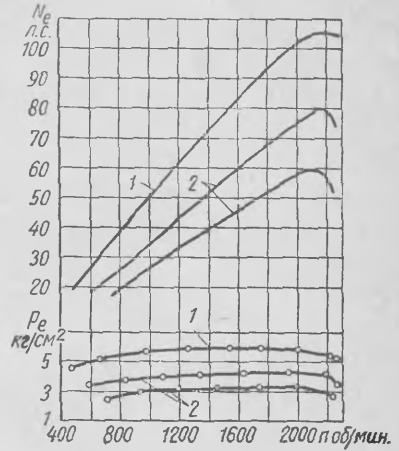
Сравнение частичных характеристик двух двигателей рассматриваемых типов показывает их значительное различие. У карбюраторных двигателей установка дроссельной заслонки в последовательных положениях, соответствующих уменьшающимся проходным сечениям для смеси, вызывает

все более крутое падение среднего эффективного давления, смещение точек максимальной мощности в сторону уменьшения скоростного режима и появление холостого хода при числе оборотов, меньшем номинального. У двигателей с воспламенением от сжатия, оборудованных насосами обычного типа, при установке рейки топливного насоса в последовательные положения, соответствующие уменьшающимся подачам топлива, кривые среднего эффективного давления смещаются почти параллельно. Характер кривых мощностей, имеющих



Фиг. 271. Скоростные характеристики мощности двигателя с воспламенением от сжатия:

1 — внешняя; 2 — частичная; 3 — граница дымления.



Фиг. 272. Экспериментальные внешняя и частичные характеристики двигателя с воспламенением от сжатия:

1 — внешняя; 2 — частичная.

вид слабо изогнутых лучей, исходящих из области начала координат и не имеющих максимумов (за исключением кривых, получающихся при очень малых подачах насоса, близких к подаче холостого хода), не изменяется. Холостой ход при числе оборотов, меньшем номинального скоростного режима, для подавляющего большинства рабочих положений рейки насоса невозможен.

#### § 4. УСТОЙЧИВОСТЬ РЕЖИМА РАБОТЫ

Реагирование двигателя на изменение режима работы потребителя зависит от закона изменения мощности или крутящего момента в зависимости от числа оборотов коленчатого вала двигателя. Чем меньше изменяется скоростной режим двигателя (или скорость транспортного агрегата в целом) при изменении сопротивления его движению (изменение уклона пути, состояние дороги и т. д.), тем легче управление им, тем реже приходится водителю воздействовать на орган управления двигателем для поддержания определенной скорости движения, тем устойчивее режим движения агрегата. Режим движения агрегата становится тем устойчивее, чем круче падает в направлении увеличения числа оборотов кривая зависимости крутящего момента двигателя от этого фактора. На фиг. 273 даны примерные кривые моментов потребителя  $M_n$ , приведенные к валу двигателя, и три вида кривых крутящего момента (1, 2 и 3) двигателя в зависимости от числа оборотов при неизменном положении органа управления.

Установившийся скоростной режим двигателя определяется условием равенства движущего момента двигателя  $M_e$  моменту потребителя  $M_n$ . Если вследствие изменения одного или нескольких факторов, определяющих общее сопротивление движения агрегата (состояние дороги, ее уклон

и т. д.), кривая моментов потребителя сместится вверх (штриховая линия), то новый скоростной режим двигателя установится из условия нового равенства момента двигателя моменту потребителя, а на фиг. 273 этот режим определится точкой пересечения новой (штриховой) кривой моментов потребителя и кривой моментов двигателя. Для кривой моментов с наибольшим отрицательным уклоном (кривая 1) указанное изменение сопротивления движению связано с изменением числа оборотов коленчатого вала двигателя на величину  $\Delta n_1$ .

При менее резко выраженном падении крутящего момента двигателя (кривая 2) изменение числа оборотов вала двигателя становится больше ( $\Delta n_2$  на фиг. 273). При некоторых условиях режим движения агрегата может становиться неустойчивым. Это получается, когда справа от точки пересечения кривая крутящих моментов двигателя имеет большие ординаты, чем кривая моментов сопротивления (кривая 3). В этом случае при некотором увеличении сопротивления движению, хотя бы очень небольшом, и при связанном с этим уменьшении числа оборотов получившийся разрыв в значениях моментов все увеличивается по мере отхода от первоначального скоростного режима, и двигатель, если только водитель не будет воздействовать на орган управления, остановится. При уменьшении сопротивления движению двигатель идет в разнос.

Как известно, крутящий момент двигателя пропорционален среднему эффективному давлению, поэтому при оценке устойчивости режима работы двигателя можно пользоваться характеристиками (внешней и частичными) среднего эффективного давления.

Таким образом, для устойчивости режима работы транспортного двигателя желательно, чтобы среднее эффективное давление падало с увеличением числа оборотов.

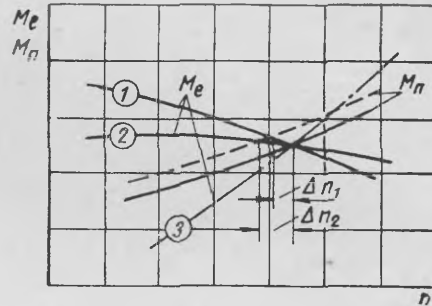
Сравнительная оценка устойчивости режимов работы карбюраторных двигателей и двигателей с воспламенением от сжатия показывает:

1) при работе по внешней характеристике режим карбюраторных двигателей устойчивее;

2) по мере перехода от внешней характеристики на частичные устойчивость режима работы карбюраторного двигателя повышается, у двигателей с воспламенением от сжатия переход с внешней характеристики на частичные почти не влияет на устойчивость режима.

Для оценки устойчивости режима двигателя при работе по внешней характеристике принят коэффициент приспособляемости, который определяется как отношение максимального крутящего момента (или максимального среднего эффективного давления) по внешней характеристике к крутящему моменту (среднему эффективному давлению) при числе оборотов, соответствующем максимуму мощности (для двигателей с воспламенением от сжатия момент по внешней характеристике при номинальном числе оборотов).

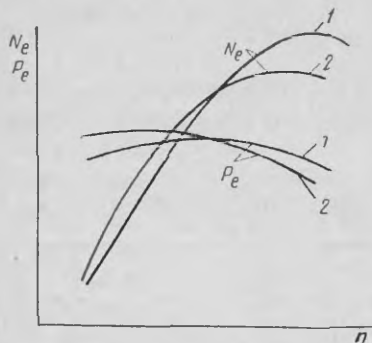
Для современных карбюраторных автомобильных двигателей коэффициент приспособляемости равен 1,25—1,45, в то время как для транспортных двигателей с воспламенением от сжатия он в редких случаях превышает значение 1,15, если не применять специальных приспособлений, улучшающих этот показатель.



Фиг. 273. Устойчивость режима работы двигателя.

Коэффициент приспособляемости карбюраторного двигателя зависит от факторов, влияющих на каждый из переменных сомножителей, входящих в выражение для среднего эффективного давления.

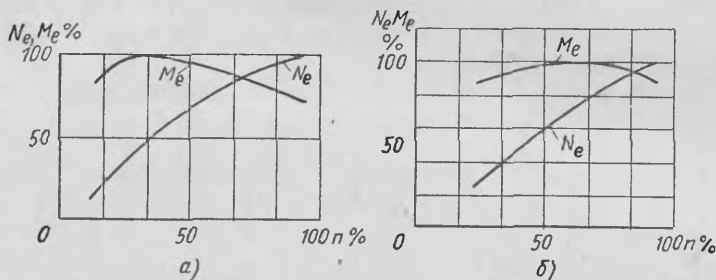
Основным фактором, с помощью которого можно влиять на коэффициент приспособляемости карбюраторного двигателя, является коэффициент наполнения.



Фиг. 274. Внешние характеристики карбюраторного двигателя:

1 — при быстроходной регулировке фаз распределения; 2 — при тихоходной регулировке.

наивыгоднейших фаз при скоростном режиме, близком к номинальному, называется *быстроходной регулировкой* фаз распределения. Примерно взаимное протекание характеристик при *быстроходной* и *тихоходной* регулировках фаз для одного и того же двигателя при двух регулировках показано на фиг. 274.



Фиг. 275. Экспериментальные внешние характеристики двух двигателей с различными фазами распределения.

Двигатель с тихоходной регулировкой по сравнению с двигателем с быстроходной дает повышенное максимальное среднее эффективное давление (момент двигателя) в области пониженного скоростного режима. На номинальном скоростном режиме среднее эффективное давление пониженное. Таким образом, коэффициент приспособляемости при тихоходной регулировке выше. Двигатель более устойчиво работает в дорожных условиях, но максимальная мощность получается заниженной.

В автомобильных двигателях применение слишком быстроходной регулировки является нецелесообразным, так как при этом ухудшаются важные в эксплуатационном отношении качества двигателя (приемистость и устойчивость работы).

В двигателях, в которых уменьшение числа оборотов неизбежно связано с уменьшением мощности потребителя (например, работа на гребной

винт), естественно использование быстроходной регулировки фаз распределения.

На фиг. 275, *a* и *б* даны для примера внешние характеристики двух карбюраторных двигателей. Из этих характеристик видно, насколько может меняться вид зависимости мощности и крутящего момента от числа оборотов при различных регулировках фаз распределения.

Меньшая устойчивость режима работы транспортного двигателя с воспламенением от сжатия и неполное использование его потенциальных возможностей естественно явились причиной стремления видоизменить характеристику топливоподачи так, чтобы свести эти явления к возможному минимуму. Для этого разработаны особые устройства, названные корректорами топливоподачи и служащие для приближения характеристики топливоподачи к оптимальной. Схемы и принцип действия корректоров рассмотрены в гл. XIII

### § 5 ПРОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Работа двигателей в стационарных условиях требует, чтобы число оборотов вала при изменении нагрузки менялось в возможно меньшей степени. Поэтому работу таких двигателей целесообразно оценивать при помощи характеристик, полученных при постоянном числе оборотов или при изменении последнего параметра, определяющегося свойствами регулятора. Эти характеристики называются **нагрузочными характеристиками**.

На графике, представляющем нагрузочную характеристику, по оси абсцисс откладываются один из параметров, по которому судят о нагрузке, а по оси ординат — величины, оценивающие работу двигателя. В качестве параметров, отражающих нагрузку двигателя, могут быть использованы эффективная мощность, крутящий момент или среднее эффективное давление двигателя. Часто вместо абсолютных значений этих параметров откладывают отношение соответствующих величин к их значению при номинальном режиме (или при режиме внешней характеристики, соответствующем заданному числу оборотов).

Основным параметром, оценивающим работу двигателя, является удельный эффективный расход топлива. Для дополнительной оценки двигателя можно нанести кривые индикаторного удельного расхода топлива, индикаторного и эффективного к. п. д., механического к. п. д., часового расхода топлива и т. п. Если характеристика получается без строгого соблюдения постоянства числа оборотов, т. е. каждая точка получается при числе оборотов, устанавливаемом регулятором, то по ординатам необходимо наносить и зависимость числа оборотов от нагрузки.

Для двигателя транспортного типа нагрузочная характеристика двигателя может быть получена для любого скоростного режима, укладываемого в диапазоне его изменения.

Вид нагрузочной характеристики может быть определен по формуле

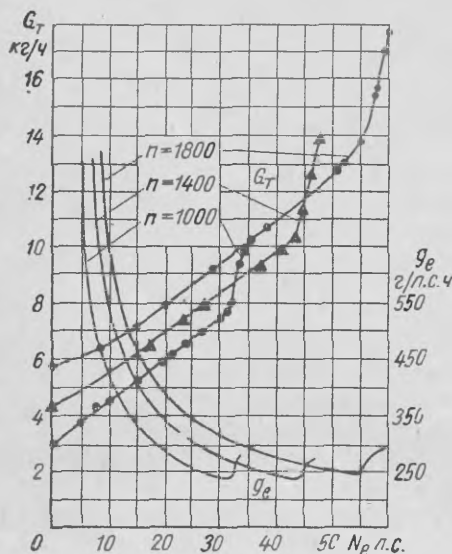
$$g_e = \frac{632}{\eta_e H_u} = \frac{632}{\eta_i \eta_m H_u}.$$

При холостом ходе  $N_e = 0$  и  $\eta_m = 0$ . Поэтому на этом режиме  $g_e = \infty$ . С увеличением нагрузки механический к. п. д. растет и удельный расход топлива уменьшается вследствие того, что индикаторный к. п. д. может изменяться значительно меньше, чем величина  $\eta_m$ . Минимальный эффективный расход топлива получается при нагрузке, соответствующей максимальному значению произведения  $\eta_i \eta_m = \eta_e$ . В карбюраторных и газовых двигателях, у которых орган смесеобразования (карбюратор или смеситель)



отрегулирован из условия поддержания на всех нагрузочных режимах состава смеси, соответствующего наибольшей экономичности процесса, индикаторный к. п. д., как правило, повышается с увеличением нагрузки. Поэтому эффективный удельный расход топлива получается наименьшим при наибольшей нагрузке двигателя. В случае применения обогатителя смеси в карбюраторных двигателях или обогащения смеси в газовых двигателях при приближении режима к полной нагрузке мощность двигателя увеличивается при уменьшении экономичности, в результате чего увеличивается удельный эффективный расход топлива.

В качестве примера на фиг. 276 показаны экспериментальные нагрузочные характеристики карбюраторного автомобильного двигателя, полученные при трех различных числах оборотов.



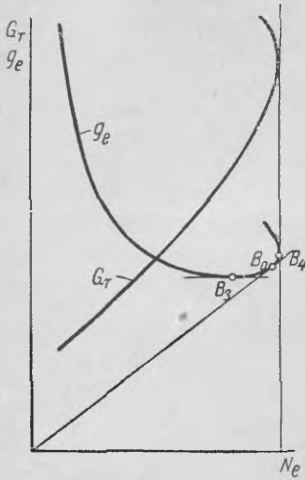
Фиг. 276. Экспериментальные нагрузочные характеристики карбюраторного двигателя.

значение при холостом ходе, снижается с увеличением мощности двигателя и достигает минимума (точка  $B_3$ ), при котором произведение  $\eta_i \eta_m$  имеет максимум, а затем вновь возрастает (до точки  $B_4$ ). Последняя точка соответствует абсолютному максимуму достижимой мощности и, следовательно, принадлежит абсолютной внешней характеристике. Однако доводить мощность до значения, соответствующего точке  $B_4$ , не следует, ее необходимо ограничивать некоторым режимом, лежащим между точками  $B_3$  и  $B_4$ . Ориентировочно эту мощность можно наметить, если провести из начала координат луч, касательный к кривой эффективного удельного расхода (в точке  $B_0$ ), и отсчитать по абсциссе нагрузочный режим, соответствующий точке касания. В точке касания отношение  $\frac{g_e}{N_e}$ , определяющееся минимальным углом луча, проведенного из начала координат к произвольной точке кривой эффективного удельного расхода, достигает минимума. Если нагрузочная характеристика построена для постоянного числа оборотов, то среднее эффективное давление пропорционально мощности, и отношение  $\frac{g_e}{N_e}$  пропорционально отношению  $\frac{g_e}{p_e}$ . Точка  $B_0$  характеризуется в этом случае минимальным значением  $\frac{g_e}{p_e}$  или, так как  $g_e = \frac{632}{\eta_e H_u}$ , максимальным значением произведения  $\eta_e p_e$ .

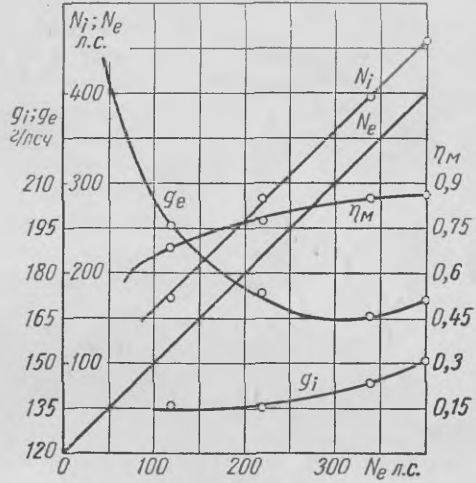
В двигателях, работающих с воспламенением от сжатия, увеличение количества топлива, подаваемого за цикл при увеличении нагрузки, и вызванное этим уменьшение коэффициента избытка воздуха приводят к падению индикаторного к. п. д. Это падение незначительно при малых нагрузках, но увеличивается в случае приближения к максимуму достижимой мощности. Абсолютный максимум мощности, как это было указано в § 2 настоящей главы, получается при резко выраженном ухудшении процесса. Дальнейшее увеличение подачи топлива ведет даже к уменьшению мощности при дальнейшем увеличении удельного расхода топлива. Поэтому нагрузочная характеристика двигателя рассматриваемого типа имеет вид, показанный на фиг. 277. Удельный расход топлива, имеющий бесконечно большое

Экспериментальная характеристика стационарного двигателя показана на фиг. 278.

Разобранные выше характеристики при отражении показателей двигателя в связи с широким изменением большого числа параметров делаются



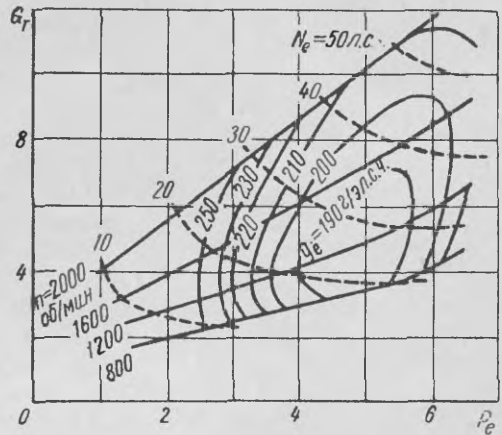
Фиг. 277. Вид нагрузочной характеристики двигателя с воспламенением от сжатия.



Фиг. 278. Экспериментальная нагрузочная характеристика двигателя с воспламенением от сжатия.

часто мало наглядными и неудобными для использования из-за нанесения на них большого количества линий. Нагляднее свойства двигателя отражаются так называемой универсальной характеристикой, которую строят путем нанесения в координатах двух основных показателей двигателя при

различных значениях третьего показателя, используемого в качестве параметра нанесенных кривых. Выбор этих трех показателей может производиться в различных комбинациях. На фиг. 279, изображающей универсальную характеристику автомобильного двигателя с воспламенением от сжатия, по оси абсцисс отложены значения среднего эффективного давления, а по оси ординат — значения часового расхода топлива. Зависимость часового расхода топлива от среднего эффективного давления дана для нескольких чисел оборотов. Кроме того, на графике наносятся линии постоянных значений ряда дополнительных показателей. Так, на фиг. 279 нанесены линии постоянных значений удельного расхода топлива и эффективной мощности.



Фиг. 279. Обобщенная характеристика автомобильного двигателя с воспламенением от сжатия.

Универсальная характеристика дает возможность определить положение точки на графике по значениям двух из отраженных показателей. Интерполируя положение выделенной точки относительно осей координат и нанесенных параметрических линий, можно отсчитать значения остальных

показателей. На универсальной характеристике наглядно выявляются режимы наибольшей экономичности двигателя как области, вокруг которой располагаются линии постоянных значений удельного расхода топлива.

Кроме рассмотренных основных характеристик часто используются характеристики, представляющие зависимость показателей двигателей от других параметров. Так, например, особыми характеристиками может быть освещена зависимость мощности и экономичности работы карбюраторного или газового двигателя от коэффициента избытка воздуха при постоянном положении органа управления и постоянном числе оборотов. Такая характеристика показана на фиг. 152. Так как она используется для регулировки карбюратора или смесителя, ее называют *регулирующей характеристикой*. Аналогично характеристиками может быть показано влияние на работу двигателя опережения зажигания, опережения впрыска топлива, температуры охлаждающего агента, давления наддува и т. п.

---

## ГЛАВА XIII

### ПРИМЕНЕНИЕ РЕГУЛЯТОРОВ СКОРОСТНОГО РЕЖИМА НА ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

#### § 1. УСЛОВИЯ, ВЫЗЫВАЮЩИЕ НЕОБХОДИМОСТЬ УСТАНОВКИ РЕГУЛЯТОРА

Регулятор скоростного режима, как это выяснено в гл. XII, необходимо устанавливать на двигателях, работающих в стационарных условиях. На двигателях, работающих в других условиях, необходимость или желательность установки регулятора зависит от особых свойств двигателя и потребителя в отдельных случаях. Режим работы двигателя, отдающего энергию гребному винту, как правило, устойчив; для поддержания этого режима регулятор не нужен, однако если винт работает в воде, возможны случаи, когда винт при качке выходит из воды, сопротивление вращению резко уменьшается и число оборотов вала двигателя может возрасти и значительно превысить номинальное. Если это представляет опасность для двигателя, то на него необходимо устанавливать регулятор, воздействующий на его работу лишь при превышении номинального скоростного режима. Такой регулятор называется **п р е д е л ь н ы м**.

К транспортным двигателям требование постоянства числа оборотов не предъявляется, наоборот, изменение скоростного режима является одним из характерных признаков работы транспортного двигателя. В транспортных двигателях возможны случаи, когда двигатель быстро разгружается (переход с езды в гору на езду под уклон, снижение сопротивления прицепного инвентаря в сельскохозяйственных тракторах и т. д.) и число оборотов вала увеличивается, причем скоростной режим может быстро перейти за номинальный.

Регулятор, полностью включающий подачу топлива при числе оборотов, несколько превышающем номинальное, может предохранить двигатель от чрезмерно высокой скорости вращения его вала, т. е. регулятор может быть ограничителем максимального скоростного режима. Необходимость установки такого регулятора на транспортных двигателях определяется свойствами двигателя и условиями его работы. В гл. XII было указано, что при прикрытой дроссельной заслонке карбюраторные двигатели имеют холостой ход при числах оборотов, меньших номинального, а переход за номинальный скоростной режим возможен только при достаточном открытии дроссельной заслонки. Таким образом, возможность работы карбюраторного двигателя при числе оборотов, большем, чем номинальное, ограничена.

Работа при числе оборотов более высоком, чем номинальное, представляет опасность для двигателя из-за механических перегрузок, связанных с увеличением инерционных усилий, и тепловой напряженности, вызванной ухудшением протекания рабочего процесса двигателя и большей частотой чередования циклов работы.

В карбюраторных двигателях переход через номинальный скоростной режим обычно существенно не ухудшает рабочий процесс, так как карбю-

ратор поддерживает состав смеси в пределах, соответствующих быстрому сгоранию, а увеличение скорости сгорания при увеличении числа оборотов в значительной степени компенсирует сокращение времени, приходящегося на каждый цикл. Практика показывает, что карбюраторный двигатель обычно может без вредных последствий выдерживать непродолжительную работу на числе оборотов, на 30—50% большем, чем номинальное.

Следствием указанных свойств транспортных карбюраторных двигателей является то, что они обычно не снабжаются регуляторами максимального числа оборотов. В том случае, когда по условиям эксплуатации требуется поддерживать постоянное число оборотов (использование карбюраторных двигателей в качестве силовых агрегатов подвижных электростанций, на комбайнах и т. д.) или когда возможность частых и резких изменений нагрузки двигателя чрезмерно затрудняет работу водителя (работа на тракторах, автомобилях большой грузоподъемности, тягачах и т. д.), необходимо устанавливать регулятор, причем основной функцией регулятора является поддержание заданного скоростного режима.

Вид внешней и частичных характеристик транспортного двигателя с воспламенением от сжатия показывает, что переход через номинальный скоростной режим при разгрузке двигателя возможен почти при всех рабочих положениях органа управления подачей топливного насоса. Только при его положениях, соответствующих крайне малым подачам, лишь незначительно превышающим подачу холостого хода на данном скоростном режиме, разгрузка двигателя приводит к холостой работе при числе оборотов, меньшем номинального. Вследствие этого возможность разноса такого двигателя значительно больше, чем карбюраторного.

Переход через номинальный скоростной режим быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия связан с возможностью резкого ухудшения протекания рабочего процесса. В гл. XII было указано взаимное протекание внешней и частичной характеристик и характеристики предела дымления. Из их рассмотрения следует, что холостой ход на большей части диапазона рабочих положений органа управления подачей топливного насоса возможен только после перехода в область дымного сгорания, связанного с резким ухудшением рабочего процесса. Поэтому на транспортные двигатели с воспламенением от сжатия необходимо устанавливать регуляторы, ограничивающие максимальный скоростной режим.

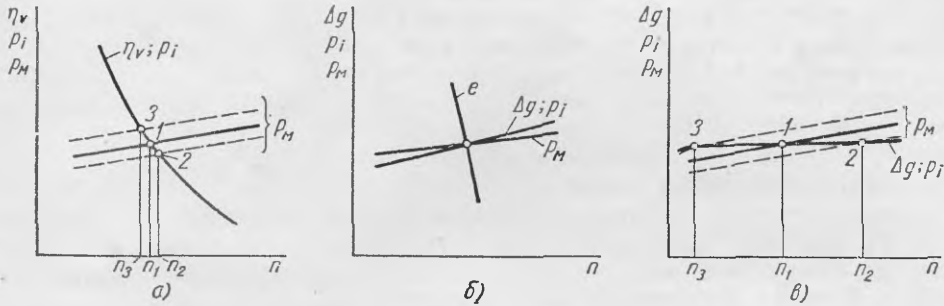
Устойчивость работы транспортного двигателя при холостом ходе и малом числе оборотов имеет существенное значение в эксплуатации. Этот режим устанавливается при прогреве двигателя, кратковременных стоянках, при переключении коробки передач, езде под гору с выключенным сцеплением и т. д. Работа водителя была бы крайне затруднительна, если бы двигатель в этих случаях часто останавливался из-за неустойчивости этого режима.

Работа на холостом ходу определяется условием равенства индикаторной работы работе внутренних сопротивлений. В соответствии с небольшой затратой энергии на преодоление внутренних сопротивлений количество топлива на один цикл работы при холостом ходе мало по сравнению с количеством, подаваемым при полной нагрузке. Устойчивость работы двигателя в этом случае определяется соотношением между изменением количества энергии, затрачиваемой на преодоление внутренних сопротивлений двигателя, и изменением индикаторной работы, зависящей от количества подаваемого топлива, при изменении числа оборотов коленчатого вала.

В карбюраторных двигателях холостой ход при малых числах оборотов получается при сильно прикрытом дросселе, когда коэффициент наполнения и примерно пропорциональная ему подача топлива на один цикл резко падает с увеличением числа оборотов (фиг. 280, а). Если принять, что в узких пределах чисел оборотов доля химической энергии топлива,

превращаемая в механическую работу в цилиндре двигателя, остается постоянной ( $\eta_V = \text{const}$ ), то кривая  $\eta_V$  в другом масштабе представляет также среднее индикаторное давление  $p_i$ . Среднее давление внутренних сопротивлений  $p_m$  с увеличением числа оборотов медленно растет. Скоростной режим холостого хода определяется точкой пересечения кривой  $p_i$ , соответствующей заданному положению дроссельной заслонки, и кривой  $p_m$ . Из фиг. 280, а видно, что характер пересечения этих кривых для карбюраторного двигателя (точка 1) соответствует устойчивому режиму.

Действительно, случайное уменьшение числа оборотов вала двигателя приводит к тому, что среднее индикаторное давление  $p_i$  становится больше среднего давления внутренних сопротивлений  $p_m$ , вследствие чего получается избыточная работа, затрачиваемая на увеличение числа оборотов



Фиг. 280. Условия получения режима холостого хода при малых числах оборотов вала:

а — для карбюраторного двигателя; б и в — для двигателя с воспламенением от сжатия.

вала двигателя до тех пор, пока вновь не восстановится баланс работ, т. е. не восстановится первоначальный скоростной режим.

Случайное возрастание числа оборотов приводит к соотношению  $p_m > p_i$ , указывающему, что на преодоление внутренних сопротивлений двигателя затрачивается больше энергии, чем получается при совершении рабочего процесса; излишек работы совершается за счет кинетической энергии движущихся деталей двигателя. Число оборотов двигателя должно падать до тех пор, пока вновь не восстановится баланс работ и число оборотов не станет равным первоначальному.

При изменении внутренних сопротивлений, например, вследствие изменения теплового состояния двигателя, характеристики среднего давления внутренних сопротивлений смещаются (штриховые кривые на фиг. 280, а) и пересекаются с кривой среднего индикаторного давления в точках 2 и 3, близких к точке 1. Таким образом, холостой ход карбюраторного двигателя является устойчивым.

В двигателях с воспламенением от сжатия количество топлива, впрыскиваемого на один рабочий цикл, уменьшается до значения, необходимого для преодоления только внутренних сопротивлений двигателя, исключительно из-за уменьшения подачи топливного насоса. Количество воздуха, определяемое коэффициентом наполнения, можно считать постоянным (пренебрегая меняющимся с нагрузкой незначительным влиянием подогрева впускаемого воздуха стенками двигателя). Отмеченная выше особенность топливных насосов обычного типа увеличивать подачу топлива на цикл с повышением числа оборотов сохраняется и для малых подач холостого хода (кривая  $\Delta g$  на фиг. 280, б). При допущении постоянства индикаторного к. п. д. эта кривая представляет также среднее индикаторное давление, но в другом масштабе. При пересечении кривой среднего индикаторного давления и кривой среднего давления внутренних сопротивлений, как видно из фиг. 280, б,

получается крайне малый угол, причем уклон кривой внутренних сопротивлений может быть больше или меньше, чем кривой подачи топлива и среднего индикаторного давления.

Наблюдения над работой транспортных двигателей с воспламенением от сжатия вхолостую показывают, что при постоянном положении рейки топливного насоса чаще наблюдается более быстрое возрастание давления  $p_i$ , чем давления  $p_m$ .

Кривые, соответствующие таким условиям изменения величин  $p_i$  и  $p_m$ , нанесены на фиг. 280, б. При этом случайное увеличение числа оборотов приводит к соотношению  $p_i > p_m$  и дальнейшему росту числа оборотов, а случайное падение числа оборотов вызывает дальнейшее его уменьшение до полной остановки двигателя вследствие превышения работы сопротивления над работой газов в цилиндре двигателя.

Если кривая  $p_m$  имеет несколько больший уклон чем кривая  $p_i$  (фиг. 280, в) режим работы становится устойчивым, хотя устойчивость эта крайне слабо выражена. При небольшом изменении внутренних сопротивлений, выражающемся незначительным смещением кривой  $p_m$  вверх или вниз (штриховые кривые на фиг. 280, в), получаются или новые равновесные состояния (точки 2 и 3) при скоростных режимах, значительно отличающихся от первоначального, или полный разгон, или остановка двигателя. Поэтому на транспортных двигателях с воспламенением от сжатия, снабженных топливными насосами обычного типа, необходимо устанавливать регуляторы минимального скоростного режима в отличие от карбюраторных и газовых двигателей, которые в таких регуляторах не нуждаются.

Регулятор минимального числа оборотов холостого хода при уменьшении числа оборотов вала вызывает перемещение регулирующей рейки топливного насоса в сторону увеличения подачи. Кривая  $\Delta g$  (и  $p_i$ ) для двигателя с регулятором нанесена на фиг. 280, б (кривая е). Ее протекание определяет устойчивый режим холостого хода.

На транспортных двигателях с воспламенением от сжатия необходимо поэтому устанавливать регуляторы, управляющие работой двигателя по крайней мере на двух скоростных режимах — максимальном и минимальном.

## § 2. РЕГУЛЯТОРЫ

Регулирование двух скоростных режимов можно осуществлять установкой на двигателе двух отдельных регуляторов, из которых один работает при минимальном скоростном режиме, а другой — при максимальном. Однако механизм регулятора получается значительно более компактным, если обе функции выполняются одним и тем же регулирующим агрегатом. Такой регулятор называется **д в у х р е ж и м н ы м**.

На фиг. 281 изображена схема чувствительного элемента двухрежимного регулятора, установленного на конце вала топливного насоса. Осевая втулка 5 регулятора непосредственно насажена на конический конец вала 6. Два груза 3, имеющих симметричные перемещения относительно оси вращения, направляются в своих движениях относительно осевой втулки двумя стержнями 4, ввернутыми в осевую втулку. На концы стержней накручены установочные гайки 1, удерживающие наружные тарелки 2 пружин. Каждый груз нагружается двумя пружинами. Наружная пружина 7 действует непосредственно на груз, а внутренняя 9 — на внутреннюю тарелку пружин 8. В крайнем внутреннем положении на груз воздействует внешняя пружина; внутренняя тарелка внутренней пружины лежит на буртике стержня так, что усилие последней вызывает только растяжение стержня и на груз не воздействует.

Справа на фиг. 281 показана зависимость перемещения грузов от числа оборотов  $n$ . Перемещение грузов начинается при числе оборотов  $n_1$ , когда инерционная сила груза и вращающихся вместе с ним деталей регулятора становится равной усилию предварительной затяжки внешней пружины.

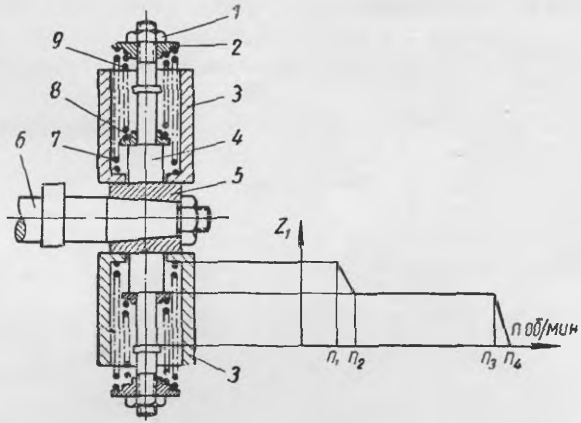
С возрастанием числа оборотов равновесие инерционной силы груза и усилия пружины наступает при все увеличивающемся расхождении грузов. При числе оборотов  $n_2$  груз дном своей выемки касается внутренней тарелки пружины. Так как внутренняя пружина устанавливается со значительной предварительной затяжкой, дальнейшее перемещение груза возможно лишь после того, как число оборотов возрастает до значения  $n_3$ , когда инерционная сила груза станет равной сумме силы внешней пружины и силы предварительной затяжки внутренней пружины. Получается интервал изменения числа оборотов  $n_2 - n_3$ , при котором грузы неподвижны.

При  $n > n_3$  груз перемещается и сжимает обе пружины до тех пор, пока при  $n = n_4$  не дойдет до ограничителя. Следовательно, двухрежимные регуляторы имеют два участка скоростных режимов:  $n_1 - n_2$  и  $n_3 - n_4$ , на которых происходит перемещение грузов. Первый из них используется для регулирования минимального скоростного режима, а второй — максимального.

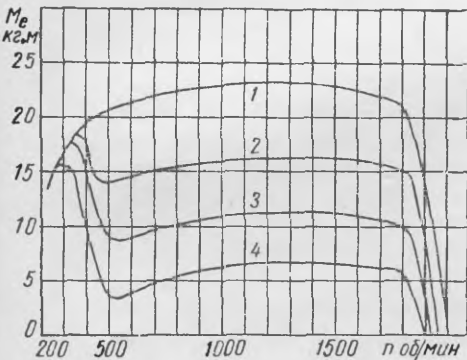
Перемещение грузов передается регулирующей рейке топливного насоса. Расхождению грузов соответствует перемещение рейки в сторону уменьшения подачи.

Экспериментальные характеристики двигателя с двухрежимным регулятором изображены на фиг. 282 и 283.

Наличие двухрежимного регулятора не влияет на внешнюю и частичную характеристики двигателя в интервале чисел оборотов  $n_2 - n_3$  (фиг.281). В этом интервале скоростным режимом управляет водитель. Действие регулятора при минимальном скоростном режиме вызывает падение мощности и крутящего момента с увеличением числа оборотов. Отсутствие влияния регулятора на этом участке на кривую внешней характеристики объясняется тем, что рейка топливного насоса доведена до особого упора, который препятствует схождению грузов при уменьшении числа оборотов. На максимальном регулируемом скоростном режиме действие регулятора вызывает быстрое падение мощности и среднего эффективного давления до нуля.



Фиг. 281. Схема грузов двухрежимного регулятора, их перемещения в зависимости от числа оборотов вала



Фиг. 282. Характеристики крутящего момента двигателя с воспламенением от сжатия при двухрежимном регуляторе:

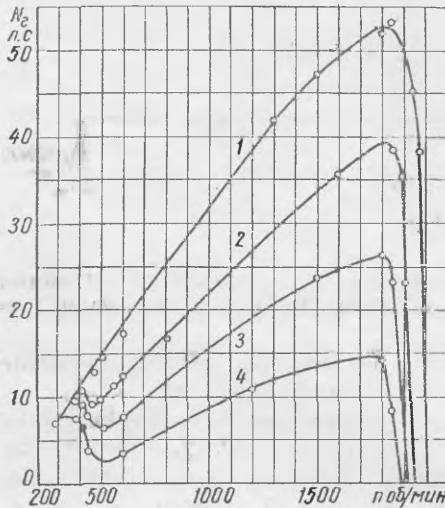
1 — внешняя характеристика; 2—4 — частичные характеристики.



Из фиг. 282 и 283 видно, что действие регулятора придает режиму работы двигателя высокую устойчивость.

Высокую устойчивость режима работы во всем диапазоне изменения числа оборотов дает так называемый всережимный регулятор, обеспечивающий поддержание всех скоростных режимов двигателя.

Во всережимных механических регуляторах (фиг. 284) муфта 8 регулятора находится под воздействием инерционных сил грузов 5 и усилия пружины 3. При установившемся режиме силы, действующие на муфту, взаимно уравновешиваются. При неизменном положении рычага 9 с повы-



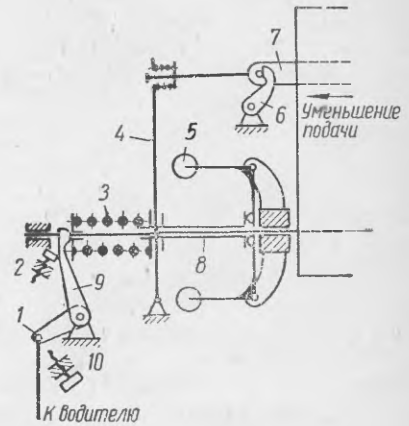
Фиг. 283. Характеристики мощности двигателя с воспламенением от сжатия при двухрежимном регуляторе:

1 — внешняя характеристика; 2—4 — частичные характеристики.

равновесное положение муфты получается при другом числе оборотов. Натяжение пружины меняется водителем при помощи рычага управления 1 и рычага 9.

Максимальный и минимальный скоростные режимы двигателя определяются максимальным и минимальным натяжениями пружины, которые соответствуют крайним положениям рычага управления 1. Перемещение рычага ограничивается двумя упорами: максимального 2 и минимального 10 натяжения пружины. Для остановки двигателя служит рычаг 6, переставляемый водителем особой тягой.

Управление работой двигателя со всережимным регулятором осуществляется установкой рычага управления в то или иное положение. Вследствие этого частичные характеристики двигателя в этом случае определяются условием постоянного положения этого рычага и каждому положению рычага соответствует своя частичная характеристика. Так как грузы регулятора переходят с одного крайнего положения, соответствующего максимальной подаче топливного насоса, в другое, при котором подача насоса полностью выключена, то каждая частичная характеристика должна соответствовать пределам изменения числа оборотов вала двигателя, соответствующим степени неравномерности регулятора при данной затяжке пружины. На фиг. 285 и 286 изображены внешние характеристики крутящего момента и эффектив-

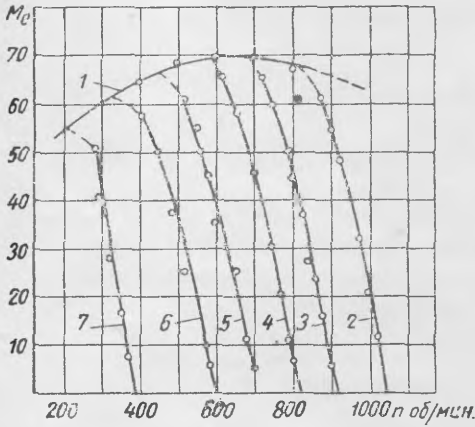


Фиг. 284. Схема всережимного регулятора.

шением числа оборотов увеличивается инерционная сила грузов, что вызывает смещение муфты влево, передающееся рейке 7 топливного насоса при помощи рычага 4. Изменение натяжения пружины 3 приводит к тому, что

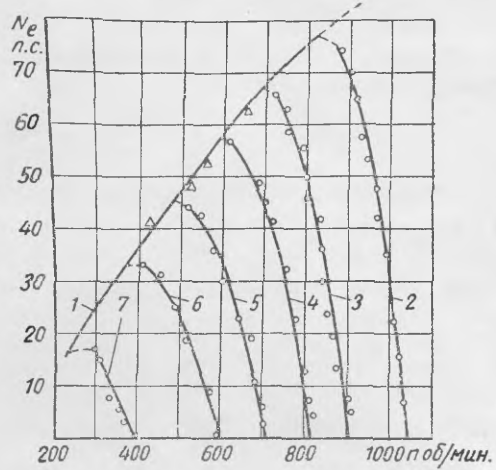
ной мощности двигателя со всережимным регулятором и ряд частичных характеристик, соответствующих различным затяжкам пружины.

Высокая устойчивость режима работы транспортного двигателя на частичных характеристиках при установке на нем всережимного регуля-



Фиг. 285. Характеристики крутящего момента двигателя со всережимным регулятором:

1 — внешняя характеристика; 2—7 — частичные характеристики



Фиг. 286. Характеристики мощности двигателя со всережимным регулятором:

1 — внешняя характеристика; 2—7 — частичные характеристики

тора является существенным преимуществом последнего. Однако применение механических всережимных регуляторов ограничивается тем, что работа при переменном скоростном режиме неблагоприятно влияет на их показатели.

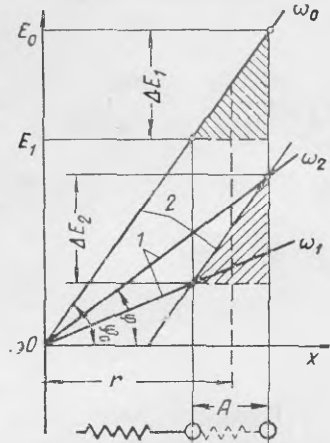
С уменьшением числа оборотов коленчатого вала быстро возрастают как степень неравномерности, так и степень нечувствительности.

Зависимость степени неравномерности всережимного регулятора от числа оборотов вала можно легко найти для упрощенной схемы в предположении, что передаточное отношение механизма от места приложения усилия пружин к центру тяжести грузов постоянно, изменение конфигурации механизма при перемещении груза не меняет его приведенную массу, а пружина имеет постоянную жесткость. В этом случае как усилие пружины, так и инерционная сила, приведенные к тому же подвижному элементу механизма регулятора (его муфте или центру тяжести груза), изображаются при постоянном числе оборотов прямолинейной зависимостью от перемещения груза.

На фиг. 287 показан график зависимости инерционной силы одного груза (линии 1) и усилия пружины (линии 2), приведенного к центру тяжести этого груза от расстояния центра тяжести груза от оси вращения регулятора. При соблюдении указанных упрощающих условий обе зависимости прямолинейны.

Инерционная сила

$$P_j = m\omega^2 x,$$



Фиг. 287. График соотношений инерционной силы груза и усилия пружины.

где  $m$  — приведенные к центру тяжести груза масса груза и масса части механизма регулятора, относящейся к одному грузу, и называемые в дальнейшем для сокращения «массой груза»;

$\omega$  — угловая скорость вращения вала регулятора;

$x$  — расстояние центра тяжести груза от оси вращения вала регулятора.

Это уравнение изображается прямой линией, проходящей через начало координат. Уклон этой линии определяет скорость вращения вала регулятора, так как

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{m\omega^2 x}{x} = m\omega^2 \text{ и } \omega = \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \varphi}{m}}.$$

Линия энергии регулятора  $E$ , равной усилию пружины, в зависимости от ее затяжки может смещаться по вертикали, не изменяя своего уклона (линия 2, фиг. 287). При некоторой затяжке пружины эта линия проходит через начало координат, сливаясь с линией инерционной силы при угловой скорости  $\omega_0$  и определяя тем условие астатичности регулятора (равновесное положение грузов в любом положении при постоянной угловой скорости). Скорость вращения вала, при которой регулятор становится астатичным, зависит при заданной массе груза только от приведенной жесткости пружины  $B$  и может быть найдена из соотношения

$$B = m\omega_0^2$$

или

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{B}{m}}.$$

Если обозначить полное перемещение груза (разгон груза) через  $A$  и среднее расстояние разгона от оси вращения через  $r$ , то приращение усилия пружины  $\Delta E$  при перемещении груза из одного крайнего положения в другое может быть, с одной стороны, выражено через жесткость пружины

$$\Delta E = BA = m\omega_0^2 A,$$

а с другой, если рассматривать условия равновесия груза в двух его крайних положениях, через

$$\Delta E = m \left( r + \frac{A}{2} \right) \omega_2^2 - m \left( r - \frac{A}{2} \right) \omega_1^2,$$

где  $\omega_1$  и  $\omega_2$  — угловые скорости, соответствующие крайнему внутреннему и внешнему положениям груза.

После приравнивания выражений для  $\Delta E$  и сокращения на  $m$  получаем

$$A\omega_0^2 = r(\omega_2^2 - \omega_1^2) + \frac{A}{2}(\omega_2^2 + \omega_1^2). \quad (331)$$

Предельные значения угловой скорости  $\omega_1$  и  $\omega_2$  для заданной затяжки пружины можно выразить через среднее значение угловой скорости

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$$

и степень неравномерности регулятора

$$\delta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_{cp}},$$

которые дают связи

$$\omega_2 = \omega_{cp} \left( 1 + \frac{\delta}{2} \right)$$

и

$$\omega_1 = \omega_{cp} \left(1 - \frac{\delta}{2}\right).$$

Подстановка этих выражений приводит уравнение (331) к виду

$$A\omega_0^2 = 2r\omega_{cp}^2 \delta + A\omega_{cp}^2 + A\omega_{cp}^2 \frac{\delta^2}{4},$$

или, после деления на  $\omega_{cp}^2$ ,

$$\frac{A}{4} \delta^2 + 2r\delta - A \cdot \left[ \left( \frac{\omega_0}{\omega_{cp}} \right)^2 - 1 \right] = 0. \quad (332)$$

Решение уравнения (332) как квадратного относительно  $\delta$  дает

$$\delta = \frac{4r}{A} \left[ \sqrt{1 + \frac{1}{4} \frac{\left( \frac{\omega_0}{\omega_{cp}} \right)^2 - 1}{\left( \frac{r}{A} \right)^2}} - 1 \right] \quad (333)$$

или после подстановки относительных величин  $\xi = \frac{A}{r}$  и  $\eta = \frac{\omega_{cp}}{\omega_0}$

$$\delta = \frac{4}{\xi} \left[ \sqrt{1 + \frac{\xi^2}{4} \left( \frac{1 - \eta^2}{\eta^2} \right)} - 1 \right], \quad (334)$$

Эта формула показывает, что степень неравномерности регулятора определяется двумя параметрами:  $\xi$  — относительной величиной разгона груза и  $\eta$  — относительной угловой скоростью вращения вала регулятора.

На фиг. 288 дано графическое изображение этой формулы в виде зависимости степени неравномерности от относительного значения угловой скорости при относительной величине разгона грузов в качестве параметра. Из графика видно, что с уменьшением числа оборотов вала данного регулятора (заданы  $\omega_0$  и  $\xi = \frac{A}{r}$ ) степень неравномерности быстро растет, причем тем быстрее, чем больше величина  $\xi$ . Требование широкого диапазона изменения числа оборотов коленчатого вала приводит к необходимости выполнения регулятора с малыми значениями  $\xi$ , но даже значение  $\xi = 0,05$  дает при значениях  $\eta = 0,2$  степень неравномерности выше 50%.

Степень нечувствительности  $\epsilon_p$  (отношение интервала чисел оборотов, обеспечивающего преодоление сил внутреннего трения регулятора и внешнего сопротивления органа, на который воздействует регулятор при смещении в обе стороны, к данному числу оборотов) может быть выражена через силу сопротивления и энергию регулятора:

$$\epsilon_p = \frac{\Delta n}{n} \approx \frac{R}{E} = \frac{R_{pnp} + R_{nnp}}{E},$$

где  $\epsilon_p$  — степень нечувствительности;

$R_{pnp}$  — приведенное внутреннее сопротивление регулятора;

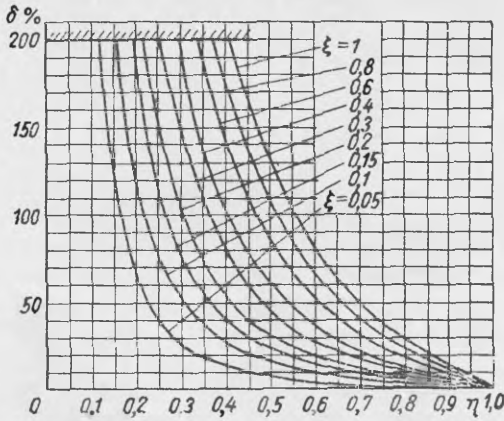
$R_{nnp}$  — приведенное сопротивление регулируемого органа.

Если все силы приведены к центру тяжести грузов, то

$$E = m\omega^2 x.$$

Как видно, энергия регулятора для каждого данного положения грузов пропорциональна квадрату угловой скорости вращения вала регулятора, т. е. быстро падает с уменьшением числа оборотов. Сопротивление переста-

новки рейки топливного насоса зависит от его конструкции. На фиг. 289 показан примерный график сопротивления  $R_n$  перестановки рейки насосов золотникового типа с различным числом насосных секций. Из графика видно, что при уменьшении числа оборотов вала регулятора сопротивление увеличивается. Поэтому степень нечувствительности всережимного механического регулятора с уменьшением скоростного режима быстро увеличивается.



Фиг. 288. Зависимость степени неравномерности механического всережимного регулятора от скоростного режима.

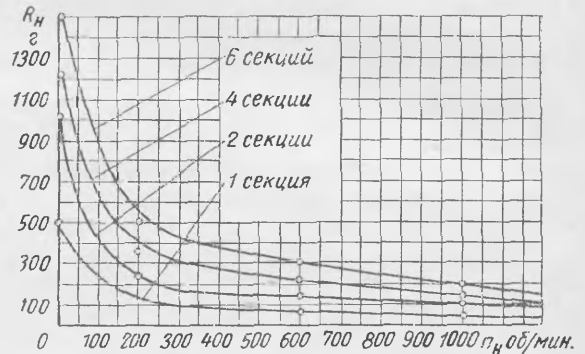
улучшения механических всережимных регуляторов и расширения диапазона регулируемых скоростных режимов в некоторых регуляторах устанавливают две пружины (или больше), последовательно включающихся в работу. Жесткость пружин делается переменной. Применение нескольких пружин улучшает динамические качества механического всережимного регулятора, но усложняет его конструкцию.

Одним из недостатков механических всережимных регуляторов рассмотренного типа является необходимость поддерживать натяжение пружины, что утомляет водителя.

Этот недостаток устранен во всережимных механических регуляторах с переменным полем работы грузов. Принцип действия таких регуляторов показан на фиг. 290. Соотношение звеньев механизма регулятора выбрано так, что при каждом данном положении рычага 1 управления полному перемещению  $b$  рейки 5 насоса, ограниченному упорами, соответствует перемещение  $a$  груза, составляющее лишь долю от полного возможного его перемещения  $A$ . Перестановка рычага 1 управления вправо смещает поле перемещения груза в сторону больших расстояний от оси вращения (фиг. 290 —  $a_1, a_2, a_3$ ), а следовательно, и больших усилий пружины. Соответствующим подбором жесткости пружины может быть обеспечено увеличение числа оборотов вала по мере удаления поля перемещения груза от оси вращения.

Приведенный анализ показывает, что при уменьшении числа оборотов показатели данного регулятора ухудшаются. Чтобы регулятор обладал достаточно высокими показателями работы при малых числах оборотов, его приходится делать весьма мощным с большим избытком энергии на номинальном скоростном режиме.

Указанные обстоятельства ограничивали применение всережимных механических регуляторов для двигателей, работающих в транспортных условиях. Для



Фиг. 289. Зависимость сопротивления движения рейки насоса от числа оборотов его вала.

Последовательность реагирования регулятора и двигателя на перемещение рычага *1* следующая: в момент перестановки рычага *1* при свободе перемещения рейки *5* в поле, так как режим двигателя еще не изменился, грузы остаются неподвижными относительно оси вращения так же, как и нижний конец рычага *3*. Перемещение оси *2* вызывает перемещение рейки *5* в сторону увеличения или уменьшения подачи в зависимости от того, переставлен рычаг *1* в направлении увеличения или уменьшения скоростного режима двигателя. Если перемещение рычага *1* больше, чем это допускает свобода перемещения

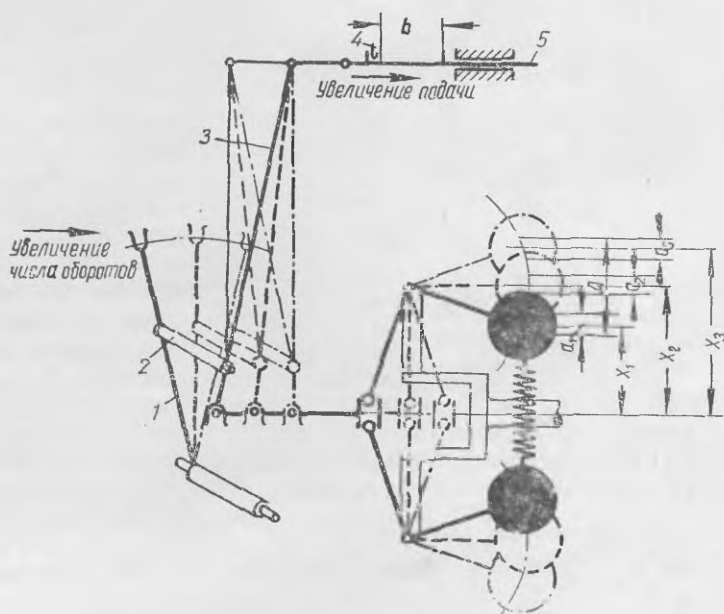
рейки, то последняя доходит до упора *4* и начинается перемещение нижнего конца рычага *3* и принудительное передвижение грузов в ту или иную сторону. При этом разность усилия пружин и инерционной силы грузов нагружает весь механизм передачи движения от грузов к рейке и рычаг *1*. Эта нагрузка передается на механизм управления двигателем. Под влиянием изменившейся подачи топлива скоростной режим работы двигателя меняется до тех пор, пока инерционная сила

груза не станет равной усилию пружины и рейка, вследствие вновь начавшегося перемещения грузов, не установится в положение, соответствующее равенству крутящего момента двигателя приведенному моменту сопротивлений при заданном скоростном режиме.

Передача на механизм регулятора разности усилий пружины и инерционной силы грузов возможна также при постепенном увеличении нагрузки двигателя (при постоянном положении рычага *1*) до значения, соответствующего внешней характеристике, когда рейка доводится до упора максимальной подачи и дальнейшее повышение нагрузки вызывает понижение скоростного режима двигателя. Так как положение механизма в этом случае фиксировано упором максимальной подачи (у рейки) и положением оси *2*, то грузы остаются на месте, а разность усилия пружины и инерционной силы грузов передается механизму. Аналогично механизм нагружен, когда вал двигателя вращается при выключенной подаче с числом оборотов, большим того, который соответствует режиму, определяемому положением рычага *1* (езда под гору с включенным сцеплением и коробкой передач).

Для предохранения механизма регулятора от этих нагрузок в механизм передачи движения от рычага *1* к рычагу *3* (фиг. 290) вводится упругий элемент.

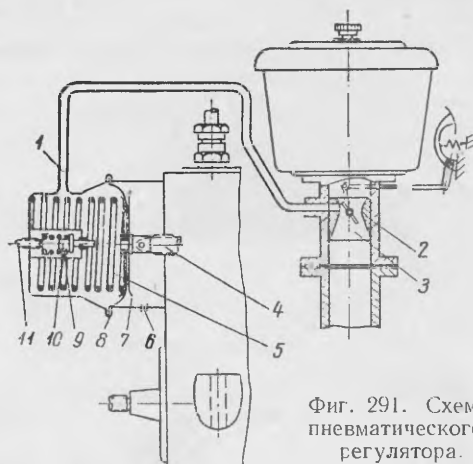
Для регулирования может использоваться изменение и других параметров. В частности, в транспортных двигателях нашли применение пневмати-



Фиг. 290. Схема всережимного механического регулятора.

ческие регуляторы, в которых используется связь между разрежением во впускной трубе и числом оборотов коленчатого вала.

Во впускной трубе (фиг. 291) расположен диффузор 2, в котором может



Фиг. 291. Схема пневматического регулятора.

вращаться дроссельная заслонка 3, управляемая водителем. Разрежение в патрубке за дроссельной заслонкой по трубке 1 передается в левую полость корпуса регулятора, разделенного гибкой мембраной 8 на две полости. Правая полость 7 соединена с атмосферой отверстием 6. Мембрана связана с регулирующей рейкой 4 топливного насоса и нагружена пружиной 5. Перемещение мембраны и связанной с ней рейки топливного насоса в сторону выключения подачи начинается с момента, когда усилие мембраны, создающееся под влиянием перепада давления по обе ее стороны, преодолевает усилие предварительной затяжки пружины.

При каждом данном положении дроссельной заслонки разрежение за ней определяется скоростью воздуха. Скорость воздуха можно определить через коэффициент наполнения  $\eta_V$ , предположив, что разрежение невелико и что изменением удельного объема воздуха при протекании через впускную систему можно пренебречь:

$$w = \frac{2\eta_V V_u n}{60\tau\mu f},$$

где  $V_u$  — рабочий объем цилиндров, обслуживаемых данной впускной трубой;

$\tau$  — тактность двигателя;

$\mu f$  — активное проходное сечение дроссельной заслонки.

По уравнению Бернулли

$$w = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p},$$

следовательно,

$$\Delta p = \frac{\gamma w^2}{2g} = \frac{\gamma}{2g} \left( \frac{V_u}{30\tau\mu f} \right)^2 (\eta_V n)^2.$$

С изменением числа оборотов коленчатого вала коэффициент наполнения меняется, но это изменение не настолько значительно, чтобы резко изменить связь между разрежением и числом оборотов, подчиняющуюся закону квадратичной параболы.

Таким образом, зависимость усилий, действующих на диафрагму, от числа оборотов при различных положениях дроссельной заслонки имеет вид семейства кривых, близких к параболам, так как

$$E = \xi \frac{\pi D_\sigma^2}{4} \Delta p,$$

где  $\xi$  — коэффициент использования площади диафрагмы;

$D_\sigma$  — диаметр диафрагмы.

Такая зависимость изображена на фиг. 292, а. Если на ней нанести усилия пружины, соответствующие двум крайним положениям рейки топливного насоса (прямые  $AA_1$  и  $BB_1$ ), то точки пересечения этих кривых с кривыми усилий диафрагмы дадут для каждого положения дроссельной заслонки диапазон изменения числа оборотов  $\Delta n$ , соответствующий перемещению рейки топливного насоса из одного крайнего положения в другое.

Перемещения рейки  $z$  в зависимости от числа оборотов для ряда положений дроссельной заслонки показаны на фиг. 292, б. Соответствующие подачи топлива на цикл  $\Delta g$  нанесены на фиг. 292, в, на которой дана также линия подачи холостого хода  $\Delta g_{хол}$ . При пересечении последней с кривыми подач определяются режимы холостого хода. На фиг. 292, г изображены внешняя и частичные характеристики мощности двигателя с пневматическим регулятором.

Наличие специального диффузора и дроссельной заслонки уменьшает коэффициент наполнения и, следовательно, мощность двигателя. Поэтому разрежение, создаваемое диффузором и дроссельной заслонкой, ограничивают возможным минимумом, обеспечивающим достаточно малую степень нечувствительности регулятора. Разрежение, при котором полностью выключается подача топливного насоса, может быть примерно 40 см вод. ст.

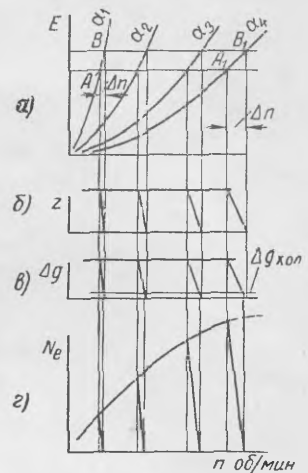
По мере открытия дроссельной заслонки увеличивается как средний скоростной режим, так и диапазон изменения числа оборотов. Результаты экспериментального определения степени неравномерности трех пневматических регуляторов при различных числах оборотов вала двигателя показывают, что во всем диапазоне изменения скоростного режима двигателя от 400 до 1800 об/мин степень неравномерности не превышает 10%. Энергия регулятора постоянна, так как усилие пружины от числа оборотов вала двигателя не зависит. Сопротивление перестановки рейки топливного насоса возрастает с уменьшением числа оборотов коленчатого вала. Поэтому степень нечувствительности регулятора увеличивается с уменьшением числа оборотов, но лишь вследствие зависимости сопротивления насоса от скоростного режима. Поэтому пневматический регулятор обладает значительно более устойчивыми показателями, чем всережимный механический регулятор.

Так как степень нечувствительности регулятора достигает наибольшей величины при наименьшем скоростном режиме, используемом главным образом для работы двигателя вхолостую, то в конструкцию регулятора вводят элемент, повышающий разрежение при работе двигателя вхолостую при малом числе оборотов. Таким элементом является дополнительная пружина 9 (фиг. 291), в которую упирается стержень 10. При малых подачах холостого хода конец сочленения рейки топливного насоса находится в соприкосновении со стержнем 10 и сжимает пружину 9. Увеличение усилия от включения дополнительной пружины вызывает для получения данного режима необходимость повышения разрежения, а следовательно, и энергии регулятора, что ведет к уменьшению степени нечувствительности.

Действие пружины 9 регулируется установочным болтом 11. Для того чтобы дополнительная пружина влияла на работу регулятора только при низких скоростных режимах, предусматривается механизм ее включения.

### § 3. КОРРЕКТОРЫ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВОПОДАЧИ

При работе двигателя со всережимным регулятором обычного типа постепенное нагружение двигателя доводит регулирующий орган топливного насоса до упора, после чего действие регулятора прекращается и число

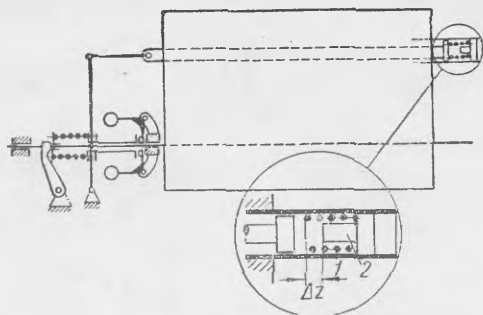


Фиг. 292. Влияние пневматического всережимного регулятора на работу двигателя.

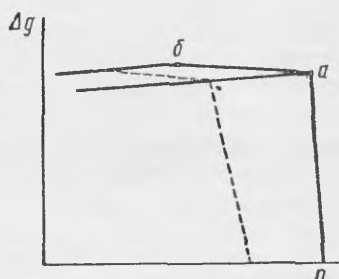


оборотов вала двигателя начинает снижаться; при этом режимы работы двигателя соответствуют внешней характеристике.

В этом случае усилие пружины больше соответствующей приведенной инерционной силы грузов и разность этих усилий через механизм системы регулирования передается на упор. Это воздействие может быть использо-



Фиг. 293. Схема пружинного корректора топливоподачи.



Фиг. 294. Влияние корректора топливоподачи на количество топлива, подаваемого за цикл.

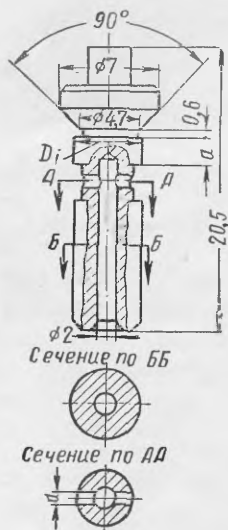
вано для корректирования характеристики двигателя (фиг. 293). Вместо обычного жесткого упора, ограничивающего перемещение рейки топливного насоса в сторону увеличения подачи, на насосе установлен упор с пружиной 1.

Рейка, передвигаясь при уменьшении числа оборотов вала вправо, первоначально соприкасается с пружиной. Дальнейшее уменьшение числа оборотов приводит к тому, что избыток усилия пружины над инерционной силой грузов, приведенной к муфте, передаваясь через механизм привода рейки, вызывает сжатие пружины 1 и дополнительное перемещение рейки в сторону увеличения подачи. Максимальный эффект корректора определяется соприкосновением рейки с жестким упором 2.

Влияние корректора на подачу топлива за цикл показано на фиг. 294. Точка *a* соответствует соприкосновению рейки с пружиной 1 корректора (фиг. 293), точка *б* — соприкосновению рейки с жестким упором 2. Зависимость подачи топлива за цикл от числа оборотов коленчатого вала при меньшей затяжке пружины регулятора нанесена штриховой линией. Как видно, корректор данной системы при установке органа управления в положение, соответствующее пониженным числам оборотов (по сравнению с номинальным), не дает полного использования возможного крутящего момента двигателя. Скорость нарастания подачи топлива при уменьшении числа оборотов вслед-

ствие действия корректора (участок *аб*, фиг. 294) зависит от жесткости пружины 1, а максимальное увеличение подачи от расстояния  $\Delta z$  (фиг. 293) между торцами пружины 1 и жесткого упора 2.

Для корректирования характеристики топливоподачи может быть использован нагнетательный клапан топливного насоса. В гл. XI было указано на использование нагнетательного клапана для понижения давления в надклапанной полости системы топливоподачи при отсечке с образованием объемов, заполненных парами топлива.



Фиг. 295. Клапан-корректор

На фиг. 295 показан клапан-корректор, в котором топливо проходит из надплунжерной полости к уплотняющему конусу через продольное и два поперечных калиброванных отверстия. При посадке клапана, вызванной отсечкой, топливо, протекающее из-под клапана в надклапанную полость, дросселируется в поперечных отверстиях. С увеличением числа оборотов коленчатого вала и постоянном положении рейки посадка клапана происходит с большей высоты и с большей скоростью. Эффект дросселирования усиливается, вследствие чего увеличивается часть активного хода плунжера, затрачиваемая на заполнение образующихся объемов паров и повышение давления в системе до давления открытия форсунки при следующем ходе нагнетания. Количество топлива, впрыскиваемого в цилиндр, уменьшается.

---

## ЛИТЕРАТУРА

- Акопьян С. И., Двигатели внутреннего сгорания с впрыском топлива и электрическим зажиганием, Машгиз, 1945.
- Брилинг Н. Р. и др., Быстроходные дизели, Машгиз, 1951.
- Ваншейдт В. А., Судовые двигатели внутреннего сгорания, Судпромгиз, 1950.
- Двигатели внутреннего сгорания (МВТУ) вып. 25, Машгиз, 1954.
- Двигатели внутреннего сгорания (МВТУ), вып. 35, Машгиз, 1955.
- Двигатели внутреннего сгорания (ЦНИДИ), вып. 26, Машгиз, 1954.
- Двигатели внутреннего сгорания (ЦНИДИ), вып. 28, Машгиз, 1955.
- Дьяченко Н. Х., Автотракторные двигатели с наддувом, Машгиз, 1953.
- Ирисов А. С., Испаряемость топлив для поршневых двигателей и методы ее исследования, Гостоптехиздат, 1955.
- Исследование рабочего процесса и подача топлива в быстроходных дизелях (НИЛД), сб. 1, Машгиз, 1955.
- Коллеров Л. К., Газовые двигатели, Машгиз, 1955.
- Конструкции и эксплуатационные характеристики дизелей (НИДИ), вып. 12, Машгиз, 1949.
- Масленников М. М. и Рапипорт М. С., Авиационные поршневые двигатели, Оборонгиз, 1951.
- Мелькумов Т. М., Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением, Оборонгиз, 1953.
- Научные записки МАМИ, вып. 2, Автотрансиздат, 1954.
- Орлин А. С., Двухтактные легкие двигатели, Машгиз, 1950.
- Орлин А. С. и др., Двигатели внутреннего сгорания, т. 1, Машгиз, 1951.
- Перевод двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо (КрММИ имени Баумана), Машгиз, 1946.
- Петров В. А., Малавинский А. М., Автомобильные двигатели, Изд. Минкомхоз, 1947.
- Повышение мощности двигателей с воспламенением от сжатия (ВНИТОЭ), Машгиз, 1954.
- Портнов Д. А., Рабочий процесс агадизеля при наддуве, Оборонгиз, 1947.
- Процессы сгорания в транспортных поршневых двигателях, Изд. АН СССР 1951.
- Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания и их агрегатов (КрММИ имени Баумана), Машгиз, 1946.
- Петровский Н. В., Повышение мощности судовых дизелей наддувом, Изд. Морской транспорт, 1955.
- Рубец Д., Системы питания автомобильных карбюраторных двигателей, Изд. Минкомхоз, 1954.
- Самоль Г. И., Гольдблат И. И., Газобаллонные автомобили, Машгиз, 1953.
- Сафронов К. М., Карбюраторы и карбюрация Переработка проф. Ю. А. Степанова, Изд. Минкомхоз, 1947.
- Токарев Г. Г., Газогенераторные автомобили, Машгиз, 1955.
- Hans List, Die Verbrennungskraftmaschine Band 1—16, Springer — Verlag, Wien 1948—1950.
- H. Ricardo, The High — Speed Internal — Combustion Engine. London und Glasgow, 1954.
- P. H. Schweitzer, Scavenging of two — stroke Cycle Diesel Engines. The Macmillan Company, New Jerk 1949.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . . . .	3
Основные принятые обозначения . . . . .	5
<b>Глава I. Краткая история развития двигателей внутреннего сгорания . . . . .</b>	<b>7</b>
<b>Глава II. Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания . . . . .</b>	<b>17</b>
§ 1. Общие замечания . . . . .	17
§ 2. Термодинамические циклы . . . . .	20
§ 3. Исследование термодинамических циклов . . . . .	22
<b>Глава III. Рабочее тело и его свойства . . . . .</b>	<b>27</b>
§ 1. Общие замечания . . . . .	27
§ 2. Топливо . . . . .	27
§ 3. Реакции сгорания и продукты сгорания . . . . .	31
§ 4. Теплоемкости свежего заряда и продуктов сгорания . . . . .	45
<b>Глава IV. Смесеобразование и сгорание . . . . .</b>	<b>49</b>
§ 1. Смесеобразование . . . . .	49
§ 2. Теплотворность смеси . . . . .	54
§ 3. Сгорание . . . . .	55
<b>Глава V. Действительный цикл двигателей внутреннего сгорания . . . . .</b>	<b>68</b>
§ 1. Общие замечания . . . . .	68
§ 2. Процесс зарядки . . . . .	69
§ 3. Процесс сжатия . . . . .	86
§ 4. Изменение параметров рабочего тела при сгорании . . . . .	91
§ 5. Термодинамика сгорания . . . . .	106
§ 6. Процесс расширения . . . . .	111
§ 7. Параметры, характеризующие рабочий цикл . . . . .	115
§ 8. Факторы, влияющие на индикаторные показатели двигателя с зажиганием от электрической искры . . . . .	124
§ 9. Факторы, влияющие на индикаторные показатели двигателей с воспламенением от сжатия . . . . .	129
§ 10. Параметры, характеризующие работу двигателя . . . . .	135
§ 11. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на эффективные показатели . . . . .	138
§ 12. Удельная мощность и способы ее повышения . . . . .	141
§ 13. Тепловой баланс и теплонапряженность двигателя . . . . .	149
<b>Глава VI. Тепловой расчет цикла . . . . .</b>	<b>157</b>
§ 1. Выбор параметров теплового расчета . . . . .	157
§ 2. Примеры теплового расчета . . . . .	162
<b>Глава VII. Процессы газообмена в двигателях . . . . .</b>	<b>172</b>
§ 1. Основные особенности двухтактных двигателей . . . . .	172
§ 2. Протекание процесса в цилиндре . . . . .	176
§ 3. Схемы органов распределения двухтактных двигателей . . . . .	180
§ 4. Исходные уравнения для расчета процесса газообмена . . . . .	186
§ 5. Расчет процесса свободного выпуска . . . . .	189
§ 6. Расчет продувки — наполнения и принудительного выпуска в двухтактных двигателях . . . . .	198
§ 7. Расчет продувки в четырехтактных двигателях . . . . .	201
§ 8. Параметры продувки — наддува . . . . .	202
§ 9. Располагаемое время-сечение органов распределения . . . . .	207

§ 10. Порядок проведения расчета . . . . .	209
§ 11 Изменение параметров в цилиндре по углу поворота кривошипа . . . . .	214
§ 12. Экспериментальное определение качества процессов очистки и наполнения цилиндра . . . . .	219
<b>Глава VIII. Наддув двигателей . . . . .</b>	<b>229</b>
§ 1. Общие замечания . . . . .	229
§ 2. Системы наддува двигателей . . . . .	232
§ 3. Пределы повышения мощности двигателя наддувом . . . . .	241
§ 4. Двигатели с наддувом . . . . .	246
<b>Глава IX. Процессы топливоподачи в двигателях с принудительным зажиганием . . . . .</b>	<b>257</b>
§ 1. Общие замечания . . . . .	257
§ 2. Простейший всасывающий карбюратор . . . . .	258
§ 3. Характеристика простейшего карбюратора . . . . .	259
§ 4. Характеристика идеального карбюратора . . . . .	265
§ 5. Главная дозирующая система . . . . .	267
§ 6. Вспомогательные устройства карбюраторов . . . . .	275
§ 7. Схемы некоторых карбюраторов . . . . .	282
§ 8. Испарение топлива . . . . .	286
§ 9. Дозирование смеси в двигателях с впрыском жидкого топлива и принудительным зажиганием . . . . .	287
<b>Глава X. Особенности рабочих процессов в газовых двигателях . . . . .</b>	<b>294</b>
§ 1. Общие замечания . . . . .	294
§ 2. Методы использования газов в двигателях . . . . .	295
§ 3. Смесеобразование в газовых двигателях . . . . .	300
<b>Глава XI. Рабочие процессы топливоподающей аппаратуры и смесеобразование в двигателях, работающих с впрыском топлива . . . . .</b>	<b>305</b>
§ 1. Основные схемы топливоподающей аппаратуры . . . . .	305
§ 2. Процесс впрыска . . . . .	310
§ 3. Характеристика форсунки . . . . .	312
§ 4. Сжимаемость топлива и ее влияние на процесс впрыска . . . . .	322
§ 5. Инерционные явления в процессе впрыска . . . . .	326
§ 6. Распыливание топлива при впрыске и образование факела распыленного топлива . . . . .	332
§ 7. Смесеобразование в двигателях с воспламенением от сжатия . . . . .	339
<b>Глава XII. Режимы работы двигателей внутреннего сгорания и их характеристики . . . . .</b>	<b>359</b>
§ 1. Режимы работы двигателей различного назначения . . . . .	359
§ 2. Внешняя скоростная характеристика двигателя . . . . .	362
§ 3. Частичные скоростные характеристики двигателя . . . . .	367
§ 4. Устойчивость режима работы . . . . .	372
§ 5. Прочие характеристики двигателей . . . . .	375
<b>Глава XIII. Применение регуляторов скоростного режима на двигателях внутреннего сгорания . . . . .</b>	<b>379</b>
§ 1. Условия, вызывающие необходимость установки регулятора . . . . .	379
§ 2. Регуляторы . . . . .	382
§ 3. Корректоры характеристики топливоподачи . . . . .	391
<b>Литература . . . . .</b>	<b>394</b>

Андрей Сергеевич Орлин, Дмитрий Николаевич Вырубов, Герман Георгиевич Калаш, Михаил Георгиевич Круглов, Олег Борисович Леонов, Сергей Евгеньевич Лебедев, Бронислав Генрихович Либрович, Михаил Михайлович Чурсин.

#### ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, ТОМ I

Технический редактор А. Я. Тиханов

Корректор М. В. Гвоздиевская

Подписано к печати 4/Х 1957 г. М-09098. Тираж 16000 экз. Печ. л. 33,91  
Бум. л. 12,33 Уч.-изд. л. 32,5. Формат бум. 70×108/16. Зак. 2146.

Типография № 6 УПП Ленсовнархоза, Ленинград, ул. Моисеенко, 10

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
3	9-я снизу	М. М. Чурсиным (§ 8—11)	М. М. Чурсиным (§ 4, 8, 9, 11)
3	10-я снизу	Д. Н. Вырубовым (§ 1—7)	Д. Н. Вырубовым (§ 1—3 5—7, 10)
92	25-я снизу	$\varphi_3 = \varphi_2$	$\varphi_3 - \varphi_2$
160	14-я сверху	$\frac{T_b}{\sqrt{\frac{\rho_b}{\rho_r}}}$	$\frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{\rho_b}{\rho_r}}}$
196	10-я сверху	$A = \frac{V}{\mu \sqrt{T_b}}$	$A_0 = \frac{0,59V}{\mu \sqrt{T_b}}$
196	13-я сверху	$A_0 = \frac{0,59V}{\mu \sqrt{T_b}}$	$A_0 = \frac{V}{\mu \sqrt{T_b}}$
202	9-я снизу	повышения	повышенных
203	На фиг. 97 по оси ординат	$\rho_k$	$\rho_n$
207	2-я снизу	$\sin 2\alpha_2 - \sin \alpha$	$\sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha$
213	8-я снизу	22,7 м <sup>2</sup> сек	22,7·10 <sup>-5</sup> м <sup>2</sup> сек
296	14-я сверху	регулировки	регулирования
297	6-я сверху	в таких	в газовых
390	17-я снизу	$\frac{\gamma w}{2g}$	$\frac{\gamma w^2}{2g}$