

2 р. 40 к.

6.1.43
1751

В. А. ЛОМОВСКИЙ

Впрыск

ТОПЛИВА

В ТРАНСПОРТНЫЕ
ДВИГАТЕЛИ
С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ
ЗАЖИГАНИЕМ



Москва, Третьяковский проезд, 1

· М А Ш Г И З ·

Канд. техн. наук В. А. ЛОМОВСКИЙ

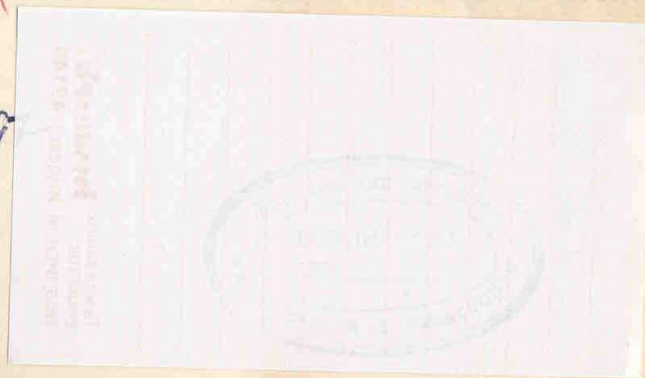
621.43

Л751

ВПРЫСК ТОПЛИВА
В ТРАНСПОРТНЫЕ
ДВИГАТЕЛИ
С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ
ЗАЖИГАНИЕМ

303.302

82



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
МОСКВА 1958

В настоящей книге освещены вопросы применения впрыска топлива в транспортные двигатели с зажиганием от искры, выявлены преимущества и недостатки этого способа смесеобразования, а также рассмотрены способы регулирования состава горючей смеси. В книге приведены различные системы топливной аппаратуры, предназначенной для впрыска топлива.

Книга может быть использована инженерно-техническими работниками и студентами вузов.

Рецензент канд. техн. наук М. М. Вихерт

Редактор канд. техн. наук В. П. Алексеев

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

ВВЕДЕНИЕ

Применение впрыска топлива в транспортные двигатели с принудительным зажиганием позволяет повысить, по сравнению с карбюрированием топлива, энергетические, экономические и некоторые эксплуатационные показатели двигателей. В последнее время в Западной Европе и США этот способ смесеобразования используется не только в двигателях спортивных автомобилей, но также и в двигателях легковых автомобилей.

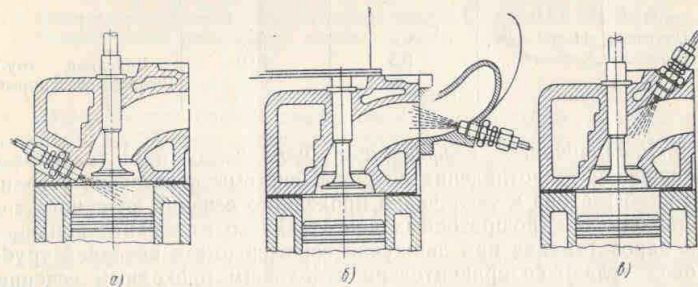
Однако использование впрыска топлива связано с определенными трудностями и в первую очередь с необходимостью создания довольно сложной топливной и регулиющей аппаратуры.

В настоящей книге освещены вопросы применения впрыска топлива в транспортные двигатели с зажиганием от искры, выявлены преимущества и недостатки этого способа смесеобразования, а также рассмотрены способы регулирования состава горючей смеси. В книге приведены различные системы топливной аппаратуры, предназначенной для впрыска топлива.

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРИМЕНЕНИЯ ВПРЫСКА ТОПЛИВА В ДВИГАТЕЛИ С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Преимущества впрыска топлива по сравнению с карбюрированием его

Впрыск топлива в двигатели с принудительным зажиганием производится в цилиндр (фиг. 1, а) или во впускной трубопровод. Во втором случае форсунка может располагаться или во впускном патрубке на определенном расстоянии от впускного клапана



Фиг. 1. Способы впрыска топлива в двигатели с принудительным зажиганием.

(фиг. 1, б), или в канале головки цилиндра в непосредственной близости от этого клапана (фиг. 1, в). При впрыске в цилиндр топливо подается только строго дозированными порциями, а при впрыске во впускной трубопровод — как дозированными порциями, так и непрерывным потоком.

Впрыск топлива по сравнению с его карбюрированием имеет следующие преимущества.

1. Можно увеличить степень сжатия на 0,5—2 единицы при одинаковом октановом числе топлива в первую очередь в результате:

а) устранения подогрева воздуха во впускном трубопроводе и

снижения нагрева рабочей смеси от горячих деталей двигателя ввиду того, что топливо в основном испаряется в цилиндре¹;

б) возможности применения при подаче топлива в цилиндр в процессе сжатия обедненных рабочих смесей, так как можно обеспечить в непосредственной близости от свечи получение обогащенной смеси при высоком среднем по цилиндру коэффициенте избытка воздуха.

В таблице приведены данные, характеризующие повышение степени сжатия различных моделей двигателей при переводе их на впрыск топлива.

Повышение степени сжатия различных моделей двигателей с принудительным зажиганием при переводе их на непосредственный впрыск топлива

Двигатель	Степень сжатия при работе		Место впрыска топлива
	с карбюратором	с впрыском топлива	
Двухтактные двигатели			
Гутброд ($V_h = 593 \text{ см}^3$)	6,0	8,0	Цилиндр
Гутброд ($V_h = 663 \text{ см}^3$)	6,8	8,0	"
Гольяф	6,8	7,7	"
Четырехтактные двигатели			
Боргвард „Изабелла“	9,8	10,8	"
Шевроле „Корвет“ . .	9,5	10,0	Впускная труба (непрерывный впрыск)

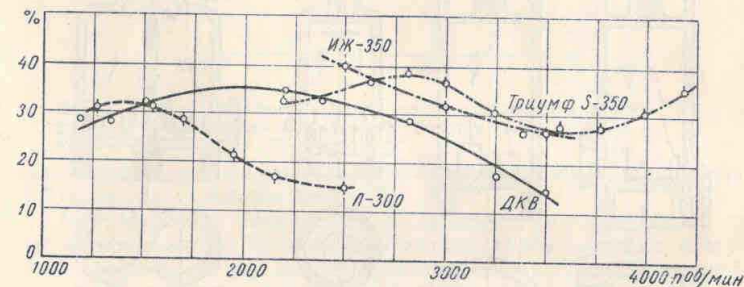
2. Увеличивается коэффициент наполнения двигателя из-за уменьшения сопротивления впускной системы вследствие устранения карбюратора и увеличения проходного сечения впускного трубопровода. В карбюраторных двигателях во избежание конденсации паров топлива при движении горючей смеси впускной трубопровод делают со сравнительно небольшим проходным сечением (примерно в 2 раза меньшим, чем у дизелей), что обеспечивает высокую скорость воздуха в трубопроводе, а следовательно, и малое давление в нем. При впрыске топлива необходимость сужения проходного сечения впускного трубопровода отпадает. Считают [12], что при впрыске топлива разрежение во впускном трубопроводе при полностью открытой дроссельной заслонке не должно превышать 12 мм рт. ст.

Улучшению наполнения двигателя способствует также устранение предварительного подогрева засасываемого воздуха. Впрыск

¹ При этом происходит также снижение тепловой напряженности деталей двигателя, что особенно важно для двухтактных двигателей, у которых повышенная теплонапряженность является одной из причин пониженной долговечности поршней, поршневых колец и цилиндров.

топлива в процессе впуска в цилиндр четырехтактного двигателя сопровождается дополнительным притоком в него воздуха вследствие понижения давления смеси после подачи и испарения топлива.

3. Достигается более равномерное распределение топлива в многоцилиндровом двигателе по отдельным цилиндрам. В карбюраторных двигателях состав смеси по отдельным цилиндрам отличается обычно на 10—20% [5]; таким образом, имеет место обогащение горючей смеси в одних цилиндрах и обеднение ее — в других. Во избежание чрезмерного переобогащения смеси в отдель-



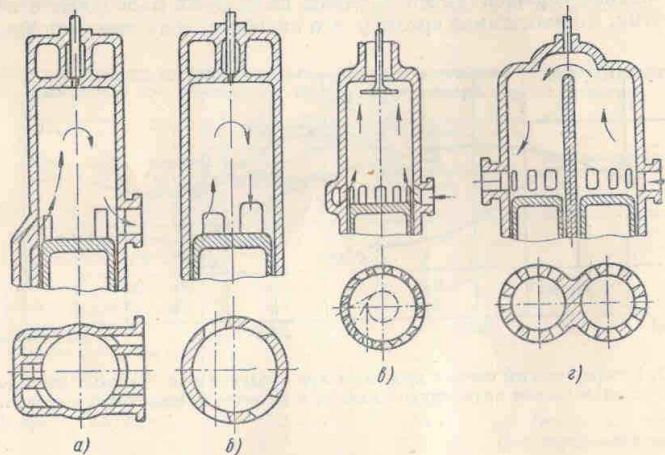
Фиг. 2. Потери горючей смеси в процентах при продувке в двухтактных двигателях с использованием кривошипной камеры в качестве продувочного насоса.

ных цилиндрах при работе двигателя с карбюратором приходится понижать коэффициент избытка воздуха по сравнению с оптимальными его значениями для случая равномерного распределения топлива по цилиндрам. Кроме того, образование обогащенной горючей смеси в некоторых цилиндрах способствует возникновению детонации.

Состав смеси при впрыске топлива отличается по отдельным цилиндрам не более чем на 6—7%, а в некоторых случаях эта величина снижается и до 2—3%. Следовательно, при этом способе смесеобразования можно применять более бедные смеси, что наряду с улучшением экономичности двигателя уменьшает возможность появления детонационного сгорания топлива.

4. В двухтактных двигателях значительно уменьшаются или полностью устраняются потери горючей смеси с продуктами сгорания, которые при карбюраторовании топлива превышают в некоторых случаях 30% от общего количества смеси, поступившей в цилиндр (фиг. 2) [3]. При впрыске топлива можно производить продувку только воздухом, а топливо подавать в конце этого процесса или после его окончания, что, кроме повышения экономичности двигателя, дает возможность улучшить протекание процессов очистки и наполнения цилиндров.

Подавляющее большинство двухтактных двигателей с принудительным зажиганием, устанавливаемых на автомобилях и мотоциклах, делают с щелевыми схемами распределения (фиг. 3, а, б и г) и кривошипно-камерной продувкой. Количество горючей смеси, подаваемой из кривошипной камеры в цилиндр двигателя, в значительной мере предопределяет качество протекания процессов зарядки и очистки цилиндров. Из зависимости коэффициента наполнения кривошипной камеры (η_{V_k})* от числа оборотов коленчатого вала



Фиг. 3. Различные типы продувок двухтактных двигателей:

а — поперечная схема петлевой продувки; б — односторонняя схема петлевой продувки; в — прямоточная клапанно-щелевая продувка; г — прямоточная щелевая продувка.

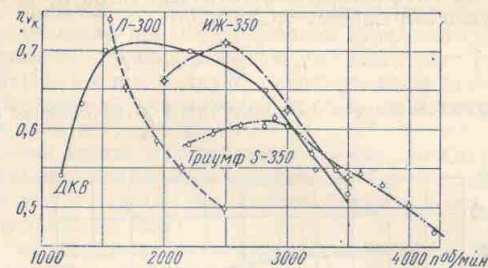
для ряда двигателей (фиг. 4) видно, что максимальная величина $\eta_{V_k} = 0,7 \div 0,75$ [4]. При числе оборотов, соответствующем максимальной мощности двигателя, коэффициент наполнения кривошипной камеры редко превышает 0,5.

Малые значения коэффициента избытка продувочной смеси φ^{**} и большие потери смеси с продуктами сгорания обуславливают

* Под этим коэффициентом понимается отношение веса смеси $G_{фк}$, фактически поступившей в кривошипную камеру, к весу смеси $G_{тк}$, которая могла бы заполнить рабочий объем кривошипной камеры при температуре и давлении окружающей среды, т. е. $\eta_{V_k} = \frac{G_{фк}}{G_{тк}}$.

** Под коэффициентом избытка продувочной смеси (воздуха) φ понимается отношение веса смеси (воздуха) $G_{пр}$, подаваемой продувочным насосом в цилиндр двигателя, к весу смеси (воздуха) G_m , которая могла бы заполнить рабочий объем цилиндра при давлении и температуре окружающей среды, т. е. $\varphi = \frac{G_{пр}}{G_m}$.

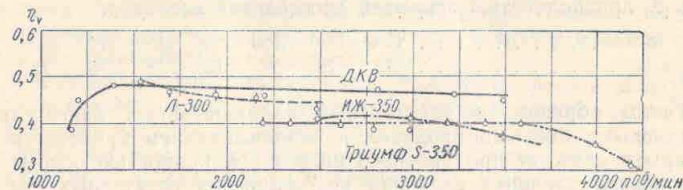
плохое наполнение цилиндра двигателя. Коэффициент наполнения цилиндра двухтактных двигателей с петлевой продувкой и использованием кривошипной камеры в качестве продувочного насоса



Фиг. 4. Зависимость коэффициента наполнения кривошипной камеры η_{V_k} от числа оборотов вала двигателя.

даже при полностью открытой дроссельной заслонке не превышает 0,5, а иногда снижается до 0,3 (фиг. 5).

Односторонняя схема петлевой продувки, наиболее часто применяемая в автомобильных двухтактных карбюраторных двигателях, обеспечивает наилучшее протекание процесса очистки цилиндра по сравнению с другими схемами петлевой продувки. Однако



Фиг. 5. Зависимость коэффициента наполнения цилиндра η_V от числа оборотов коленчатого вала для ряда двухтактных двигателей с петлевой продувкой и использованием кривошипной камеры в качестве продувочного насоса.

при такой схеме продувки, особенно в случае использования кривошипной камеры в качестве продувочного насоса, все же не достигается достаточно хорошая очистка цилиндра.

При полностью открытой дроссельной заслонке в двигателе данного типа (Триумф S-350) качественный к. п. д. продувки η_S^* изменяется в диапазоне от 80 до 74% (фиг. 6).

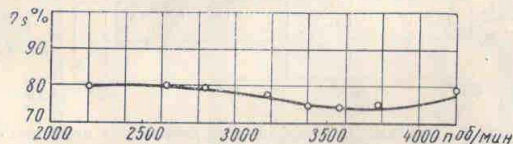
* Под качественным к. п. д. продувки, который иногда называют степенью очистки, понимается отношение объемного количества горючей смеси V_S , оставшейся в цилиндре после окончания процесса продувки, к сумме этого количества и количества остаточных газов V_r , отнесенных к условиям окружающей среды, т. е. $\eta_S = \frac{V_r}{V_S + V_r}$.

Определим для данного случая коэффициент остаточных газов γ , который равен отношению веса остаточных газов к весу свежепоступившей горючей смеси.

Зависимость коэффициента остаточных газов от качественного к. п. д. продувки выражается уравнением

$$\gamma = \frac{1 - \eta_S}{\eta_S};$$

тогда для $\eta_S = 0,8$ и $\eta_S = 0,74$ получим соответственно $\gamma = 0,25$ и $\gamma = 0,35$.



Фиг. 6. Качественный к. п. д. продувки η_S в двигателе с односторонней схемой петлевой продувки (Триумф S-350) при разных числах оборотов коленчатого вала и полностью открытой дроссельной заслонке.

Ниже приведены величины качественного к. п. д. продувки η_S для двигателя ДКВ с поперечной схемой петлевой продувки и использованием кривошипной камеры в качестве продувочного насоса [2] при полностью открытой дроссельной заслонке:

n в об/мин	1180	1350	1520	2210	2830	3240	3500
η_S в %	72	78	78	83	78	75	72

Таким образом, в двухтактных карбюраторных двигателях с петлевыми схемами продувки и использованием кривошипной камеры в качестве продувочного насоса при полностью открытой дроссельной заслонке величина коэффициента остаточных газов достигает 0,2—0,3, что примерно в 3 раза превышает соответствующее значение данного коэффициента для четырехтактных карбюраторных двигателей (0,06—0,1).

Особенно больших значений коэффициент остаточных газов в двухтактных двигателях достигает на малых нагрузках вследствие резкого ухудшения протекания процесса продувки, что ведет к неустойчивой работе двигателей на указанном режиме.

Недостаточно удовлетворительное наполнение цилиндра и большие величины коэффициента остаточных газов обуславливают малое значение среднего эффективного давления цикла, которое для двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой не превышает 4 кг/см^2 .

В результате потерь горючей смеси при продувке и плохой очистке цилиндров снижаются индикаторные и эффективные экономические показатели этих двигателей, которые значительно ниже показателей четырехтактных карбюраторных двигателей.

Наиболее действенным способом улучшения протекания процессов очистки и наполнения цилиндров двухтактного двигателя является увеличение коэффициента избытка продувочной смеси ϕ , что возможно только при использовании отдельного продувочного насоса. Опытами, проводившимися на двигателе Триумф S-350, установлено [16], что при наддуве, за счет увеличения коэффициента избытка продувочной смеси от 0,6 до 0,95, качественный к. п. д. продувки возрастает с 80 до 90%.

Установлено также, что увеличение ϕ сопровождается улучшением наполнения цилиндра (для двигателя Триумф S-350 возрастание ϕ от 0,3 до 0,9 ведет к увеличению коэффициента наполнения цилиндра от 0,225 до 0,57).

Однако с увеличением коэффициента избытка продувочной смеси возрастают потери топлива с продуктами сгорания.

Таким образом, улучшение протекания процесса продувки в двухтактных карбюраторных двигателях за счет увеличения коэффициента избытка продувочной смеси целесообразно только при устранении потерь горючей смеси с продуктами сгорания, что возможно при впрыске топлива.

5. При подаче топлива непосредственно в цилиндр или при дозированном впрыске во впускной трубопровод в четырехтактных двигателях удается увеличить перекрытие клапанов. В карбюраторных двигателях перекрытие клапанов обычно не превышает 40° поворота коленчатого вала во избежание потерь горючей смеси и неустойчивой работы при малых нагрузках; в случае впрыска топлива эта величина может достигать 130° *

Увеличив перекрытие клапанов, можно обеспечить продувку камеры сгорания воздухом, что дает особенно большой эффект при применении наддува. На основании опытов [5], установлено, что при продувке камеры сгорания двигателя с впрыском топлива улучшается процесс газообмена и повышается мощность двигателя, а также снижается тепловая напряженность цилиндра и выпускного клапана (фиг. 7).

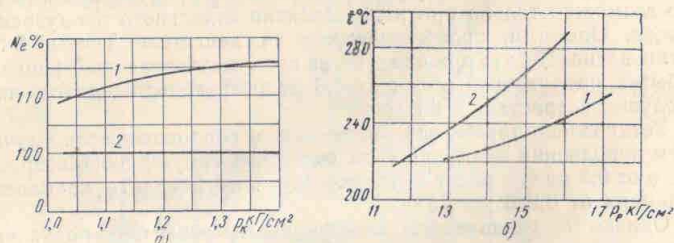
6. При впрыске топлива в цилиндр в процессе сжатия можно обеспечить «послойное смешение», при котором мощность двигателя с зажиганием от искры может регулироваться только изменением количества подаваемого топлива при неизменном положении дроссельной заслонки (качественное регулирование).

Такое регулирование имеет четырехтактный двигатель фирмы «Тексако», подача топлива в цилиндры которого производится около в. м. т. Струя топлива направляется в сторону свечи и увлекается воздухом, имеющим вращательное движение (фиг. 8); это движение воздуха создается впускным клапаном с ширмой.

Первая порция топлива, поступающая к свече, обеспечивает образование около нее несколько обогащенной горючей смеси, которая

* Допустимое перекрытие клапанов при впрыске топлива во впускную трубу несколько меньше, чем при впрыске непосредственно в цилиндр.

воспламеняется; следующие порции постепенно впрыскиваемого топлива подходят к свече и, сгорая, образуют так называемый



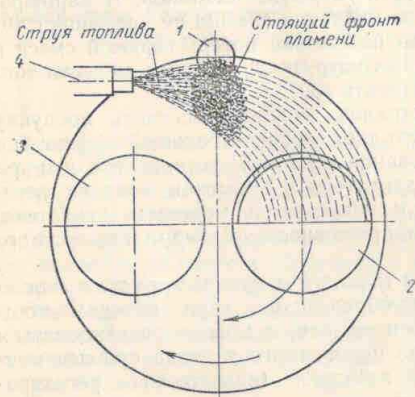
Фиг. 7. Влияние увеличения угла перекрытия клапанов:

а — на мощность двигателя при разном давлении наддува $P_{кв}$; б — на температуру t стенок цилиндров при разном среднем эффективном давлении P_e ; 1 — угол перекрытия клапанов 120°; 2 — угол перекрытия 40°.

«стоящий фронт пламени». К фронту пламени в период впрыска поступают все новые порции топлива, в то время как продукты сгорания отводятся от места воспламенения топлива.

Вследствие того, что топливо сгорает почти сразу после выхода из форсунки, оно не успевает перемешаться с зарядом воздуха в цилиндре и в нем не происходят предпламенные процессы, способствующие возникновению детонации. Поэтому двигатель практически работает на любых сортах топлива с высокими значениями среднего по цилиндру коэффициента избытка воздуха.

Поскольку в двигателях типа «Тексако» при изменении в довольно широких пределах среднего по цилиндру коэффициента избытка воздуха в зоне свечи образуется горячая смесь, способная к воспламенению, то в этом случае представляется воз-



Фиг. 8. Схема камеры сгорания двигателя фирмы «Тексако»:

1 — свеча; 2 — впускной клапан; 3 — выпускной клапан; 4 — форсунка.

можным применить качественное регулирование.

Вследствие обеднения горючей смеси и уменьшения окисления топлива перед процессом сгорания снижается возможность возникновения детонации. Поэтому при рассмотренном способе смесиобразования удается поднять степень сжатия двигателя до 10.

7. Улучшается приемистость двигателя. В карбюраторных двигателях при резком открытии дроссельной заслонки происходит кратковременное обеднение горючей смеси, вызываемое в основном следующими двумя причинами: во-первых, при резком изменении разрежения в диффузоре карбюратора скорость движения воздуха растет значительно быстрее, чем скорость движения топлива, так как плотность последнего примерно в 600 раз больше плотности воздуха; во-вторых, резкое открытие дроссельной заслонки сопровождается уменьшением разрежения во впускном трубопроводе и понижением, ввиду поступления большого количества холодного воздуха, температуры в нем; часть паров топлива, при этом конденсируется и оседает на стенки трубопровода.

Указанное обеднение горючей смеси частично устраняется за счет дополнительной подачи топлива ускорительным насосом.

При впрыске топлива в цилиндр или во впускной трубопровод на небольшом расстоянии от впускного клапана обеднения горючей смеси в период разгона наблюдать не будет, в результате чего улучшается приемистость двигателя (фиг. 9).

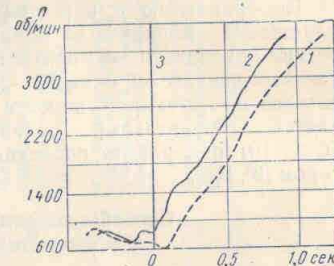
8. Облегчается пуск двигателя и ускоряется его прогрев. При пуске холодного карбюраторного двигателя топливо плохо распыливается ввиду малых скоростей воздуха, проходящего через карбюратор, а также недостаточно удовлетворительно испаряется вследствие низкой температуры впускного трубопровода. Незначительные скорости поступления смеси в двигатель при пуске ведут к осаждению взвешенных в ней частичек топлива на холодные стенки впускного трубопровода (выпадение пленки). Все это вызывает образование при пуске двигателя бедной горючей смеси, которая не может обеспечить достаточно интенсивные вспышки.

В случае впрыска топлива в цилиндр или во впускной трубопровод в непосредственной близости от клапана можно получить при пуске холодного двигателя горючую смесь нужного состава.

9. Можно полностью выключить подачу топлива в двигатель при езде накатом и торможении, что наряду с повышением экономических показателей двигателя уменьшает загрязнение атмосферного воздуха продуктами сгорания.

10. Устраняется опасность обратных вспышек во впускном трубопроводе.

11. Уменьшается высота двигателя, особенно по сравнению с двигателем, имеющим карбюратор с падающим потоком.



Фиг. 9. Кривые нарастания числа оборотов коленчатого вала при разгоне двухтактного двигателя ($V_h=250 \text{ см}^3$): 1 — работа с карбюратором, 2 — работа с впрыском топлива; 3 — момент начала разгона.

12. Система питания двигателя получается не чувствительной к большим продольным и поперечным кренам автомобиля.

13. Устраняется возможность обледенения дроссельной заслонки, возникающего из-за падения температуры поступающего в двигатель воздуха вследствие испарения топлива, вводимого в диффузор карбюратора. При эксплуатации двигателя в зимних условиях это падение может составлять 25°C , что вызовет образование льда; в результате уменьшится сечение для прохода воздуха и может нарушиться правильность регулирования двигателя дроссельной заслонкой.

* * *

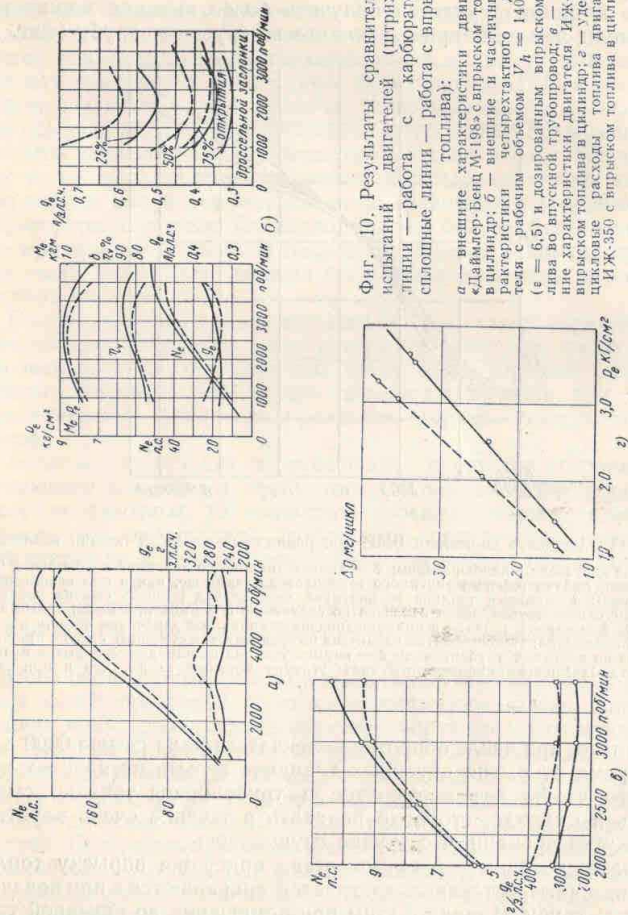
По сравнению с карбюраторированием топлива, при впрыске его улучшаются наряду с эксплуатационными качествами и экономические показатели четырехтактных двигателей на 5—15%, а двухтактных двигателей — на 20—25%; энергетические показатели двигателей при этом повышаются на 3—25%. Изложенное подтверждается результатами сравнительных испытаний двигателей (фиг. 10) при работе последних с впрыском топлива и карбюратором [3], [15].

Способы подачи топлива в двигатели с принудительным зажиганием

Стоимость топливной аппаратуры, используемой для впрыска топлива, выше стоимости карбюраторов. Поэтому некоторые специалисты считают, что данный способ смесеобразования целесообразно применять в двигателях серийных автомобилей только в том случае, когда экономия в расходе топлива на 10 000 км пути автомобиля перекроет увеличение первоначальной стоимости топливной аппаратуры по сравнению с карбюратором, и срок службы аппаратуры будет не менее 30 000 км [8]. Вследствие этого в настоящее время особое внимание уделяется упрощению и удешевлению аппаратуры для впрыска бензина.

При подаче топлива во впускной трубопровод стоимость аппаратуры может быть снижена по сравнению с аппаратурой, используемой для впрыска топлива непосредственно в цилиндр, даже и тогда, когда топливо в цилиндр подается в процессе наполнения. Это объясняется главным образом меньшим давлением при впрыске топлива во впускной трубопровод, так как топливо попадает в организованный поток воздуха, движущийся с большими скоростями, вследствие чего улучшается распыливание топлива и увеличивается равномерность его распределения в заряде. С уменьшением давления впрыска упрощается конструкция топливной аппаратуры, а также снижаются требования, предъявляемые к точности ее обработки. Кроме того, при малом давлении впрыска создание для многоцилиндровых двигателей односекционных насосов с распределителями связано со значительно меньшими трудностями.

Однако при подаче топлива во впускной трубопровод четырехтактного двигателя (вместо впрыска в цилиндр) устраняется воз-

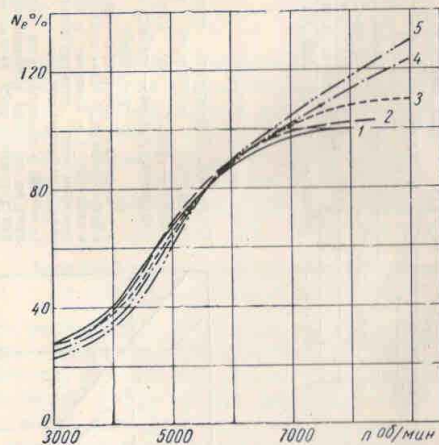


Фиг. 10. Результаты сравнительных испытаний двигателей (штриховые линии — работа с карбюратором; сплошные линии — работа с впрыском топлива):

a — внешние характеристики двигателя «Даймлер-Бенц М-198» с впрыском топлива в цилиндр; *b* — внешние и частные характеристики четырехтактного двигателя с рабочим объемом $V_h = 1400 \text{ см}^3$ ($v = 6,5$) и дозированной впрыском топлива во впускной трубопровод; *c* — внешние характеристики двигателя ИЖ-350 с впрыском топлива в цилиндр; *d* — удельные цикловые расходы топлива двигателя ИЖ-350 с впрыском топлива в цилиндр.

возможность «послойного смесеобразования», отсутствует дозарядка¹ цилиндра, снижается величина перекрытия клапанов и несколько уменьшается возможная величина повышения степени сжатия.

Следует отметить, что при проведении опытов на двухцилиндровом двигателе БМВ с рабочим объемом 500 см³ и воздушным охлаждением [14] было установлено, что при высоких числах оборотов (свыше 6500 в минуту) в случае впрыска топлива непосредственно в цилиндр удается получить более высокие мощностные показатели, чем при впрыске топлива во впускную трубу (фиг. 11).



Фиг. 11. Мощность двигателя БМВ при различных способах подачи топлива:

1 — работа двигателя с карбюратором; 2 — впрыск топлива во впускной трубопровод (величина степени сжатия и форма впускного трубопровода такие же, как и при использовании карбюратора); 3 — впрыск топлива во впускной трубопровод (степень сжатия увеличена, а форма впускного трубопровода изменена по сравнению с формой при использовании карбюратора); 4 — впрыск топлива в цилиндр (подача топлива под давлением 50 атм в период процесса наполнения; степень сжатия увеличена по сравнению со степенью сжатия при впрыске топлива во впускной трубопровод); 5 — впрыск топлива в цилиндр (перекрытие клапанов увеличено до 140° поворота коленчатого вала; условия впрыска те же, что и при снятии кривой 4).

Кроме того, при числе оборотов коленчатого вала свыше 6000 в минуту время открытия впускных клапанов весьма незначительно, и для того чтобы все впрыснутое в трубопровод топливо смогло попасть в цилиндр, его надо подавать в течение очень короткого промежутка времени, что трудно осуществить.

Однако основные преимущества, присущие впрыску топлива в цилиндр четырехтактных двигателей, сохраняются и при подаче во впускную трубу. Наряду с этим при помещении во впускной трубе

¹ Под дозарядкой цилиндра в этом случае понимается дополнительный приток воздуха вследствие понижения давления смеси после испарения топлива, впрыснутого в цилиндр в процессе наполнения.

форсунка находится в более благоприятных температурных условиях, чем при впрыске топлива в цилиндр; в первом случае устраняется также возможность закоксовывания сопла форсунки. Принимая во внимание снижение стоимости топливной аппаратуры при впрыске во впускную трубу, этот способ подачи топлива для четырехтактных двигателей следует признать наиболее целесообразным.

Применение впрыска топлива во впускную трубу двухтактных двигателей весьма ограничено. Не вызывает сомнений, что при подаче топлива в трубопровод в начале процесса продувки неизбежно возникнут потери горючей смеси с продуктами сгорания, так как продувка в этом случае будет производиться, как и при работе двигателя с карбюратором, бензо-воздушной смесью. Только при условии, если впрыск топлива начнется через определенный промежуток времени после открытия продувочных окон, т. е. после того, как часть воздуха уже поступит в цилиндр, возможно некоторое сокращение потерь горючей смеси по сравнению с потерями в карбюраторном двигателе. Очевидно, что чем больше будет запаздывание момента начала подачи топлива от момента открытия продувочных окон, тем меньше должна быть величина потерь смеси с продуктами сгорания.

Подбор момента начала впрыска топлива таким образом, чтобы образующиеся частички бензо-воздушной смеси не достигали выпускных окон до их закрытия, при условии хорошей очистки цилиндра, возможен только для продувок тех типов, при которых обеспечивается вытеснение продуктов сгорания продувочным воздухом.

Если же происходит перемешивание продуктов сгорания с поступающим воздухом и, кроме того, выпускные окна закрываются после продувочных, то полностью избежать потери топлива при впрыске его во впускной трубопровод практически невозможно. Действительно в данном случае даже при значительном запаздывании момента начала впрыска топлива от момента начала продувки достаточно полного удаления продуктов сгорания из цилиндра можно достигнуть, лишь потеряв определенную часть горючей смеси.

Попадание горючей смеси в выпускной трубопровод в двигателях с такой продувкой сводится к минимуму только при подаче топлива в последний период процесса наполнения и очистки цилиндра. Но при этом получается местное переобогащение смеси во впускном трубопроводе, так как топливо, рассчитанное на все количество воздуха, участвующего в сгорании, перемешивается в зоне смесеобразования с весьма незначительными дозами продувочного воздуха. Содержание топлива в смеси должно выровняться до нормальной концентрации уже в самом цилиндре, что возможно только при условии существования в нем после окончания продувки весьма интенсивного движения воздуха, так как время, отводимое на перемешивание, крайне мало.

На основании изложенного выше можно заключить, что впрыск топлива во впускной трубопровод двухтактных двигателей радио-

нально применять только при таких продувках, которые позволяют осуществить раннюю подачу топлива без возникновения потерь смеси с продуктами сгорания при условии достаточно полной очистки цилиндра и обеспечивают интенсивное перемешивание впрыснутого топлива с воздухом в цилиндре в период сжатия.

Указанным требованиям в значительной степени отвечает прямоточная продувка (фиг. 3, в, г). Протекание процесса очистки в данном случае достаточно совершенно и близко к идеальному вытеснению продуктов сгорания. Кроме того, большинство схем прямоточной продувки имеют тангенциальное расположение продувочных окон, что вызывает вращательное движение воздуха, сохраняющееся и в процессе сжатия. Это способствует получению однородной горючей смеси в цилиндре даже при поздней подаче топлива.

Экспериментальные исследования полностью подтверждают рентабельность использования впрыска топлива во впускной трубопровод для двигателей с прямоточной продувкой. Например, по опытам, проведенным на двухтактном авиационном двигателе с клапанно-щелевой продувкой при работе его с впрыском бензола, минимальный удельный расход топлива при $n = 1300$ об/мин равнялся 253 г/э. л. с. ч.

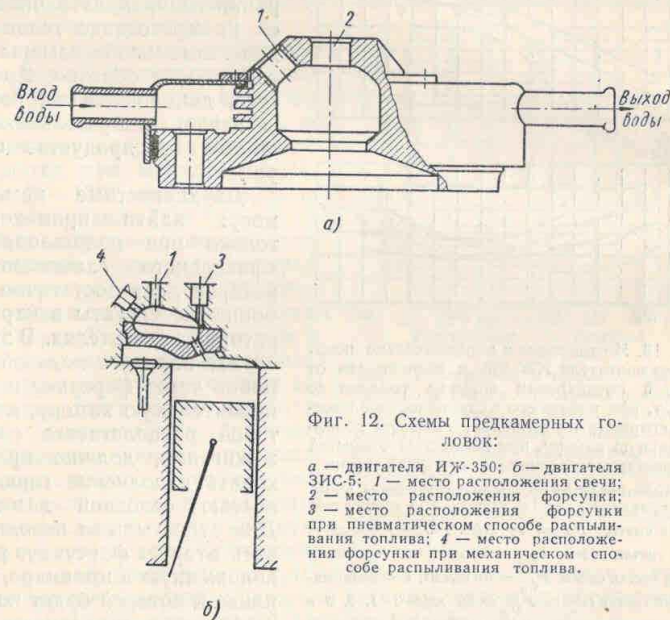
Значительно менее благоприятные условия для использования впрыска топлива во впускной трубопровод имеются в двигателях с петлевыми схемами продувки. В двигателях с подобной продувкой наблюдается довольно интенсивное перемешивание воздуха, поступающего в цилиндр, с продуктами сгорания (степень перемешивания достигает 47%). Указанное явление, как уже было выяснено ранее, при рассматриваемом способе впрыска топлива приводит к потерям горючей смеси. Кроме того, в случае петлевых схем продувки выпускные окна закрываются обычно несколько позже продувочных. Поэтому даже при подаче топлива в самом конце процесса продувки возможно попадание части его в выпускной трубопровод. Все это обуславливает низкие экономические показатели двухтактных двигателей с петлевой продувкой и впрыском топлива во впускной трубопровод; в результате проведенных опытов на двигателе с односторонней схемой петлевой продувки и степенью сжатия $\epsilon = 5,4$ при работе на смеси бензина со спиртом были получены минимальные удельные расходы топлива $g_e = 500$ г/э. л. с. ч.

Таким образом, для двухтактных двигателей с петлевыми схемами продувки (наиболее распространенных в качестве силовых установок автомобилей и мотоциклов) впрыск топлива во впускную трубу не приемлем, и в данном случае можно использовать только подачу топлива непосредственно в цилиндр. Этот способ подачи топлива обеспечивает достаточно хорошие результаты, что подтверждается данными испытаний двухтактного двигателя, которые показаны на фиг. 10, в и г.

В заключение следует отметить, что впрыск легкого топлива в дополнительную камеру двигателей с принудительным зажиганием не дает достаточно удовлетворительных результатов.

Проведенные испытания двухтактного двигателя ИЖ-350 с головкой, близкой по конструкции к предкамерной (фиг. 12, а), показали, что экономичность и мощность двигателя при подаче топлива через однодырчатую форсунку в дополнительную камеру в период процесса наполнения ниже, чем при однополостной камере сгорания (фиг. 13) [3].

Значительное падение мощностных и экономических показателей двигателя по сравнению с показателями при внешнем смесеобразовании



Фиг. 12. Схемы предкамерных головок:

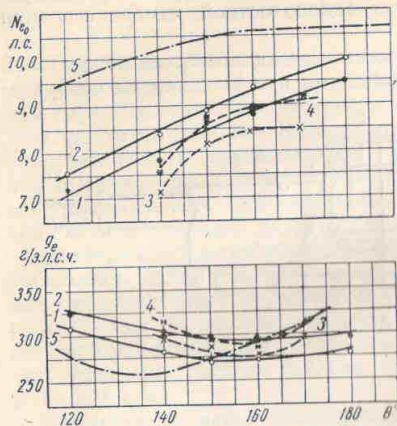
а — двигателя ИЖ-350; б — двигателя ЗИС-5; 1 — место расположения свечи; 2 — место расположения форсунки; 3 — место расположения форсунки при пневматическом способе распыливания топлива; 4 — место расположения форсунки при механическом способе распыливания топлива.

вании наблюдалось в случае впрыска топлива через однодырчатую форсунку в процессе сжатия в предкамеру двигателя ЗИС-5* (фиг. 12, б). В этом случае при $n = 1200$ об/мин мощность составляла 45%, а при $n = 2400$ об/мин равнялась 37% от мощности, развиваемой двигателем при работе с карбюратором. Экономичность двигателя при впрыске топлива в предкамеру понизилась по сравнению с экономичностью в случае внешнего смесеобразования на 60% при $n = 1200$ об/мин и на 83% при $n = 2400$ об/мин (опыты МВТУ).

Понижение экономических и энергетических показателей двигателя при впрыске топлива в дополнительную камеру объясняется

* Наивысшая мощность и экономичность достигалась при начале подачи топлива за $120-60^\circ$ до в. м. т.; наивыгоднейший угол опережения зажигания был таким же, как и при внешнем смесеобразовании; изменение давления впрыска от 50 до 350 ат не оказывало заметного влияния на показатели двигателя.

неравномерным распределением топлива в заряде воздуха, заключенном в основной камере, так как воздух с топливом перемешивается только в процессе сгорания в течение очень короткого промежутка времени. При использовании двухполостных камер увеличиваются тепловые потери в стенки и часть энергии, полученной при сгорании топлива, затрачивается на перетекание газов из дополнительной камеры в основную и обратно. Кроме того, дополнительная камера неудовлетворительно очищается от продуктов сгорания.



Фиг. 13. Мощности и экономические показатели двигателя ИЖ-350 в зависимости от угла θ предварения впрыска топлива до в. м. т. при работе его с однополостной камерой сгорания и с головкой, имеющей дополнительную камеру, при полностью открытой дроссельной заслонке и $n = 3500$ об/мин

1 — экономический состав смеси, давление впрыска топлива $P_{\Phi 0} = 10$ кг/см²; 2 — мощностной состав смеси, $P_{\Phi 0} = 10$ кг/см²; 3 — экономический состав смеси, $P_{\Phi 0} = 50$ кг/см²; 4 — мощностной состав смеси, $P_{\Phi 0} = 50$ кг/см²; 5 — экономический состав смеси, $P_{\Phi 0} = 50$ кг/см²; 1, 2, 3 и 4 — двухполостная камера; 5 — однополостная камера.

вляемой карбюратором. При этом горячая смесь в дополнительной камере должна иметь коэффициент избытка воздуха несколько меньше единицы и хорошо воспламеняться; горячую смесь в основной камере следует переобеднить. Горячая смесь в основной камере будет воспламеняться факелом пламени, образующимся при сгорании топлива в дополнительной камере.

Момент начала впрыска топлива

При выборе момента начала впрыска топлива необходимо принимать во внимание скорость и характер движения заряда воздуха в данный период, так как эти факторы в значительной мере влияют на качество смесеобразования.

При подаче топлива во впускной трубопровод стараются согласовать момент впрыска с максимальной скоростью воздуха, поступающего в двигатель. Наряду с улучшением качества распыливания топлива при высоких скоростях воздуха вследствие увеличения аэродинамических сил, воздействующих на топливную струю, в этом случае имеются оптимальные условия распределения смеси по отдельным цилиндрам. Наиболее равномерное распределение смеси наблюдается тогда, когда впрыск происходит при скоростях воздуха, достаточных для переноса капелек топлива в цилиндр во взвешенном состоянии.

В четырехтактных двигателях наивысшие экономические и энергетические показатели при дозированной подаче топлива во впускной трубопровод обычно достигаются при начале впрыска через 70—100° после в. м. т. по ходу всасывания [1]. При впрыске топлива непосредственно в цилиндр четырехтактного двигателя в процессе наполнения подачу бензина начинают через 30—50°* после в. м. т. В данном случае создают наиболее благоприятные условия наполнения двигателя и наблюдаются максимальные значения коэффициента наполнения ввиду дополнительного притока воздуха в цилиндр из-за понижения в нем давления заряда воздуха после подачи и испарения топлива.

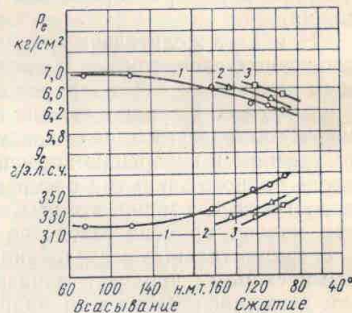
При подаче топлива во впускной трубопровод стараются согласовать момент впрыска с максимальной скоростью воздуха, поступающего в двигатель. Наряду с улучшением качества распыливания топлива при высоких скоростях воздуха вследствие увеличения аэродинамических сил, воздействующих на топливную струю, в этом случае имеются оптимальные условия распределения смеси по отдельным цилиндрам. Наиболее равномерное распределение смеси наблюдается тогда, когда впрыск происходит при скоростях воздуха, достаточных для переноса капелек топлива в цилиндр во взвешенном состоянии.

В четырехтактных двигателях наивысшие экономические и энергетические показатели при дозированной подаче топлива во впускной трубопровод обычно достигаются при начале впрыска через 70—100° после в. м. т. по ходу всасывания [1].

При впрыске топлива непосредственно в цилиндр четырехтактного двигателя в процессе наполнения подачу бензина начинают через 30—50°* после в. м. т. В данном случае создают наиболее благоприятные условия наполнения двигателя и наблюдаются максимальные значения коэффициента наполнения ввиду дополнительного притока воздуха в цилиндр из-за понижения в нем давления заряда воздуха после подачи и испарения топлива.

Впрыск топлива в цилиндры четырехтактного двигателя в процессе сжатия приводит к довольно резкому снижению мощностных и экономических показателей (кривая 1 на фиг. 14) [18].

Следует отметить, что при впрыске топлива в процессе сжатия представляется возможным использовать без появления детонации бензины с малым октановым числом — 24 и 0** (кривые 2 и 3 на фиг. 14). Это объясняется тем, что при позднем впрыске топливо перед процессом сгорания находится в цилиндре в течение малого промежутка времени, что позволяет уменьшить или полностью устранить предварительное окисление топлива, а следовательно,



Фиг. 14. Зависимость среднего эффективного давления и удельных расходов топлива от момента начала впрыска бензина с различным октановым числом (двигатель одноцилиндровый, $V_h = 462$ см³, $\epsilon = 6,4$, $n = 1800$ об/мин, угол опережения зажигания 25°):

1 — октановое число 59; 2 — октановое число 24; 3 — октановое число 0.

* При опытах, проводившихся в Киевском автомобильно-дорожном институте на двигателе М-20, топливо подавалось в цилиндр через 80—90° после в. м. т. Форсунка была расположена в блоке цилиндров под углом к оси цилиндра; струя топлива направлялась навстречу потоку воздуха, поступающему в цилиндр через впускной клапан.

** Бензин с октановым числом 0 получен синтетическим путем и использовался в двигателе без присадки антидетонаторов.

снизить способность его к детонационному сгоранию. Однако экономические и особенно мощностные показатели двигателя при этом оказываются меньше, чем при подаче бензина со сравнительно высокими октановыми числами в период процесса наполнения, так как в первом случае на процесс смесеобразования отводится меньше времени и впрыснутое топливо не всегда достаточно равномерно распределяется в заряде воздуха.

При впрыске топлива в двухтактный двигатель с петлевой схемой продувки момент начала подачи топлива в цилиндр в значительной мере предопределяет протекание процесса смесеобразования.

Наиболее желательно начинать впрыск топлива после закрытия выпускных окон, так как в данном случае представляется возможным полностью избежать попадания горючей смеси в выпускной трубопровод. Наряду с этим в процессе сжатия повышается давление и температура заряда воздуха, что способствует лучшему распыливанию и испарению впрыснутого топлива. Но впрыск топлива после полного закрытия распределительных окон имеет некоторые недостатки. Очевидно, что чем позднее начинается подача топлива, тем меньше времени отводится на смесеобразование. Кроме того, экспериментальные исследования двухтактных двигателей с петлевыми схемами продувки показали, что интенсивное организованное движение воздуха в цилиндре у этих двигателей имеется только в период процесса продувки. После окончания данного процесса организованность движения постепенно нарушается и вместе с тем уменьшается скорость воздуха.

Некоторое представление о характере движения воздуха в цилиндре при различных положениях поршня дают фотографии потоков воздуха, в котором находятся во взвешенном состоянии хлопья метальдегида (фиг. 15). Приведенные фотографии получены на объемной модели двигателя с односторонней схемой петлевой продувки и использованием кривошипной камеры в качестве продувочного насоса¹.

Условия проведения опыта соответствовали работе двигателя с диаметром цилиндра 60 мм при числе оборотов коленчатого вала $n = 2000$ об/мин [7].

Так как интенсивное организованное движение воздуха способствует улучшению распыливания топлива и распределению его по объему цилиндра, то подачу топлива в двухтактные двигатели с петлевой продувкой целесообразно начинать до полного закрытия распределительных окон. При этом также увеличивается время, отводимое на смесеобразование. Однако необходимо принимать во внимание, что при слишком раннем впрыске топлива возможны потери горючей смеси через выпускные окна.

Опыты, проведенные автором на двигателе ИЖ-350 с петлевой схемой продувки и впрыском топлива в цилиндр (закрытая одно-

¹ Применение отдельного продувочного насоса не повлияло на характер движения воздуха.

дырчатая форсунка была расположена в головке цилиндра по оси двигателя; давление открытия иглы форсунки равнялось 50 кг/см^2), показали (фиг. 16), что удельные расходы топлива значительно уменьшаются по мере увеличения угла опережения впрыска θ свыше 110° (момент закрытия выпускных окон), но затем снова начинают возрастать. Почти на всех исследуемых скоростных и нагрузочных режимах минимальные удельные расходы топлива наблюдаются в пределах изменения угла опережения впрыска $135-145^\circ$ до в. м. т.

Повышение удельных расходов топлива при позднем впрыске объясняется ухудшением условий смесеобразования, а при раннем впрыске — возрастанием количества горючей смеси, попадающей в выпускной трубопровод в процессе продувки.

Увеличение угла опережения впрыска топлива до определенных значений ($150-155^\circ$) сопровождается также повышением мощности, развиваемой двигателем. Таким образом, наилучшая экономичность и наибольшая мощность двигателя на данном составе горючей смеси наблюдается при различных моментах начала впрыска топлива; поэтому необходимо различать следующие моменты начала впрыска топлива: экономический $\theta_{э_{наив}}$, обеспечивающий на данном составе горючей смеси наивысшую экономичность двигателя, и мощностной $\theta_{N_{наив}}$, обеспечивающий на данном составе горючей смеси наибольшую мощность двигателя.

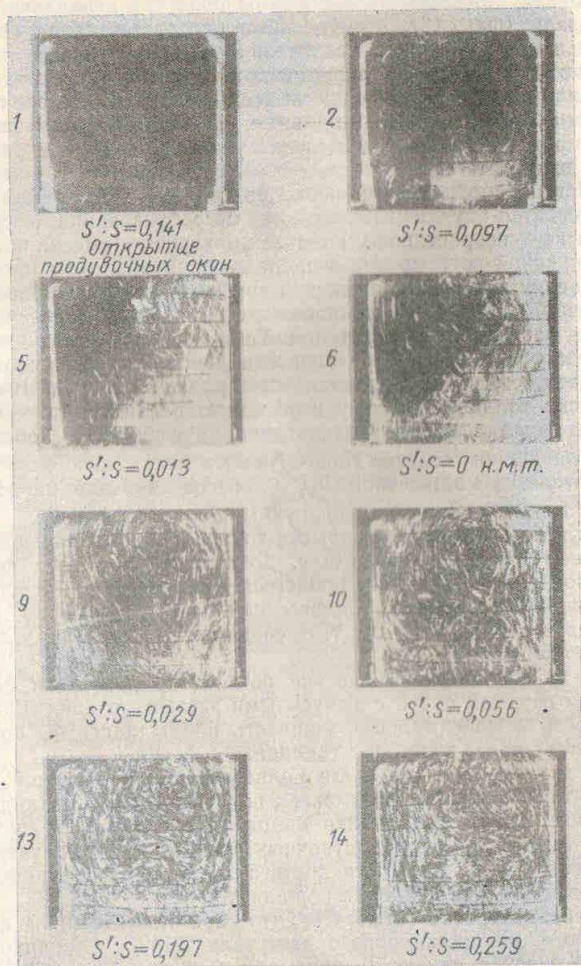
При моменте начала впрыска топлива, соответствующем максимальной мощности двигателя, достигается наиболее полное использование воздуха, находящегося в цилиндре двигателя. Следовательно, впрыснутое топливо наиболее равномерно распределяется в заряде воздуха, т. е. создаются наилучшие условия для смесеобразования.

Если бы на экономические показатели двигателя не влияли потери горючей смеси с выпускными газами, то наилучшая экономичность и максимальная мощность наблюдались бы при тех же моментах начала впрыска топлива.

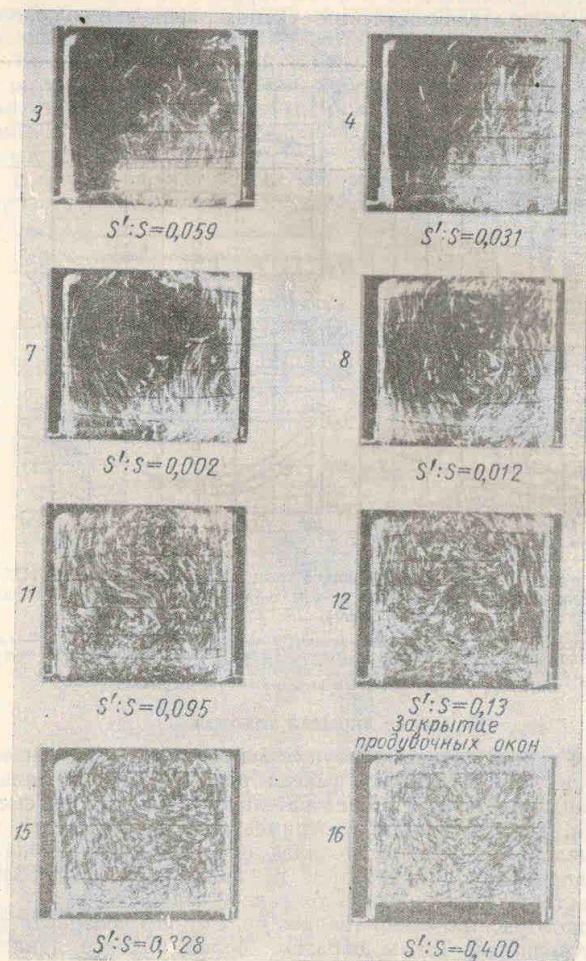
В двухтактном двигателе Голиаф с петлевой схемой продувки закрытая форсунка расположена под углом к оси цилиндра таким образом, что струя топлива направляется навстречу потоку воздуха, выходящему из продувочных окон. В данном случае наивысшие показатели двигателя достигались при начале впрыска топлива в момент нахождения поршня в н. м. т.

Небезынтересно отметить, что при исследовании в НАМИ опытного одноцилиндрового двигателя 2Н82 с клапанно-щелевой прямооточной продувкой и впрыском бензина через форсунку, расположенную под некоторым углом к оси цилиндра, наилучшие экономические показатели достигались при подаче топлива за 20° до закрытия выпускных окон¹.

¹ Выпускные клапаны в этом двигателе закрывались за 150° до в. м. т.; угол опережения впрыска, обеспечивающий наименьшие удельные расходы топлива при $n = 2000-2500$ об/мин, составлял примерно 170° .

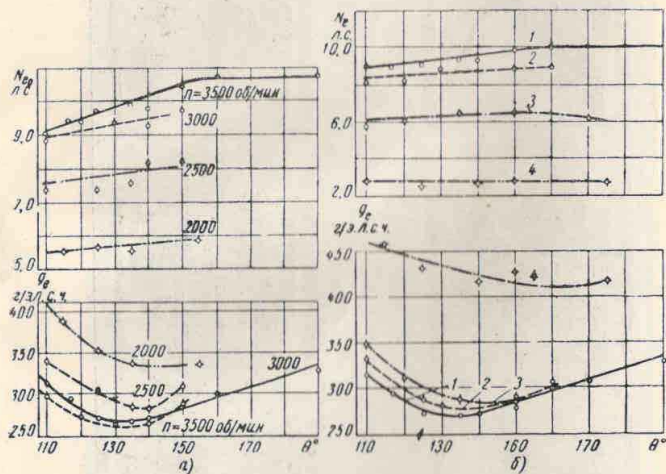


Фиг. 15. Характер движения воздуха в цилиндре двухтактного двигателя (S — полный ход поршня; S' — рассогнание



с односторонней схемой петлевой продувки при различных положениях поршня от дна поршня до н. м. т.).

Результаты приведенных выше опытов наглядно подтверждают ранее изложенное положение о целесообразности подачи топлива в двухтактные двигатели с петлевыми схемами продувки до полного окончания процесса продувки.



Фиг. 16. Зависимость экономических и мощностных показателей двигателя ИЖ-350 от угла α опережения впрыска топлива до в. м. т. (экономические составы горючей смеси):

а — при полностью открытой дроссельной заслонке; б — при $n = 3500$ об/мин; 1 — разрежение во впускной трубе за дроссельной заслонкой, $\Delta p = 175$ мм вод. ст. (100% открытия дросселя); 2 — $\Delta p = 250$ мм вод. ст. (~75% открытия); 3 — $\Delta p = 400$ мм вод. ст. (~50% открытия); 4 — $\Delta p = 600$ мм вод. ст. (~25% открытия).

Давление впрыска топлива

Давление впрыска оказывает существенное влияние на тонкость распыливания топлива, форму факела распыливания и дальность топливной струи, а следовательно, и на условия смесеобразования. Теоретически и экспериментально установлено, что радиус капель распыленного топлива обратно пропорционален давлению впрыска. С увеличением давления впрыска довольно резко возрастает дальность топливной струи.

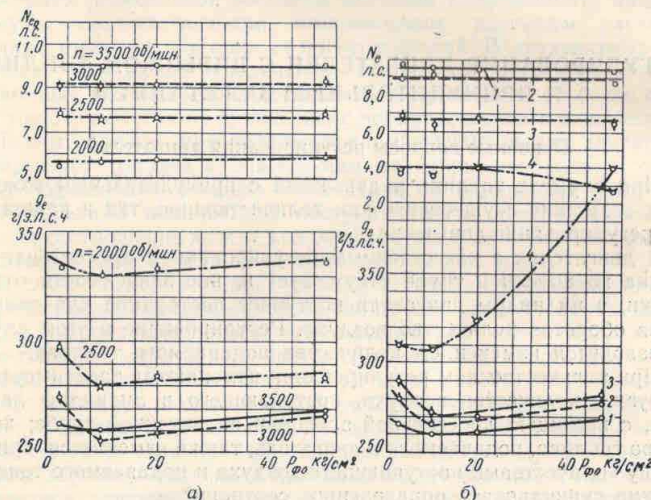
При мелком распыливание топлива процесс его испарения значительно ускоряется. Таким образом, более высокое давление впрыскивания, повышая тонкость распыливания, увеличивает долю испарившегося топлива в горючей смеси и тем самым способствует возрастанию скорости сгорания.

Однако увеличение давления впрыскивания, особенно при впрыске в цилиндр двигателя с малыми размерами или во впускной трубопровод, ограничено из-за возможности оседания части топлива на стенки цилиндра и днище поршня или стенки трубопровода

при большой дальности топливной струи. Подобное оседание топлива неизбежно вызывает ухудшение экономичности двигателя.

Кроме того, вследствие значительного увеличения скорости капли при большом давлении впрыскивания ухудшается рассеивание топливной струи движущимся воздухом. Это явление может привести к недостаточно равномерному распределению поданного топлива в зареде воздуха.

В случае механического распыливания топлива с подачей его непосредственно в цилиндр двигателя в процессе наполнения до-



Фиг. 17. Зависимость экономических и мощностных показателей двигателя ИЖ-350 от давления $P_{ф0}$ открытия иглы форсунки при экономических составах горючей смеси (обозначения те же, что и на фиг. 16).

статочно хорошие результаты достигаются при давлении впрыскивания $30-50$ кг/см². В результате исследований двухтактного двигателя ИЖ-350 было установлено, что наивысшие экономические показатели получаются при давлении открытия иглы форсунки, равном $10-15$ кг/см² (фиг. 17) [3].

Как уже указывалось ранее, при подаче топлива во впускной трубопровод давление впрыска можно снизить по сравнению с подачей его непосредственно в цилиндр. Давление впрыска топлива в этом случае не превышает $4-5$ кг/см².

РЕГУЛИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА И ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Основные вопросы регулирования двигателей

При впрыске топлива в двигатели с принудительным зажиганием возможно осуществить как количественное, так и качественное регулирование двигателя.

В двигателях с качественным регулированием дроссельная заслонка во впускной трубе отсутствует и, вне зависимости от нагрузки, в цилиндры двигателя поступает постоянное для данного числа оборотов количество воздуха. Регулирование в этом случае производится изменением количества подаваемого топлива.

При количественном регулировании изменяют, в зависимости от нагрузки, количество воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, с помощью дроссельной заслонки во впускной трубе; количество топлива, подаваемого в двигатель, также изменяется, причем между количествами поступающего воздуха и подаваемого топлива должно существовать определенное соотношение.

Качественное регулирование не получило распространения в двигателях с принудительным зажиганием. Этот способ регулирования возможен только при «послойном смесеобразовании», которое осуществимо лишь при подаче топлива в цилиндр в конце процесса сжатия, как, например, в двигателе «Тексако». Однако в данном случае двигатель работает при высоких значениях коэффициента избытка воздуха и, следовательно, имеет пониженную литровую мощность.

Подавляющее большинство выполненных моделей двигателей с впрыском топлива как в цилиндр, так и во впускной трубопровод и с принудительным зажиганием имеют количественное регулирование. Эффективная работа двигателя в данном случае, как и при карбюрировании топлива, возможна только тогда, когда воспламеняемая горючая смесь имеет строго определенный для каждого режима работы двигателя коэффициент избытка воздуха.

При полных и близких к ним нагрузках двигателя горючая смесь для получения максимальной мощности должна быть мощностного состава. При полном открытии дроссельной заслонки

максимальная мощность в четырехтактных двигателях достигается при $\alpha = 0,8 \div 0,9$. В двухтактных двигателях вследствие большего количества остаточных газов, коэффициент избытка воздуха, соответствующий максимальной мощности, несколько ниже.

При работе с прикрытой дроссельной заслонкой для обеспечения наименьших удельных расходов топлива горючая смесь должна быть экономичного состава. В четырехтактных двигателях при полном открытии дроссельной заслонки наивысшие экономические показатели достигаются при $\alpha = 1,1 \div 1,2$; по мере прикрытия дроссельной заслонки значения коэффициента избытка воздуха, соответствующие минимальным удельным расходам топлива, смещаются в сторону богатых смесей. В двухтактных двигателях, вследствие увеличения количества остаточных газов, наивысшие экономические показатели достигаются при более богатых горючих смесях по сравнению с четырехтактными двигателями.

Таким образом, при количественном регулировании двигателей с впрыском топлива и зажиганием от искры необходимо, чтобы дозы подаваемого топлива автоматически изменялись в строгом соответствии с количеством поступающего в двигатель воздуха, причем соотношение между количеством воздуха и топлива должно меняться в зависимости от режима работы двигателя.

В случае использования при количественном регулировании непосредственной механической связи дроссельной заслонки двигателя с устройством насоса, изменяющим количество впрыскиваемого топлива, затраты получаются наименьшими. Однако поскольку коэффициент избытка воздуха при этом способе регулирования меняется при различных режимах работы двигателя в сравнительно узких пределах, то механическую связь можно осуществить только в том случае, если при постоянном положении дроссельной заслонки характер изменения цикловых подач топлива и наполнения цилиндров двигателя воздухом в зависимости от чисел оборотов коленчатого вала будет примерно одинаков.

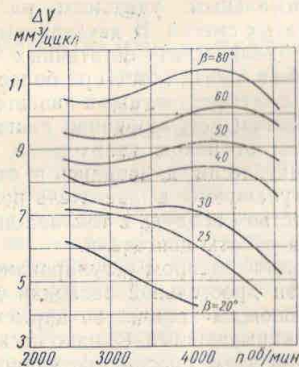
В четырехтактных двигателях определение величины наполнения цилиндра по количеству засасываемого в двигатель воздуха не представляет особого труда. Однако в двухтактных двигателях по замеру поступающего в двигатель воздуха нельзя получить представления о наполнении цилиндров. Это объясняется тем, что в двухтактных двигателях часть воздуха теряется в процессе продувки.

Поэтому для определения желаемой характеристики топливного насоса, предназначенного для установки на двухтактный двигатель с впрыском топлива, необходимо выявить, при каком количестве подаваемого топлива двигатель развивает на различных режимах наивысшую экономичность или максимальную мощность. Результаты подобных испытаний одноцилиндрового двухтактного двигателя с рабочим объемом, равным 200 см^3 , при экономических составах горючей смеси показаны на фиг. 18. Эти кривые показывают, что вначале, по мере увеличения числа оборотов коленчатого вала двигателя, цикловые подачи топлива изменяются незначи-

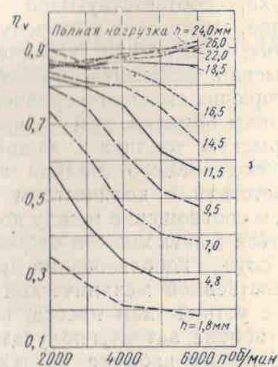
тельно, но затем, в зоне высоких чисел оборотов, начинают заметно уменьшаться.

Изменение коэффициента наполнения одноцилиндрового четырехтактного двигателя с рабочим объемом, равным 250 см^3 , в зависимости от числа оборотов коленчатого вала при различных нагрузках, показано на фиг. 19.

По кривым на фиг. 18 и 19 можно создать представление о желаемой характеристике топливных насосов, предназначенных для впрыска легкого топлива в двухтактные и четырехтактные двигатели с зажиганием от искры, в которых предполагается механиче-



Фиг. 18. Изменение цикловых расходов топлива $\Delta V \text{ мм}^3/\text{цикл}$ двухтактного двигателя с впрыском топлива в зависимости от числа оборотов коленчатого вала при различных углах β поворота оси дроссельной заслонки от положения, соответствующего холостому ходу.



Фиг. 19. Изменение коэффициента наполнения η_v четырехтактного двигателя в зависимости от числа оборотов при различных положениях дроссельного золотника (h — величина подъема дроссельного золотника).

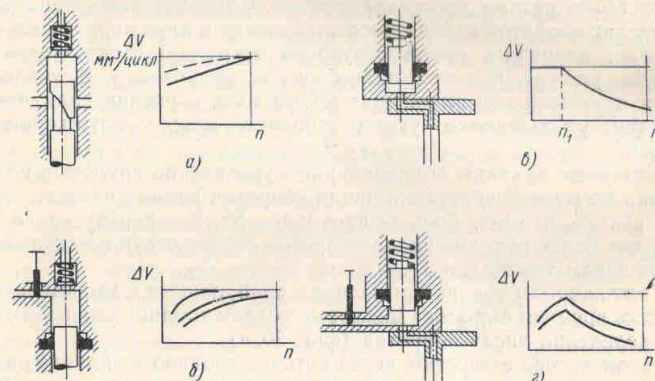
ская связь дроссельной заслонки с регулирующим устройством топливного насоса.

подавляющее большинство топливных насосов не обеспечивает таких характеристик, которые позволили бы применить данный способ регулирования.

В качестве примера рассмотрим характеристики плунжерных топливных насосов.

Плунжерный топливный насос с точной подгонкой плунжера к гильзе и перепускными окнами, управляемыми плунжером (например, насос фирмы «Роберт Бош»), при постоянном положении рейки с увеличением числа оборотов n дает увеличение цикловых подач топлива ΔV (фиг. 20, а). Это объясняется тем, что в подобных насосах в начальный период хода нагнетания часть поступившего в плунжерную полость топлива вытесняется через впускное окно

в подводящий трубопровод. Вытеснение топлива сопровождается дросселированием, вызывающим повышение давления в плунжерной полости. При каких-то определенных скоростях вытекания топлива через впускное окно давление в плунжерной полости повышается настолько, что нагнетательный клапан открывается при неполностью перекрытом впускном окне. Повышение числа оборотов валика насоса сопровождается увеличением скорости вытеснения топлива, что ведет к более резкому дросселированию и повышению давления в плунжерной полости. При этом наблюдается более раннее открытие нагнетательного клапана, а следовательно, увели-



Фиг. 20. Характеристика различных типов плунжерных топливных насосов.

чение активного хода плунжера. В насосах подобной конструкции в конце хода нагнетания после отсечки также наблюдается дросселирование в результате перетекания излишнего топлива. Ввиду этого при высоких числах оборотов валика насоса конец подачи топлива наступает позже момента открытия перепускного окна. Кроме того, с увеличением числа оборотов валика насоса уменьшается количество топлива, просачивающегося в зазор между гильзой и плунжером.

Рассмотренная характеристика насоса может быть несколько изменена путем установки корректирующего нагнетательного клапана (штриховая линия на фиг. 20, а).

Нарастание цикловых подач $\Delta V \text{ мм}^3/\text{цикл}$ топлива у плунжерного насоса с увеличением числа оборотов наблюдается также при использовании для регулирования количества впрыскиваемого топлива дросселирующей иглы, устанавливаемой в перепускном канале (фиг. 20, б) *.

* На фиг. 20, б показан насос с эластичным уплотнением плунжера, особенности которого будут рассмотрены в следующем разделе.

Топливо подается в плунжерную полость этого насоса через впускной клапан (на схеме не показан). При ходе плунжера вверх топливо через нагнетательный клапан поступает к форсунке. Одновременно часть топлива в течение всего хода нагнетания поступает через перепускной канал, проходное сечение которого может изменяться с помощью дросселирующей иглы, обратно в подводящую полость. По мере уменьшения проходного сечения в перепускном канале больше топлива будет подаваться к форсунке и меньше топлива возвращаться в подводящую полость.

При увеличении числа оборотов валика насоса повышается скорость движения топлива в перепускном канале, что сопровождается более резким дросселированием. Следовательно, при высоких числах оборотов валика насоса давление в плунжерной полости достигает величины, соответствующей открытию нагнетательного клапана, раньше, чем при малых числах оборотов, т. е. увеличивается активный ход плунжера. Кроме того, с увеличением числа оборотов уменьшаются утечки топлива между плунжером и гильзой.

Указанные причины обуславливают увеличение цикловых подач топлива по мере возрастания числа оборотов валика насоса.

Очевидно, что чем больше проходное сечение перепускного канала, тем более высокие числа оборотов соответствуют максимальным подачам топлива.

В плунжерном топливном насосе с вращающимся диском (ограничитель времени впрыска) цикловые подачи топлива уменьшаются при увеличении числа оборотов (фиг. 20, в).

В этом насосе отверстие, через которое топливо из плунжерного пространства поступает к форсунке, периодически перекрывается на определенный промежуток времени диском, число оборотов которого равно числу оборотов валика насоса. Топливо в насос поступает через впускной клапан (на схеме не показан). Толкатель воздействует на пружину, нагружающую плунжер. В первый период движения толкателя вниз выходное отверстие закрыто вращающимся диском; при этом плунжер остается неподвижным и пружина сжимается. После открытия выходного отверстия плунжер под воздействием пружины перемещается вниз и нагнетает топливо к форсунке.

До определенного числа оборотов n_1 , которое обуславливается упругостью пружины и массы плунжера и топлива, насос подает постоянное количество топлива. При числах оборотов больше n_1 время открытия канала, по которому топливо нагнетается к форсунке, меньше, чем необходимо для поступления всего топлива, находящегося в плунжерной полости насоса, в трубопровод высокого давления; поэтому цикловые подачи топлива уменьшаются.

При совместном использовании в топливном насосе дросселирующей иглы в перепускном канале и ограничителя времени впрыска (фиг. 20, г) с увеличением числа оборотов можно получить характер изменения цикловых подач топлива, соответствующий изменению наполнения цилиндров двигателя воздухом [9].

Рассмотренная схема показывает, что при использовании механической связи регулирующего устройства насоса с дроссельной заслонкой двигателя конструкция насоса значительно усложняется. Поэтому такой способ регулирования при впрыске топлива в двигателях применяется сравнительно редко.

Более часто в двигателях с зажиганием от искры и впрыском топлива используется в качестве регулирующего параметра разрежение во впускном трубопроводе за дроссельной заслонкой. Этот способ регулирования применяют во всех двухтактных и четырехтактных серийных двигателях с впрыском топлива.

Следует указать, что разрежение перед дроссельной заслонкой не может быть использовано в качестве регулирующего параметра в двигателях с впрыском топлива и принудительным зажиганием, так как оно определяет не подачу воздуха на цикл, а весовое наполнение двигателя в единицу времени. Действительно, разрежение перед дроссельной заслонкой может быть одинаково: а) при малых числах оборотов коленчатого вала и больших открытиях дроссельной заслонки и б) при больших числах оборотов коленчатого вала и малых открытиях дроссельной заслонки.

Величина весового наполнения двигателя в единицу времени в этих случаях равна, а коэффициенты наполнения двигателя различны. В то же время при воздействии на регулирующее устройство топливного насоса разрежение перед дроссельной заслонкой будет предопределять величину цикловых подач топлива.

Рассмотрим, в какой мере коэффициент наполнения двигателя зависит от разрежения во впускной трубе за дроссельной заслонкой.

Коэффициент наполнения η_V четырехтактного двигателя может быть определен по уравнению

$$\eta_V = \frac{\varepsilon p_a - p_r}{(\varepsilon - 1) p_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta t},$$

где p_a — давление в конце впуска;

p_r — давление выпуска;

p_0 — давление окружающей среды;

ε — степень сжатия двигателя;

T_0 — температура окружающей среды;

Δt — подогрев воздуха от горячих деталей двигателя.

Падение давления в двигателе от атмосферного до давления впуска можно выразить следующим образом

$$p_0 - p_a = \Delta p + \Delta p_{\kappa},$$

где Δp — падение давления во впускном трубопроводе;

Δp_{κ} — падение давления при прохождении воздуха через впускной клапан.

Падение давления во впускном трубопроводе Δp в значительной степени зависит от открытия дроссельной заслонки. При работе двигателя Δp изменяется в весьма широких пределах

(0,05—0,7 кг/см²). Падение давления Δp_{κ} обычно не превышает 0,1 кг/см² и очень незначительно изменяется в зависимости от величины открытия дроссельной заслонки.

Рассматривая условия работы двигателя при изменении положения дроссельной заслонки в широком диапазоне, пренебрегаем в первом приближении падением давления при прохождении воздуха через впускной клапан, т. е. считаем, что

$$p_a \approx p_0 - \Delta p.$$

Подставив полученное значение p_a в уравнение для определения коэффициента избытка воздуха, получим

$$\eta_V = \frac{\varepsilon(p_0 - \Delta p) - p_r}{(\varepsilon - 1)p_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta t}$$

или

$$\eta_V = \frac{\varepsilon p_0 - p_r}{(\varepsilon - 1)p_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta t} - \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)p_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta t} \Delta p.$$

Приняв степень подогрева $\frac{T_0}{T_0 + \Delta t}$ и давление выпуска p_r постоянными (в реальных условиях давление p_r изменяется незначительно и мало влияет на коэффициент η_V), получим

$$\eta_V = a - b\Delta p,$$

где

$$a = \frac{\varepsilon p_0 - p_r}{(\varepsilon - 1)p_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta t}$$

и

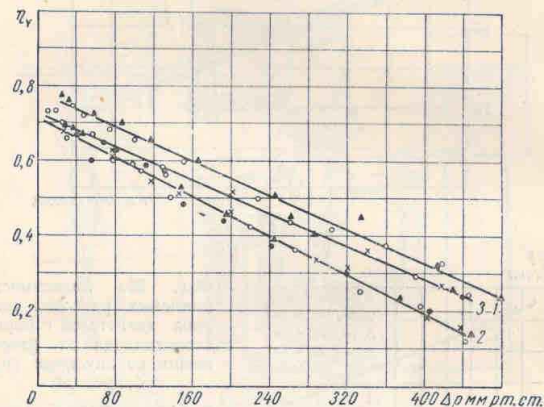
$$b = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)p_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta t}.$$

Таким образом, при сделанных допущениях полученное уравнение показывает, что зависимость коэффициента наполнения четырехтактного двигателя от разрежения во впускном трубопроводе за дроссельной заслонкой имеет линейный характер.

Сделанные допущения не искажают полученный результат, что подтверждается опытами (фиг. 21) [1]; точки, полученные при различных числах оборотов коленчатого вала, достаточно хорошо ложатся на одну прямую.

В случае постоянного коэффициента избытка воздуха зависимость цикловых расходов топлива четырехтактного двигателя с принудительным зажиганием от разрежения во впускном трубопроводе при впрыске топлива также имеет линейный характер с очень незначительным расхождением прямых по оборотам (фиг. 22, а) [1]. Линейная зависимость между разрежением за дрос-

сельной заслонкой и цикловыми расходами топлива наблюдается и в двухтактном двигателе ИЖ-350 при работе с впрыском топлива в цилиндр (фиг. 22, б). Приведенные данные были получены при работе двигателя с полностью открытой дроссельной заслонкой на экономических составах горючей смеси (коэффициент избытка воздуха был практически постоянен); давление открытия иглы форсунок равнялось 10 кг/см².



Фиг. 21. Зависимость коэффициента наполнения η_V четырехтактных двигателей от разрежения Δp во впускном трубопроводе:

1—двигатель с литражом 1,2 л; 2—двигатель с литражом 3,3 л; 3—двигатель с литражом 5,55 л.

Таким образом, в случае постоянства коэффициента избытка воздуха на всех режимах работы двигателя с впрыском топлива и принудительным зажиганием топливный насос, при использовании в качестве регулирующего параметра разрежения во впускной трубе, должен обеспечивать:

1) постоянную цикловую подачу топлива при неизменном положении регулирующего устройства насоса и изменении числа оборотов;

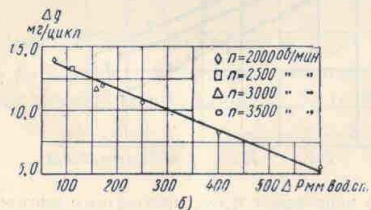
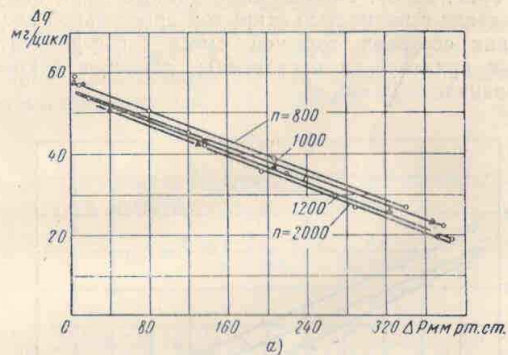
2) линейные изменения цикловых подач топлива при изменении положения регулирующего устройства насоса на всех числах оборотов.

В действительности при количественном регулировании двигателей условие $a = \text{const}$ не соблюдается; на различных режимах работы состав горючей смеси должен изменяться, хотя пределы изменения коэффициента a сравнительно узки.

Если топливный насос будет удовлетворять перечисленным выше требованиям, не вызывает особого труда предусмотреть в автомате регулирования состава смеси устройство, обеспечиваю-

* Приведенный вывод предложен канд. техн. наук С. И. Акоюном [1].

нее необходимое изменение коэффициента избытка воздуха в зависимости от величины открытия дроссельной заслонки (например,



Фиг. 22. Зависимость цикловых расходов топлива двигателя с впрыском топлива от разрежения во впускном трубопроводе:

а — четырехтактный двигатель; б — двухтактный двигатель.

нагрузить мембрану регулятора несколькими пружинами, последовательно включающимися в работу, или установить пружину переменной жесткости).

Различные типы регулирующих устройств

Механическая связь дроссельной заслонки двигателя с регулирующим устройством насоса осуществлена в топливной аппаратуре фирмы «Экселло», устанавливавшейся на авиационных двигателях [12]. Схема этой аппаратуры приведена на фиг. 23.

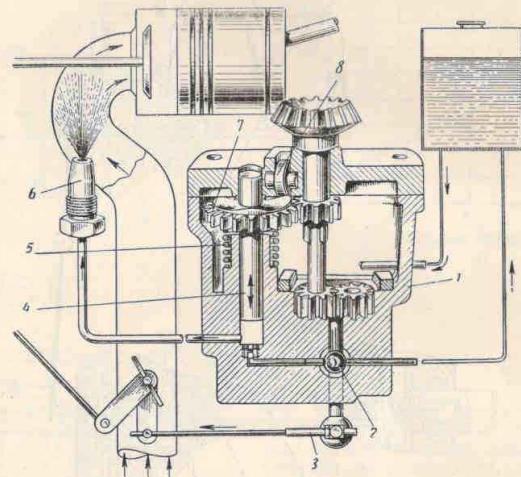
Клапан насоса 2, регулирующий количество топлива, подаваемого подкачивающим шестеренчатым насосом 1 к нагнетательному плунжеру 4, связан тягой 3 с дроссельной заслонкой двигателя.

Нагнетательный плунжер совершает возвратно-поступательное движение с помощью закрепленной на нем шестерни 7, имеющей выступы. Шестерня прижимается пружиной 5 к ролику 8 в корпусе насоса. Нагнетательный плунжер подает топливо к форсунке 6, установленной во впускной трубе.

В насосе барабанного типа «Шинделе» [9], созданном на базе авиационных топливных насосов и применявшемся на гоночном автомобиле «БМВ», также использована механическая связь дрос-

сельной заслонки двигателя с регулирующим устройством насоса (фиг. 24).

Количество впрыскиваемого топлива в этом насосе регулируется путем перемещения золотника 1, связанного тягой 4 с дроссельной заслонкой 5. Золотник имеет плоскую выточку 2 треугольной формы, находящуюся против входного отверстия канала 6, по которому топливо подводится к нагнетательному плунжеру; к выточке 2 топливо поступает из полости 3. При перемещении золотника влево



Фиг. 23. Схема регулирования количества впрыскиваемого топлива аппаратурой фирмы «Экселло».

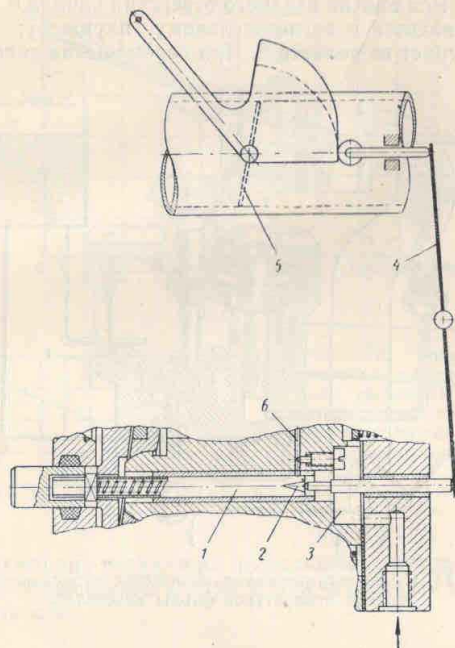
подача топлива увеличивается, так как при этом уменьшается дросселирование топлива при входе в канал 6.

На примере насоса «Шинделе» (конструкция насоса описана на стр. 54) нетрудно убедиться, что в случае использования механической связи дроссельной заслонки с регулирующим устройством насоса в двигателях транспортного типа конструкция насоса значительно усложняется. Поэтому рассмотренный способ регулирования в дальнейшем едва ли будет применяться в двигателях наземного транспорта.

Более перспективным является использование регуляторов, в которых в качестве регулирующего параметра используется разрежение во впускной трубе за дроссельной заслонкой. В настоящее время изготовлено довольно большое количество таких регуляторов, несколько отличающихся один от другого по конструкции.

Разрежение за дроссельной заслонкой использовано в качестве регулирующего параметра в двигателе «Торникрофт» с впрыском

топлива во впускной трубопровод (фиг. 25, а). Мембрана 1 регулятора, нагруженная пружиной 2, связана с рейкой 7 многоплунжерного топливного насоса. Полость I регулятора сообщается с атмосферой, а полость II — с пространством впускного трубопровода за дроссельной заслонкой. По мере увеличения разрежения во впуск-

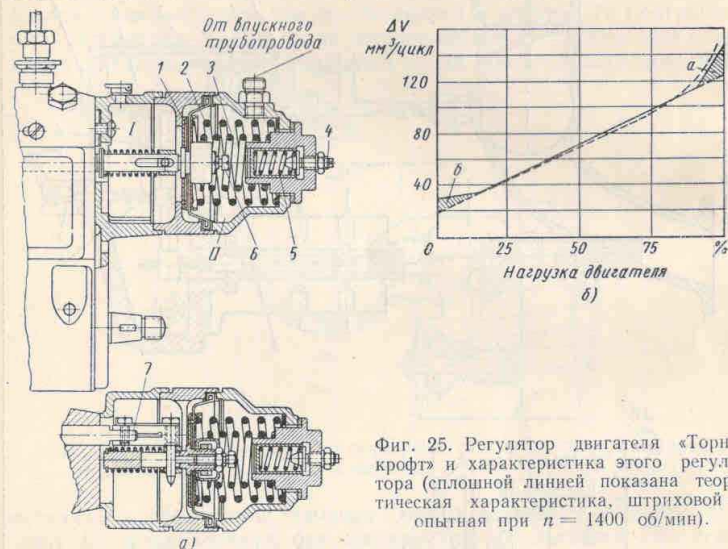


Фиг. 24. Дозирующее устройство насоса «Шиндлер».

ском трубопроводе мембрана прогибается вправо, уменьшая тем самым подачу топлива насосом. При определенном прогибе мембраны (средние нагрузки двигателя) на нее начинает действовать пружина 3, и при дальнейшем движении вправо мембране приходится преодолевать сопротивление двух пружин. На режимах малых нагрузок (при значительном прогибе мембраны) в работу вступает пружина 5, действующая на мембрану через регулировочный винт 6. Предварительное сжатие пружины 5 регулируется винтом 4.

Вследствие последовательного включения в работу трех пружин обеспечивается необходимое обогащение горючей смеси как при больших нагрузках (заштрихованная площадка а на фиг. 25, б), так и при работе на холостом ходу (площадка б).

Схема регулирующего устройства топливной аппаратуры фирмы «Лукас», подающей топливо во впускной трубопровод, показана на фиг. 26, а. Ограничитель 9 распределителя* связан рычагом б с поршнем 3, движущимся в цилиндре 2, который сообщается с впускным трубопроводом. При перемещении ограничителя 9 распределителя влево количество впрыскиваемого топлива уменьшается. Поршень, двигаясь влево по мере увеличения разрежения во впуск-



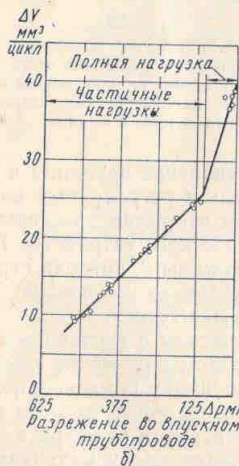
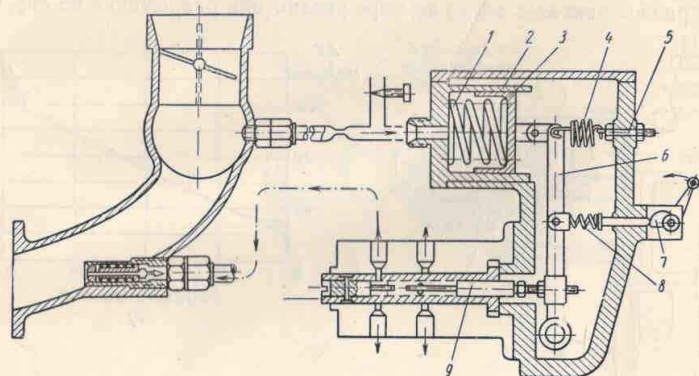
Фиг. 25. Регулятор двигателя «Торникрофт» и характеристика этого регулятора (сплошной линией показана теоретическая характеристика, штриховой — опытная при $n = 1400$ об/мин).

ном трубопроводе, преодолевает сопротивление пружин 1 и 4, причем предварительное натяжение пружины 4 регулируется винтом 5. Обогащение горючей смеси при полном открытии дроссельной заслонки достигается при помощи механического устройства 7, изменяющего предварительную затяжку пружины 8, которая стремится сдвинуть влево ограничитель 9 распределителя. На фиг. 26, б показана характеристика регулятора фирмы «Лукас».

Так как плунжерные топливные насосы с постоянным ходом плунжера не обеспечивают при неизменном положении рейки и изменении числа оборотов постоянную величину цикловых подач топлива (см. стр. 31), то при применении подобных насосов для подачи легкого топлива в двигатели с зажиганием от искры в автоматических регуляторах в некоторых случаях предусматривают корректирование подачи топлива в зависимости от скоростного режима. Схема такого регулятора показана на фиг. 27** [1].

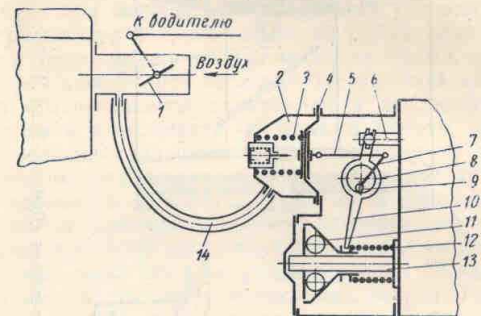
* Подробное описание работы распределителя фирмы «Лукас» будет дано ниже.

** Этот регулятор был изготовлен и испытан на двигателе М-1 в НАТИ.



Фиг. 26. Схема регулятора фирмы «Лукас» и его характеристика.

Пространство за дроссельной заслонкой 1 сообщается шлангом 14 с камерой 2, в которой находится диафрагма 4 и пружина 3, устанавливаемая без предварительной затяжки. Диафрагма связана тягой 5 с рычагом 7, соединенным с эксцентриком 8, который поворачивается вокруг оси 9. В случае, если нижний конец двухплечего рычага 10 неподвижен, при повороте эксцентрика 8 перемещается верхний конец рычага, а следовательно, рейка 6 топливного насоса. Нижний конец рычага 10 связан с муфтой 11 центробежного регулятора — корректора, находящегося на удлиненном конце валика 13 насоса. При увеличении числа оборотов шаровые грузы



Фиг. 27. Схема регулятора для плунжерных топливных насосов с корректированием подачи топлива в зависимости от скоростного режима.

регулятора расходятся, смещая муфту вправо и сжимая пружину 12, установленную без предварительной затяжки. Это ведет к повороту двухплечего рычага вокруг эксцентрика, что, в свою очередь, вызывает перемещение рейки насоса.

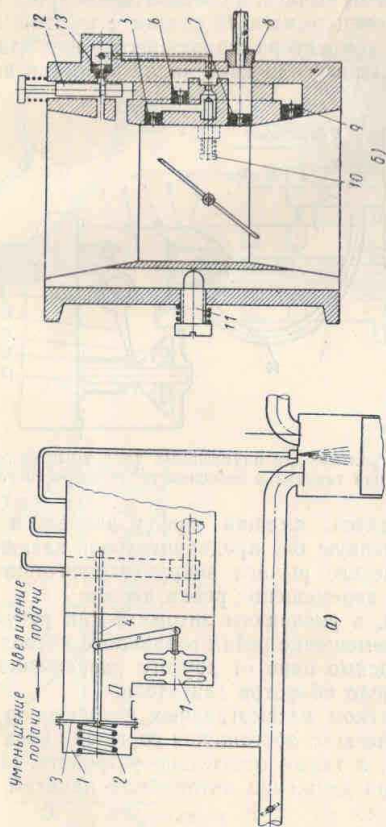
Таким образом, в указанном автомате для регулирования состава смеси на перемещение рейки топливного насоса влияют одновременно и независимо одно от другого разрежение во впускном трубопроводе и число оборотов двигателя.

Общим недостатком рассмотренных регуляторов является отсутствие автоматического обогащения горючей смеси при прогреве и пуске двигателя, а также отсутствие устройств, прекращающих подачу топлива при движении автомобиля накатом или при торможении его.

Кроме того, в регуляторе двигателя «Торникрофт», воздействующем на рейку многоплунжерного насоса, отсутствует корректирование подачи топлива в зависимости от скоростного режима.

Автоматическое обогащение горючей смеси при прогреве двигателя предусматривается в регуляторе двигателя «Даймлер-Бенц М-198» [11].

Мембрана 3 регулятора этого двигателя (фиг. 28, а) связана с рейкой 4 многоплунжерного топливного насоса; на мембрану



Фиг. 28. Схема регулятора двигателя «Даймлер-Бенц М-1988».

воздействует пружина 2. Полость I регулятора сообщается с впускным трубопроводом через штуцер 8 в дроссельном патрубке (фиг. 28, б), а полость II — с атмосферой. При увеличении разрежения во впускном трубопроводе мембрана, преодолевая усилие пружины, прогибается влево, уменьшая при этом подачу топлива насосом. Кроме мембраны, на рейку насоса через систему рычагов воздействует корректор I (трехсекционный сиффон), реагирующий на давление и температуру окружающей среды. При изменении атмосферных условий баллоны сиффона расширяются или сжимаются, вследствие чего рейка насоса перемещается. Таким образом, исключается возможность обогащения или обеднения горючей смеси при изменении атмосферных условий.

Выходной штуцер 8 дроссельного патрубка (фиг. 28, б) системой каналов соединяется с воздушными жиклерами, находящимися с обеих сторон дроссельной заслонки. Необходимая характеристика регулятора обеспечивается включением и выключением воздушных жиклеров в зависимости от режима работы двигателя, что влияет на величину разрежения, воздействующего на мембрану.

На холостом ходу двигателя (при закрытой дроссельной заслонке) основная часть воздуха поступает в двигатель через специальный канал, проходное сечение которого регулируется винтом 11; положение этого винта определяет минимальное число оборотов холостого хода. На этом режиме клапан 10, имеющий механический привод от дроссельной заслонки, закрыт. Таким образом, величина разрежения, воздействующего на мембрану регулятора, в данном случае определяется перепадом давления по обе стороны дроссельной заслонки и проходными сечениями воздушных жиклеров 5, 6 и 7.

При переходе на частичные нагрузки клапан 10 открывается и жиклер 6 холостого хода выключается.

Для обогащения горючей смеси при прогреве двигателя предусмотрен золотник 12, приводимый в действие от термостата, реагирующего на изменение температуры охлаждающей воды; при работе холодного двигателя золотник 12 поднимается и сообщает преддроссельное пространство через жиклер 13 с выходным штуцером. Разрежение, воздействующее на мембрану регулятора, уменьшается и горючая смесь обогащается. Открытие золотника 12 ведет также и к поступлению в двигатель дополнительного количества воздуха через жиклер 9.

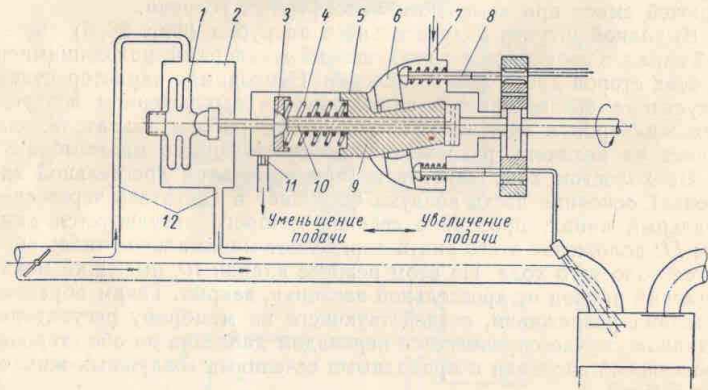
При пуске холодного двигателя предусмотрена возможность обогащения смеси при помощи рычажка, действующего на рейку топливного насоса; тяга, связанная с этим рычажком, выведена к щитку приборов (на схеме не показана).

Автоматическое обогащение горючей смеси при прогреве двигателя предусмотрено также в регулирующей системе насоса барабанного типа фирмы «Симмондс Аэросессорис СУ» [11].

Количество впрыскиваемого топлива в этом насосе регулируется изменением хода плунжеров (фиг. 29). Главный вал топливного насоса проходит через фасонный вал 9, который может пере-

мещаться в горизонтальном направлении; вследствие наличия шпонки вал 9 вращается совместно с главным валом. На вал 9 надетая качающаяся шайба 6; при перемещении этого вала шайба 6 занимает различные положения по отношению к главному валу, меняя тем самым ход плунжера 8 и, следовательно, количество впрыскиваемого топлива.

Вал 9 перемещается под действием сервопоршня 5, на который воздействует масло, поступающее из системы смазки двигателя через канал 7. Клапан 3 меняет количество масла, вытекающего из канала 10; масло из полости сервопоршня удаляется по каналу 11.



Фиг. 29. Схема регулятора фирмы «Симмондс Аэросессорис СУ».

Очевидно, что величина давления в указанной полости зависит от степени открытия клапана 3.

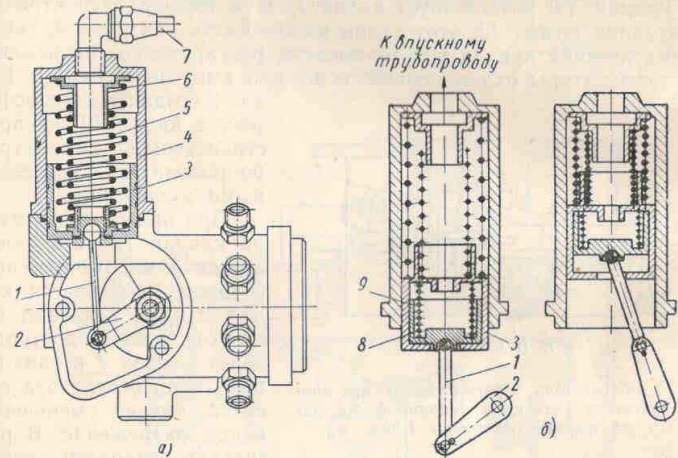
На клапан 3 воздействует пружина 4, прижимающая его стержень к коробчатой мембране 1. Коробчатая мембрана заполнена азотом; полость 2, в которой находится эта мембрана, через трубку 12 соединяется с впускным трубопроводом. При изменении температуры засасываемого в двигатель воздуха меняется давление азота, заполняющего коробчатую мембрану, а давление в полости 2 зависит от открытия дроссельной заслонки. Таким образом, деформация коробчатой мембраны и величина открытия клапана 3, а следовательно, и перемещения вала 9 предопределяются температурой воздуха и количеством его, поступающим в двигатель.

Вследствие изменения насосом «Симмондс Аэросессорис СУ» количества подаваемого топлива в зависимости от температуры воздуха во впускном трубопроводе обеспечивается необходимое обогащение горючей смеси при прогреве двигателя.

Более совершенной, по сравнению с рассмотренными ранее регулирующими системами, является система фирмы «Америкен Бош» [10], где наряду с обогащением горючей смеси при пуске и

прогреве двигателя имеется приспособление, прекращающее подачу топлива при торможении автомобиля или езде с накатом.

Регулирующее устройство одноплунжерного топливного насоса этой фирмы (фиг. 30, а), предназначенного для подачи топлива во впускной трубопровод, связано тягой 1 и рычагом 2 с поршнем 3, перемещающимся в цилиндре 4; полость этого цилиндра через трубку 7 соединяется с впускным трубопроводом. При малом разрежении во впускном трубопроводе (большие открытия дроссель-

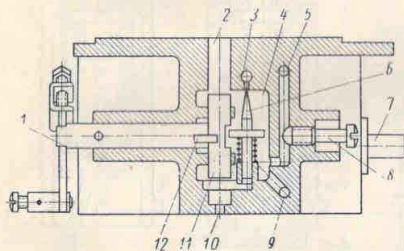


Фиг. 30. Схема регулятора фирмы «Америкен Бош».

ной заслонки) поршень под действием пружины 6 опускается в крайнее нижнее положение, что соответствует максимальному подачам топлива. Увеличение разрежения сопровождается подъемом поршня, преодолевающего усилие пружины 6, и подача топлива уменьшается; одновременно с этим поднимается пружина 5. После того как пружина 5 упрется в верхнее днище цилиндра, подъем поршня замедлится, так как на него начинают действовать две пружины.

Приспособление, прекращающее подачу топлива при движении автомобиля с торможением или накатом (фиг. 30, б) состоит из вспомогательного поршня 9, который находится внутри основного поршня 3; поршень 9 связан с регулирующим устройством топливного насоса через тягу 1 и рычаг 2; на этот поршень действует слабая пружина 8. При закрытии дроссельной заслонки, когда давление во впускном трубопроводе превысит 450 мм рт. ст., поршень 9, преодолевая усилие пружины 8, будет двигаться вверх внутри поршня 3 и прекратит подачу топлива.

Устройство (система фирмы «Американ Бош») для обогащения горючей смеси при пуске двигателя и его прогреве установлено в корпусе дроссельных заслонок (фиг. 31). Дроссельные заслонки укреплены на валу 7 (на схеме не показаны). Полость 5 сообщается с каналом, выходящим в воздушный патрубок; выходное отверстие этого канала находится в непосредственной близости от кромки дроссельной заслонки при малых ее открытиях. Камера 4 каналом 9 соединяется с цилиндром регулятора состава смеси. На клапан 11 воздействует валик 1, к которому эксцентрично прикреплен штифт 12; этот валик может иметь как ручной, так и автоматический привод (от термостата, реагирующего на изменение температуры охлаждающей воды или выпускных газов). Канал 2 соединен с атмосферой, а канал 10 — с пространством впускного трубопровода за дроссельными заслонками.



Фиг. 31. Обогащитель горючей смеси при прогреве двигателя и его пуске топливной аппаратуры фирмы «Американ Бош».

При прогреве двигателя клапан 11 устанавливается в положение, при котором открывается канал 2 (как показано на схеме); воздух, поступающий через камеру 4 и канал 9 в цилиндр регулятора состава смеси, уменьшает в нем разрежение. В результате поршень регулятора под действием пружин перемещается вниз, увеличивая подачу топлива. После прогрева двигателя клапан 11 перекрывает канал 2 и доступ воздуха в цилиндр регулятора состава смеси прекращается.

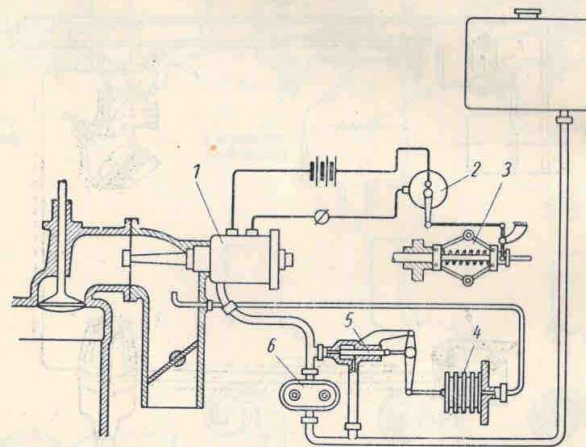
Для обогащения горючей смеси при пуске холодного двигателя предусмотрен клапан 6. Этот клапан прикрывает доступ топлива в камеру 4; топливо подается в канал 3 от подкачивающего насоса¹. При работе двигателя под нагрузкой клапан 6 прижимается к седлу пружиной. Выступ этого клапана входит в отверстие клапана 11 таким образом, что при дополнительном повороте валика 1 во время пуска холодного двигателя открывается выходное отверстие канала 3. Этот дополнительный поворот валика осуществляется при помощи соленоида, который включается в электрическую цепь стартера при низкой температуре окружающей среды специальным термостатом. Топливо, поступившее при открытом клапане 6 из канала 3 в камеру 4, через канал 9 попадает в впускной трубопровод и обогащает горючую смесь. Состав смеси на хо-

¹ При проворачивании вала двигателя стартером подкачивающий насос подает топливо под давлением 1,5 кг/см².

лостом ходу регулируется с помощью винта 8, меняющего количество воздуха, входящего через полость 5 в камеру 4.

В некоторых случаях при впрыске топлива в двигатели с зажиганием от искры используют управляемые форсунки.

На фиг. 32 показана схема системы питания с управляемыми электромагнитными форсунками, разработанная фирмой «Капрони» [9]. Управляемая форсунка 1 производит дозированную подачу топлива во впускной трубопровод. Регулирование работы форсун-



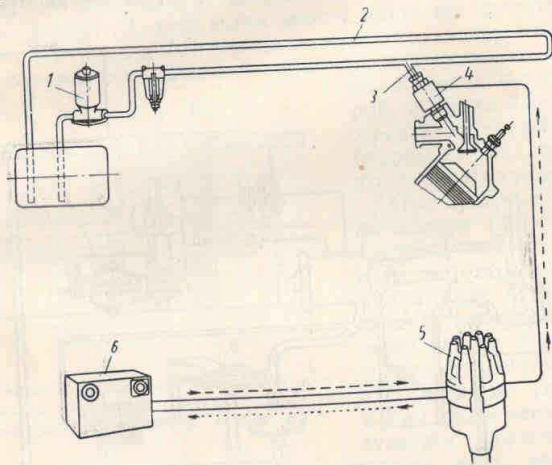
Фиг. 32. Схема системы питания с управляемыми форсунками, разработанная фирмой «Капрони».

ки в зависимости от скоростного режима двигателя производится контактным устройством 2, связанным с центробежным регулятором 3. При изменении нагрузки двигателя количество подаваемого шестеренчатым насосом 6 топлива меняется при помощи вакуумного корректора 4, связанного с пространством впускного трубопровода за дроссельной заслонкой. Вакуумный корректор воздействует на иглу 5, меняющую сечение перепускного отверстия.

Фирмой «Бендикс авиэйшн компани» разработана система с управляемыми электромагнитными форсунками (фиг. 33), которую используют для дозированного впрыска топлива во впускной трубопровод спортивного автомобиля «Тандебед» фирмы «Форд» [19].

Топливный насос 1, приводимый от электродвигателя, подает топливо под давлением 1,4 кг/см² в центральную магистраль 2, от которой имеются ответвления 3 к форсункам 4; излишек топлива, поданного насосом, возвращается в топливный бак.

Модулятор 6 получает импульсы, направляемые контактным устройством 5, смонтированным в прерывателе-распределителе системы зажигания; после преобразования импульсы от модулятора через распределительное устройство, также смонтированное в прерывателе-распределителе, поступают к соленоиду соответствующей форсунки. Контактное устройство определяет периодичность открытия форсунок.



Фиг. 33. Схема системы питания, разработанная фирмой «Бендикс авиэйшн компани».

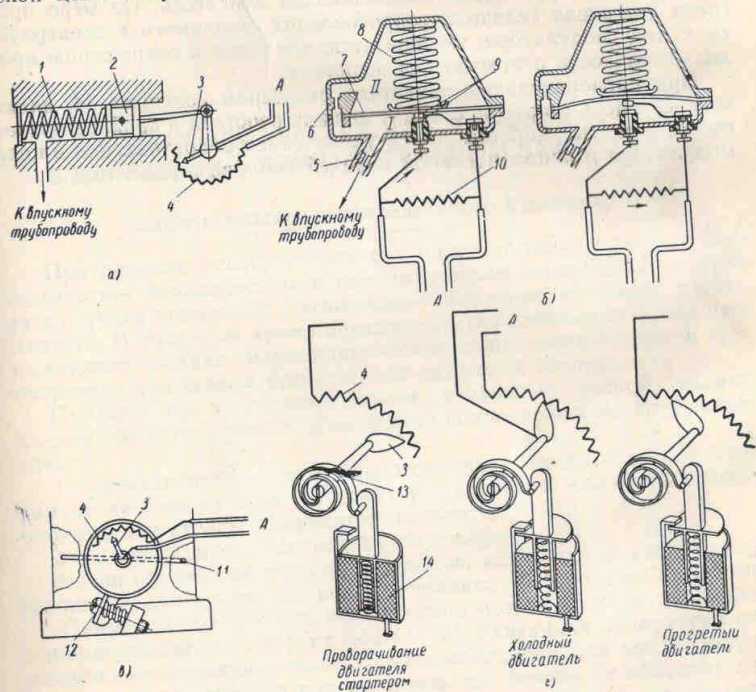
Кроме того, модулятор синтезирует импульсы, получаемые от датчиков, установленных в различных частях двигателя и реагирующих на условия работы двигателя; затем преобразованные импульсы через распределительное устройство также поступают к соленоидам форсунок.

Схемы этих датчиков показаны на фиг. 34. В корпусе дроссельных заслонок установлен датчик (фиг. 34, а), реагирующий на изменение давления воздуха во впускном трубопроводе двигателя. При увеличении давления воздуха поршень 2 датчика под действием пружины 1 перемещается вправо. Движок 3 реостата 4 вводит при этом дополнительное сопротивление в электрическую цепь модулятора, что сопровождается увеличением времени открытия игл форсунок и, следовательно, возрастанием количества впрыскиваемого топлива.

Для обогащения горючей смеси при резком открытии дроссельной заслонки служит устройство, схема которого показана на фиг. 34, б. Полости I и II этого устройства сообщаются между

собой калиброванным отверстием 6, а полость I через воздушный жиклер 5 — с впускным трубопроводом двигателя.

При работе на установившихся режимах (левая схема) мембрана 7, нагруженная пружиной 8, замыкает контакты 9 электрической цепи модулятора. После резкого открытия дроссельной за-



Фиг. 34. Схемы датчиков системы регулирования фирмы «Бендикс авиэйшн компани» (А — электрическая цепь модулятора).

слонки давление во впускном трубопроводе повышается; мембрана 7 прогибается и контакты 9 размыкаются (правая схема), вследствие чего в электрическую цепь модулятора вводится дополнительное сопротивление 10 и, следовательно, увеличивается продолжительность открытия игл форсунок. Мембрана находится в прогнутом состоянии до тех пор, пока давления в полостях I и II не сравняются.

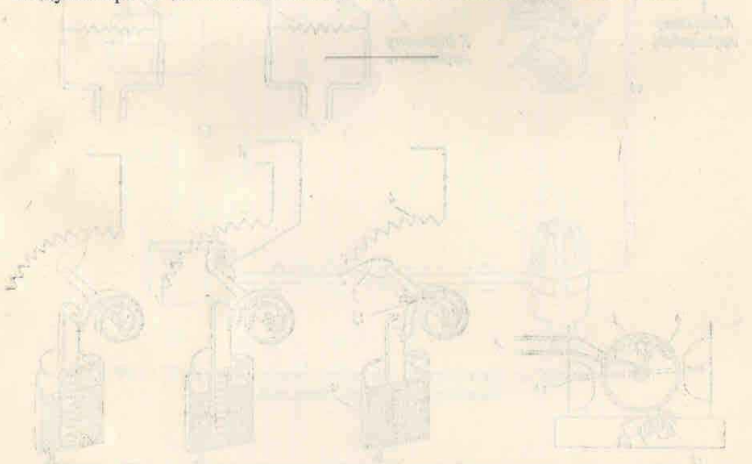
Состав горючей смеси на холостом ходу двигателя регулируется также путем изменения сопротивления в электрической цепи модулятора. Это достигается при помощи реостата 4 (фиг. 34, в) и движка 3, связанного с дроссельной заслонкой 11 двигателя. По

303.302.

мере открытия дроссельной заслонки величина сопротивления уменьшается. Для регулировки холостого хода служит винт 12.

Необходимое обогащение горючей смеси при пуске холодного двигателя достигается реостатом 4 (фиг. 34, 2), движок 3 которого перемещается с помощью термостата 13, реагирующего на изменение температуры воды, охлаждающей двигатель. По мере прогрева двигателя величина сопротивления, вводимого в электрическую цепь модулятора, уменьшается, что ведет к сокращению продолжительности открытия игл форсунок.

При проворачивании двигателя стартером соленоид 14, включенный в цепь стартера, отводит движок реостата в крайнее правое положение; это сопровождается увеличением сопротивления в цепи модулятора и дополнительной подачей топлива в двигатель.



ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА ДЛЯ ВПРЫСКА ТОПЛИВА В ДВИГАТЕЛИ С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Впрыск топлива непосредственно в цилиндр

При впрыске непосредственно в цилиндр топливо может распыливаться механическим и пневматическим способом. В некоторых случаях применяют смешанное — пневмо-механическое распыливание. В последнее время делают попытки использовать для распыливания топлива гидродинамические силы, возникающие в трубопроводе при резком прекращении движения топлива.

Применяемые в первом случае топливные насосы делают в основном плунжерными, и их можно подразделить на следующие типы:

- 1) прецизионные, с точной подгонкой плунжера к гильзе, созданные на базе насосов автотракторных дизелей или насосов авиационных двигателей с впрыском топлива;
- 2) с эластичным уплотнением плунжера.

Число плунжеров топливных насосов, как правило, равно числу цилиндров двигателя; дозирование топлива производится насосами.

Примером конструкции первого типа может служить топливная аппаратура фирмы «Роберт Бош»¹ [15]. Указанная аппаратура отличается от дизельной только приспособлением для смазки плунжеров, которое введено в связи с тем, что бензин не обладает достаточными смазочными свойствами. Следует отметить, что в первых опытах по применению впрыска бензина в двигателях с принудительным зажиганием во избежание ускоренного износа и заедания плунжеров к топливу добавляли 2—5% масла; но это отрицательно сказывалось на антидетонационных свойствах топлива.

Плунжеры топливных насосов фирмы «Роберт Бош» (фиг. 35) снабжены уплотняющим поясом 3, а гильзы плунжеров имеют две кольцевые канавки 4 и 5. В нижнюю канавку 4 через канал 2 под-

¹ Эту аппаратуру устанавливают на двигателях «Даймлер-Бенц М-198», «Гольнаф-700», «Гольнаф-Супернор», «Боргвард» и двухцилиндровом двигателе гоночного мотоцикла БМВ.

водится масло (в четырехтактных двигателях — от системы смазки двигателя, а в двухтактных — от специального насоса), которое смазывает плунжер и препятствует утечке бензина. Масло и просочившийся бензин отводятся из канавки 5 через канал 1.

На фиг. 36, а показана общая схема топливной аппаратуры фирмы «Роберт Бош», предназначенной для впрыска топлива в двухтактные двигатели.

Топливо из бака 2 подается диафрагменным подкачивающим насосом 4 в фильтр 8. После очистки топливо насосом 9 через форсунку 3 закрытого типа подается в цилиндр двигателя. Дозирование количества впрыскиваемого топлива осуществляется поворотом плунжера при помощи зубчатой рейки.

Двигатель смазывается маслом, подаваемым из бака 1 специальным насосом 6 во впускную трубу 10 двигателя. Регулирующее устройство этого насоса соединено тягой 5 с дроссельной заслонкой двигателя; поэтому количество подаваемого масла меняется в зависимости от нагрузки двигателя. Насос 6 подает также масло в нижнюю кольцевую канавку гильзы плунжера. В системе смазки имеется редукционный клапан 7.

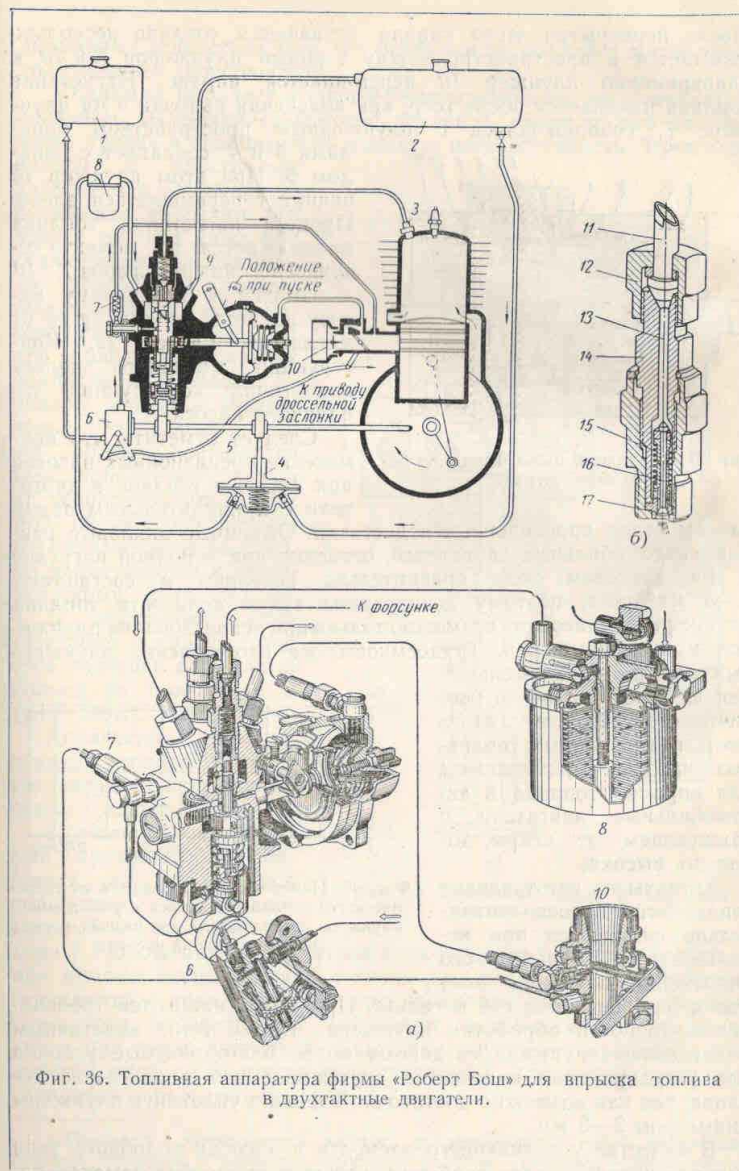
Как уже указывалось выше, топливная аппаратура фирмы «Роберт Бош», предназначенная для четырехтактных двигателей, отличается от рассмотренной тем, что масло к плунжерам насоса подается из системы смазки двигателя.

На фиг. 36, б показана закрытая однодырчатая форсунка «Роберт Бош». Топливо из трубопровода 11, прижимаемого накидной гайкой 12 к корпусу форсунки 14, поступает в канал форсунки 13 и камеру 17, находящуюся перед сопловым отверстием. Это отверстие закрыто иглой 16, прижимаемой к своему седлу пружиной 15. После достижения в камере 17 необходимого давления игла 16, преодолевая усилие пружины, опускается и открывает доступ топлива в камеру сгорания двигателя. Форсунка крепится в головке двигателя на резьбе.

На базе авиационных топливных насосов был создан насос «Шинделе» барабанного типа (фиг. 37) [9].

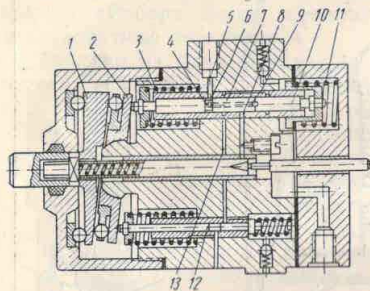
Плунжер 7 перемещается под действием качающегося диска 2. Колебательные движения диск 2 приобретает при вращении диска 1, на который он опирается. Плунжер 7 прижимается к диску 2 пружиной 3.

Впрыск топлива осуществляется под действием пружины 11, нагружающей плунжер 10. Топливо начинает поступать в плунжерное пространство после того, как плунжер 7 при движении влево откроет канал 8. При движении плунжера 7 вправо некоторая часть засосанного топлива вытесняется обратно через канал 8.



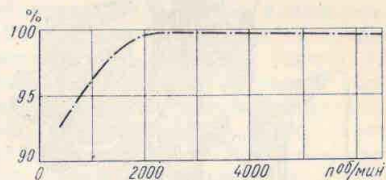
Фиг. 36. Топливная аппаратура фирмы «Роберт Бош» для впрыска топлива в двухтактные двигатели.

После перекрытия этого канала оставшееся топливо несколько сжимается в пространстве между торцами плунжеров 7 и 10, и одновременно плунжер 10 перемещается вправо. Нагнетание топлива начинается после того, как кольцевая выточка 6 на плунжере 7, сообщающаяся с плунжерным пространством каналами 9 и 4, совпадает с каналом 5. При этом плунжер 10 начинает перемещаться влево. Процесс нагнетания топлива продолжается до момента соприкосновения плунжеров 7 и 10.



Фиг. 37. Топливный насос «Шиндел» ба-
рабанного типа.

Смазка к топливному насосу подается по каналу 13 от масляного насоса 12. Конструкция масляного насоса аналогична конструкции топливного насоса. Следует отметить, что применение прецизионных насосов при впрыске топлива в двигатели с принудительным зажиганием имеет определенные недостатки. Объемные цикловые расходы автомобильных двигателей, особенно при неполной нагрузке и на холостом ходу сравнительно невелики и составляют 2—3 мм³/цикл; поэтому дозирование таких количеств топлива плунжерным насосом возможно только при использовании плунжеров малых диаметров. Трудоемкость же изготовления плунжерных пар по мере уменьшения их диаметра резко увеличивается. Поэтому стоимость прецизионных топливных насосов, применяемых для впрыска топлива в автомобильные двигатели с зажиганием от искры, довольно высока.



Фиг. 38. Наполнение (в процентах от теоретического) топливного насоса с уплотнением плунжера из полиамида при разных числах оборотов валика насоса.

Затраты на изготовление топливного насоса значительно снижаются при использовании эластичного уплотнения плунжера вместо точной подгонки его к гильзе. При этом снижаются требования к точности обработки плунжера. Кроме того, эластичным уплотнением плунжера создаются более благоприятные условия для регулирования количества впрыскиваемого в двигатель топлива, так как возможно достаточно надежно уплотнить плунжеры диаметром 2—3 мм.

В качестве уплотняющего элемента в насосах подобного типа вначале использовался пербуна, который затем был заменен по-

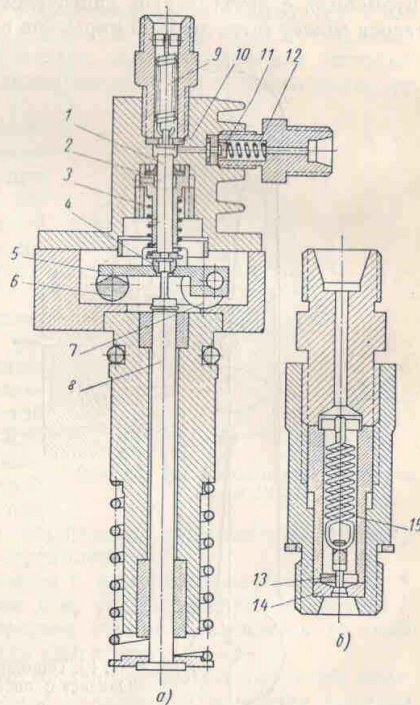
лиамидом¹ вследствие того, что пербуна не обладает достаточной уплотняющей способностью.

Полиамид обладает хорошей прилегаемостью, не раздается топливом, выдерживает высокое давление, имеет малый коэффициент трения и сравнительно высокую износостойкость. Топливные насосы с эластичным уплотнением плунжера из полиамида работают без утечки топлива даже при сравнительно малых числах оборотов. В результате испытания такого насоса (насос «Метабо») при различных числах оборотов вала насоса и полной нагрузке выявилось, что уже при 600 об/мин достигается 95% наполнения насоса от теоретического, а при 2000 об/мин действительное наполнение очень близко приближается к теоретическому (фиг. 38) [9].

В топливном насосе «Метабо» плунжер 1 насоса уплотнен с помощью кольца из полиамида 2 (фиг. 39, а).

Количество впрыскиваемого топлива в насосе регулируется путем изменения хода плунжера.

Плунжер 1, нагруженный пружиной 3, опирается на качающийся подшипник 4, установленный в ограничителе хода 5. Положение ограничителя хода плунжера может изменяться при помощи эксцентрика 7 и клина 6. Клин 6 меняет положение ограничителя хода плунжера при изменении нагрузки двигателя. Поворотом эксцентрика 7 достигают необходимого обогащения смеси при пуске двигателя. Движение плунжеру передается толкающей штангой 8; между этой штангой и плунжером предусматривается определенный зазор.

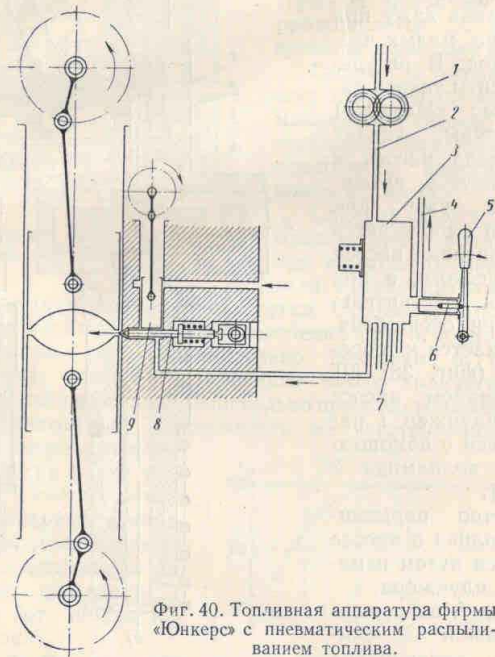


Фиг. 39. Топливный насос и форсунка «Метабо».

¹ Пербуна — синтетический каучук, представляющий собой совместный полимер бутадиена с нитрилом акриловой кислоты. Полиамид — синтетическая смола, получаемая из двухосновных кислот, диамидов, аминокислот и аналогичных соединений; к полиамидным смолам относится нейлон

Топливо поступает в плунжерную полость через плоский клапан 10, прижимаемый к седлу пружиной 9. Топливо нагнетается через плоский клапан 11, нагруженный пружиной 12.

Насос «Метабо» проработал на испытательном стенде без повреждений $200 \cdot 10^6$ циклов, что соответствует пробегу в 70 000 км автомобиля с двухтактным двигателем. Производительность этого насоса может быть до 7000 впрысков в минуту.



Фиг. 40. Топливная аппаратура фирмы «Юнкерс» с пневматическим распылением топлива.

Коническая игла 13 форсунки «Метабо» (фиг. 39, б) прижимается к седлу 14, диаметр которого равен 2 мм, пружиной 15. При давлении впрыска 50 кг/см^2 ускорение открытия иглы форсунки составляет $9,7 \cdot 10^4 \text{ м/сек}^2$.

При использовании пневматического распыливания топлива достигается очень тонкое размельчение его, а также быстрое и равномерное распределение впрыснутого топлива по объему цилиндра. При данном способе распыливания двигатель нечувствителен к смене топлива; топливо можно подавать под давлением, не превышающим $3-4 \text{ кг/см}^2$.

На фиг. 40 показана характерная схема аппаратуры с пневматическим распыливанием легкого топлива, изготовленной фирмой

«Юнкерс» в 1934 г. и устанавливавшейся на двухтактном авиационном двигателе [17].

Топливо шестеренчатым насосом 1 по трубопроводу 2 подается в распределительную камеру 3. Из распределительной камеры топливо по трубопроводам 7 поступает к отдельным цилиндрам двигателя; после открытия иглы 8 форсунки топливо вводится в цилиндр сжатым воздухом под давлением около 70 кг/см^2 . Привод иглы форсунки механический. Воздух, используемый для распыливания топлива, сжимается индивидуальным для каждого цилиндра компрессором 9.

Дозирование топлива осуществляется изменением давления в распределительной камере при дросселировании проходного сечения перепускного канала 4 плунжером 6. Этот плунжер соединен с рычагом 5 подачи топлива.

Топливная аппаратура с пневматическим распыливанием топлива была разработана также фирмой НСУ [9]. Топливо к электромагнитной форсунке этой фирмы (фиг. 41) подается от шестеренчатого насоса под давлением $3-10 \text{ кг/см}^2$ через штуцер 3; сжатый воздух подводится под давлением около 3 кг/см^2 от поршневого компрессора (диаметр поршня 20 мм, а ход 10 мм) через штуцер 2.

Клапан форсунки открывается с помощью электромагнита 4, питаемого током напряжением 6 в; ток подводится к клемме 1. После открытия клапана форсунки топливо увлекается сжатым воздухом и поступает в цилиндр двигателя.

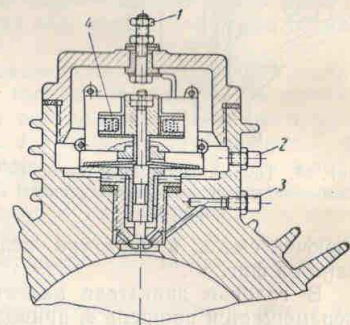
Количество впрыскиваемого топлива регулируется путем изменения времени открытия клапана форсунки и давления топлива в подводящей магистрали. Время открытия клапана меняется за счет изменения емкости конденсатора в электрической цепи форсунки; минимальное время открытия этого клапана составляет около 0,001 сек.

На фиг. 42 показана схема топливно-воздушного насоса [8], который распыливает топливо пневмо-механическим способом.

Плунжер 6 топливного насоса и поршень 1 воздушного насоса находятся в одном корпусе. Конструкция топливного насоса аналогична конструкции дизельных насосов. Количество впрыскиваемого топлива регулируется путем поворота плунжера.

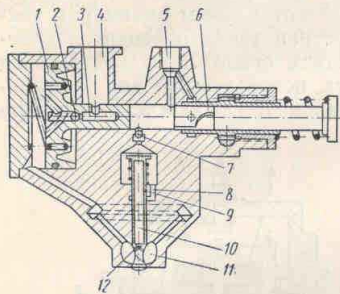
Топливо подводится через канал 5; засасываемый воздух проходит по каналу 4 и каналу 3 в поршне 1, затем через обратный клапан 2 поступает в полость воздушного насоса.

Форсунка установлена в корпусе насоса.



Фиг. 41. Электромагнитная форсунка фирмы НСУ.

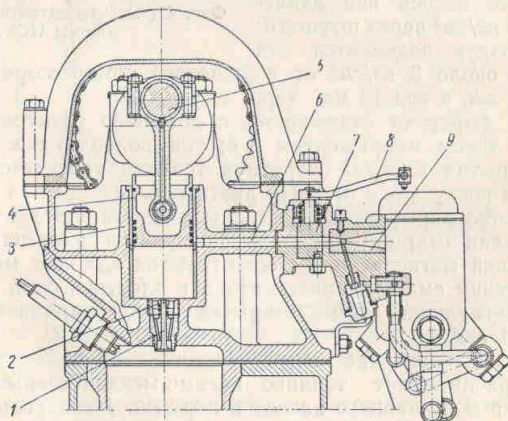
При нагнетании топливо через шариковый клапан 7 поступает во внутреннюю полость запорного клапана 10 форсунки по каналу 8, который при опускании этого клапана совпадает с отверстием 9. Клапан опускается под действием сжатого воздуха, поступающего в полость 11. Топливо, вытекая из калиброванных отверстий 12 в клапане форсунки, увлекается сжатым воздухом и проходит в цилиндр двигателя.



Фиг. 42. Топливо-воздушный насос с пневмо-механическим распыливанием топлива.

горючей смеси; аппаратура, использованная в этом случае, показана на фиг. 43.

В головке двигателя находится цилиндр 3, внутри которого перемещается поршень 4, приводимый в движение валом 5, враща-



Фиг. 43. Аппаратура для впрыска в цилиндр двигателя горючей смеси, разработанная фирмой «Ситроен».

ющимся в 2 раза медленнее коленчатого вала. Этот вал одновременно служит кулачковым валом. При движении поршня 4 вверх в цилиндр 3 через канал 6 засасывается смесь воздуха с топливом, приготовляемая одножиклерным карбюратором 9.

Опускание поршня 4 ведет к увеличению давления смеси в цилиндр 3, что вызывает открытие клапана 1, прижимаемого к седлу пружины 2; при этом начинается впрыск горючей смеси в цилиндр двигателя. Горючую смесь впрыскивают в конце такта всасывания около н. м. т.

Количество подаваемого топлива регулируется путем изменения проходного сечения канала 6 с помощью вращающегося золотника 7, соединенного через рычаг 8 с дроссельной заслонкой двигателя.

Стремление к упрощению топливной аппаратуры привело к созданию конструкции, в которой впрыскиваемое топливо распыливается за счет гидродинамических сил, возникающих при гидравлическом ударе.

Схема подобной аппаратуры показана на фиг. 44, а [9], а отдельные детали — на фиг. 44, б. Из топливного бака 1 шестеренчатый насос 2 подает топливо под определенным давлением через перепускной клапан 3 и дроссель 4 в главный трубопровод 5 системы. Далее топливо через клапан 7, управляемый кулачком 8, направляется обратно в топливный бак 1. Таким образом, в системе устанавливается движение топлива с определенной скоростью. Резкое закрытие клапана 7 вызывает гидравлический удар. Отраженная волна давления по трубопроводу 6 достигает форсунки 9, через которую впрыскивается топливо.

Шестеренчатый насос гидродинамической системы впрыска выполнен совместно с управляемым клапаном и кулачком.

Давление и продолжительность впрыска топлива в рассматриваемой системе предопределяются скоростью движения топлива и размерами трубопровода. Количество впрысков в единицу времени в первую очередь зависит от ускорения при разгоне потока топлива в системе.

На фиг. 45 показаны результаты исследования гидродинамической системы впрыска, в которую топливо нагнетается под давлением, равным 5 кг/см^2 . Длина главного трубопровода 450 мм, а коэффициент сопротивления равен 25. Из приведенных кривых видно, что максимальная скорость движения v топлива, равная $7,5 \text{ м/сек}$, достигается через $14 \cdot 10^{-3} \text{ сек}$. Давление p впрыска топлива при этом составляет около 30 кг/см^2 .

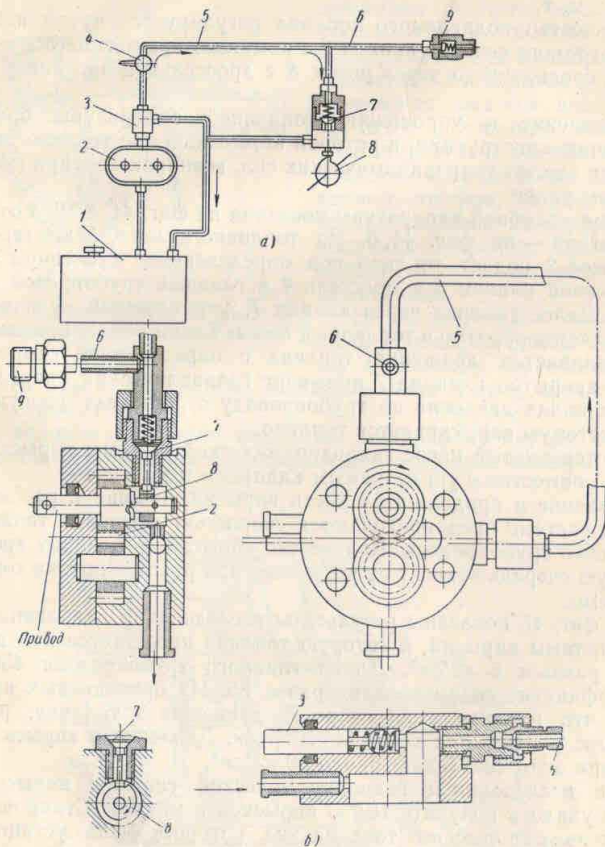
При исследовании гидродинамической системы впрыска на стенде удалось получить 15 000 впрысков в минуту. Стационарный двигатель с впрыском топлива, на котором была установлена указанная система питания, показал достаточно хорошие результаты.

Очевидно, что применение рассмотренной гидродинамической системы впрыска топлива невозможно для автомобильных двигателей, так как эта система не обеспечивает работу двигателя на переменных режимах.

В заключение следует отметить, что многоплунжерные прецизионные насосы и аппаратура с пневматическим и пневмо-механическим распыливанием топлива вследствие сравнительно высокой

стоимости едва ли будут в дальнейшем использованы в двигателях с принудительным зажиганием.

По мнению автора, более перспективным является применение насосов с эластичным уплотнением плунжеров. Весьма желатель-

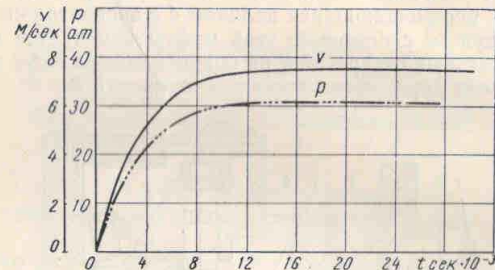


Фиг. 44. Схема и отдельные детали гидродинамической топливной аппаратуры.

ным является усовершенствование гидродинамической системы впрыска с целью приспособления ее для использования на транспортных двигателях.

Стоимость топливной аппаратуры, предназначенной для впрыска топлива непосредственно в цилиндр двигателя, может быть также

уменьшена путем создания для многоцилиндровых двигателей односекционных насосов с распределителями или управляемыми форсунками.



Фиг. 45. Результаты исследования гидродинамической топливной аппаратуры.

Впрыск топлива во впускной трубопровод

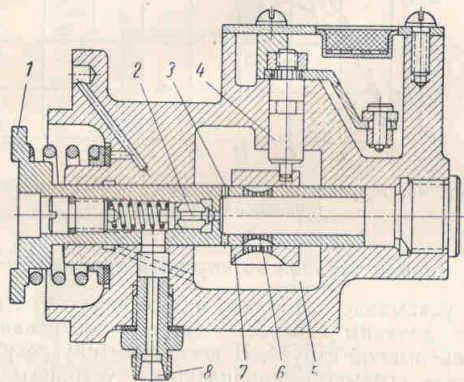
Как уже указывалось, топливо можно впрыскивать во впускной трубопровод двояким способом — строго дозированными порциями или непрерывной струей. В последнем случае удастся значительно снизить стоимость аппаратуры и устранить инерционные явления, возникающие в топливных трубопроводах при дозированном впрыске. Однако, чтобы подать в течение сравнительно длительного промежутка времени малые количества топлива, сопла форсунок при непрерывном впрыске приходится делать очень малого диаметра (примерно 0,15 мм) и изготовлять их с высокой точностью во избежание неравномерного распределения топлива по отдельным цилиндрам.

Кроме того, при рассмотренном способе подачи возможна конденсация впрыснутого топлива на стенках впускного трубопровода в период, когда впускные клапаны закрыты, а также устраняются определенные преимущества, присущие дозированному впрыску во впускной трубопровод (возможность увеличения перекрытия клапанов и снижение тепловой напряженности цилиндра, поршня и камеры сгорания).

При дозированной и непрерывной подаче топлива во впускной трубопровод обычно используют односекционные насосы. В первом случае в топливной аппаратуре предусматриваются распределители или управляемые форсунки; распределители могут выполняться совместно с насосом («Американ Бош») или отдельно от него («Лукас»). Иногда при впрыске топлива во впускной трубопровод применяют многоплунжерные насосы барабанного типа («Симмонде Аэросессорис СУ») и другие насосы.

Топливный насос фирмы «Американ Бош» (фиг. 46) подает топливо под давлением 5,25 кг/см² и приводится во вращение от

валика прерывателя-распределителя системы зажигания при помощи пары шестерен с косыми зубьями [10]. Плунжер насоса 1, имеющий восемь торцовых кулачков, совершает вращательное и возвратно-поступательное движение. На плунжер надета скользящая муфта 7, перемещающаяся валиком 4 с эксцентрично расположенным выступом; с помощью этой муфты изменяется проходное сечение радиальных отверстий 6 на боковой поверхности плунжера, а также момент перекрытия отсечных отверстий 3.



Фиг. 46. Схема топливного насоса фирмы «Американ Бош».

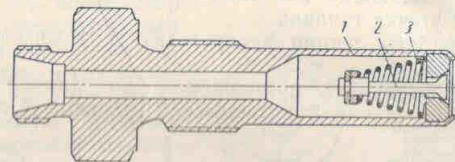
При движении плунжера влево топливо из пространства 5 проходит через отверстия 3 и 6 во внутреннюю полость плунжера; вследствие вращения плунжера входные отверстия 6 перекрываются в конце хода всасывания. Одновременно внутренняя полость плунжера сообщается с каналом 8, через который подводится топливо к одной из форсунок. В начале движения плунжера вправо происходит вытеснение топлива через отсечные отверстия 3 в пространство 5. После перекрытия муфтой 7 этих отверстий топливо через нагнетательный клапан 2 подается к форсунке.

Скользкая муфта топливного насоса связана с поршнем регулятора, который был описан ранее (см. фиг. 30).

На фиг. 47 показана форсунка фирмы «Американ Бош» с коническим соплом.

Аппаратура фирмы «Лукас» устанавливается на шестицилиндровом двигателе спортивного автомобиля «Ягуар» [13]. Топливо из бензобака 1 (фиг. 48), пройдя через фильтр 12, поступает в шестеренчатый насос 11, приводимый в действие от электродвигателя 3. Насос подает топливо под давлением около 7 кг/см^2 через вторичный фильтр 10 к дозирующему распределителю 9; часть топлива через перепускной клапан по трубопроводу 2 возвращается в топливный бак.

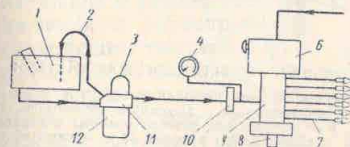
Распределитель имеет привод от двигателя через вал 8, вращающийся в 2 раза медленнее коленчатого вала. Количество впрыскиваемого топлива изменяется при помощи регулятора 6,



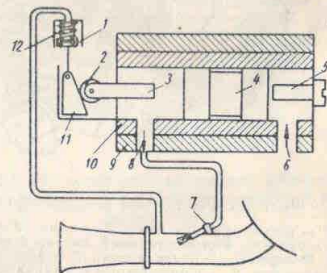
Фиг. 47. Форсунка фирмы «Американ Бош»: 1 — корпус форсунки; 2 — запорный клапан; 3 — клапанная пружина.

соединенного через трубку 5 с впускным трубопроводом. От распределителя топливо по трубкам 7 подается во впускной трубопровод к клапанам горловинам; топливо впрыскивается против потока воздуха. Давление топлива в магистрали контролируется манометром 4.

Золотник 4 распределителя (фиг. 49) перемещается в стальном роторе 10 между ограничителями 3 и 5. Ротор вращается в чугунной втулке 9 с числом обо-



Фиг. 48. Общая схема топливной аппаратуры фирмы «Лукас».



Фиг. 49. Схема работы распределителя фирмы «Лукас».

ротом распределительного вала. При вращении ротора радиальные отверстия 6 и 8 на боковой поверхности ротора поочередно соединяются с трубопроводом, подводящим топливо от насоса, и с трубопроводом, связывающим распределитель с форсункой.

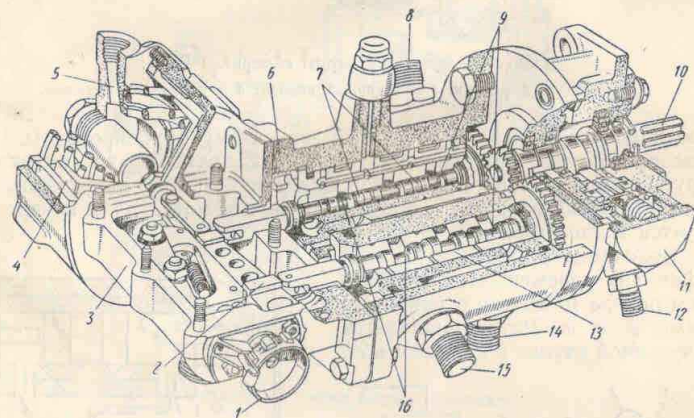
Топливо, поступающее в одну из полостей распределителя, перемещает золотник, вытесняя при этом топливо, которое заполняет вторую полость, через форсунку 7 во впускной трубопровод. Количество впрыскиваемого топлива регулируется путем изменения положения ограничителя 3. На этот ограничитель через ролик 2 воздействует клин 11, соединенный с поршнем 1, который перемещается в цилиндре, сообщающемся с впускным трубопроводом; поршень 1 нагружен пружиной 12.

Распределитель шестицилиндрового двигателя «Ягуар» (фиг. 50) имеет два ротора, каждый из которых обслуживает три цилиндра;

роторы вращаются в 4 раза медленнее коленчатого вала двигателя. Предусмотрена смазка роторов, их втулок и золотников от специального масляного насоса, который подает масло под давлением, несколько превышающим давление топлива; при этом предотвращается также утечка топлива.

Принцип работы секции распределителя такого типа пояснен на фиг. 51.

Закрытая форсунка, применяемая на двигателе «Ягуар» (фиг. 52), имеет клапан 2 с конической головкой 3, нагруженный



Фиг. 50. Общий вид распределителя шестцилиндрового двигателя «Ягуар»:

1 — регулирующий винт; 2 — клин; 3 — регулятор состава горючей смеси; 4 — поршень регулятора состава горючей смеси; 5 — канал, соединенный с впускным трубопроводом; 6 — корпус распределителя; 7 — золотники; 8 — штуцер для подвода топлива к первому цилиндру; 9 — неподвижные ограничители; 10 — вал привода ротора; 11 — масляный насос; 12 — штуцер для подвода масла к насосу; 13 — ротор; 14 — штуцер для подвода топлива к шестому цилиндру; 15 — штуцер для подвода топлива к пятому цилиндру; 16 — подвижные ограничители;

пружиной 1. Топливо, воздействуя на головку клапана, опускает его вместе со втулкой 4; при этом открывается сопло.

Плунжерный насос (фиг. 53) фирмы «Симмондс Аэросессорис СУ», производящий дозированный впрыск во впускной трубопровод, является автомобильной модификацией аппаратуры, разработанной для установки на авиационные двигатели [10]*. Главный вал 1 насоса приводится в движение от двигателя и вращается с числом оборотов, равным числу оборотов коленчатого вала. Плунжеры 5 перемещаются при вращении шайбы 6.

На главном валу имеется эксцентрик 9, на который насажен распределительный клапан 4, изготовленный в виде шестерни; этот клапан входит в зацепление с шестерней 3 с внутренним зацепле-

* Топливную аппаратуру этой фирмы испытывали на двигателях мощностью 100—600 л. с.; в настоящее время ее устанавливают на двигателе специального назначения мощностью 1500 л. с.

нием; соотношение между зубьями распределительного клапана и шестерни равно $\frac{8}{9}$. Распределительный клапан, совершая эпилклоидное движение, периодически сообщает плунжерное пространство через скользящий зазор

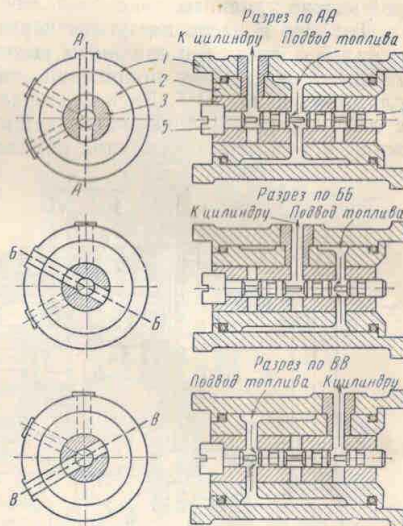
между распределительным клапаном и неподвижным венцом с питательным каналом 2 (снизу). Этот канал через кольцевую проточку у распределительного клапана сообщается с выходным штуцером 2 (сверху), через который отводится излишки топлива, подаваемого подкачивающим насосом; вследствие этого обеспечивается циркуляция топлива в системе низкого давления насоса. Топливо подается к форсунке по каналу 10 через отверстие 11, которое при движении распределительного клапана периодически сообщает полость плунжера в период хода нагнетания с трубопроводом, подводящим топливо к форсунке. Число плунжеров насоса равно половине числа цилиндров двигателя, т. е. каждый плунжер обслуживает два цилиндра; впрыск топлива продолжается в течение 180° поворота коленчатого вала.

Количество впрыскиваемого топлива дозируется путем изменения хода плунжеров. Это достигается перемещением фасонного вала 7, вследствие чего шайба 6 занимает различные положения относительно главного вала 1.

Кроме того, на фиг. 53 показаны: 8 — коробчатая мембрана; 12 — резервуар, заполненный азотом и размещенный во впускном трубопроводе.

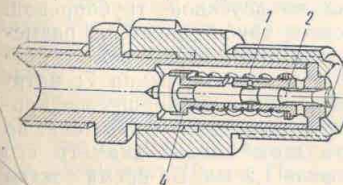
При дозированном впрыске топлива во впускной трубопровод может быть использован насос, показанный на фиг. 54 [9]. Поршень

¹ Система регулирования насоса «Симмондс Аэросессорис СУ» подробно описана выше.



Фиг. 51. Принцип работы секции распределителя фирмы «Лукас», обслуживающей три цилиндра:

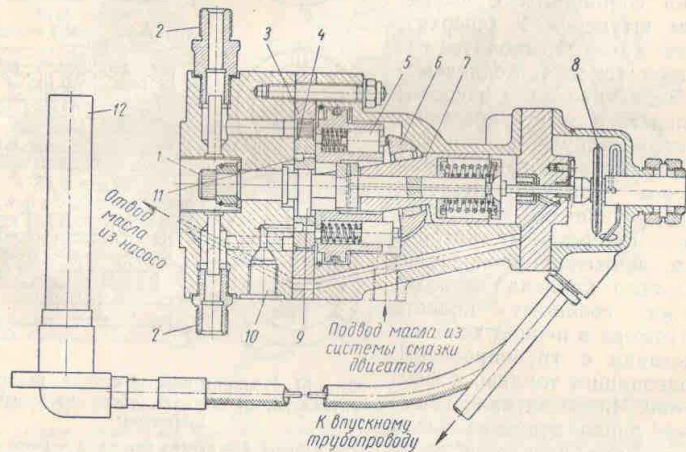
1 — корпус; 2 — втулка ротора; 3 — ротор; 4 — неподвижный ограничитель; 5 — подвижный ограничитель.



Фиг. 52. Форсунка фирмы «Лукас».

насоса 2 находится в канале, расположенном перпендикулярно к оси вращения диска 3. Эксцентрично по отношению к диску располагается круглая незамкнутая пружина 4, эксцентricитет которой можно изменять.

Топливо в насос поступает через канал 1 и нагнетается через канал 7 и канал 6 с овальным выходным отверстием; каналы 6 и 7 при определенном положении диска 3 сообщаются с полостью плунжера каналом 5. Диск 3 опирается на уплотняющую шайбу 8 с лабиринтом. Топливо нагнетается под действием круглой пружины 4 в момент совпадения каналов 5 и 6. Количество впрыски-



Фиг. 53. Топливный насос фирмы «Симмондс Аэросессорис СУ».

ваемого топлива регулируется путем изменения эксцентricитета пружины 4.

Топливная аппаратура системы «Бонд» (фиг. 55) предназначена для дозированного впрыска топлива во впускной трубопровод. В корпусе 15, прикрепляемом к впускной трубе двигателя, размещается плунжер 10; на конце плунжера имеется поршень 8 с уплотнительным кольцом, на который воздействует пружина 7; натяжение пружины изменяется с помощью винта 6. Поршневое пространство 5 сообщается каналом 16 с цилиндром двигателя; во избежание горения рабочей смеси в этом канале диаметр его входного отверстия не должен превышать 1,2 мм. Во время тактов сжатия и расширения поршень 8 под действием газов, поступающих из цилиндра, перемещается вправо, преодолевая усилие пружины; при этом топливо от подкачивающего насоса 11 через канал 12 и через обратный клапан 13 поступает в плунжерное пространство. После падения давления в цилиндре двигателя плунжер под воздействием пружины 7 перемещается вправо и топливо, под-

нимая клапан 2, прижимаемый к седлу пружины 3, впрыскивается во впускной трубопровод. Клапан 2 поднимается, когда давление топлива достигает 21 кг/см^2 . Ход плунжера 10 ограничен стопорами 14 и 6; последний может перемещаться.

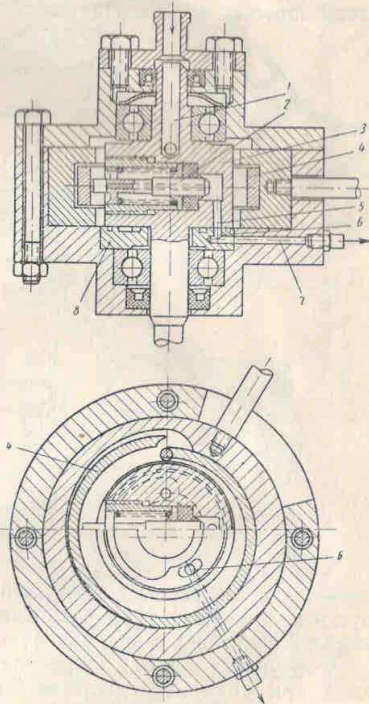
Плунжер смазывается маслом, поступающим через канал 9 из системы смазки двигателя в кольцевую канавку 4; масло препятствует также утечке топлива и прорыву газов в плунжерное пространство.

Топливо впрыскивается во впускную трубу при закрытом клапане 1 (за 120° поворота коленчатого вала до открытия этого клапана). Однако существует мнение, что вследствие довольно высокого давления подачи, топливо хорошо распыливается и к моменту открытия впускного клапана остается во взвешенном состоянии в воздухе.

В системе «Бонд» не предусмотрена возможность изменения подачи топлива в зависимости от режима работы двигателя. При установке устройства, позволяющего изменять подачу топлива, системе «Бонд» можно использовать на транспортных двигателях.

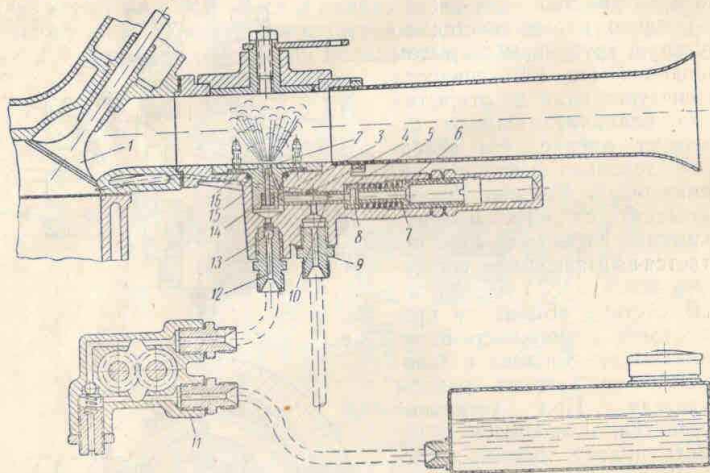
Система впрыска фирмы «Дженерал Моторс» [6] с непрерывной подачей топлива во впускной трубопровод (фиг. 56) предназначена для установки на двигатели спортивных автомобилей серии «Корвет» модели 1957 г. (фирма «Шевроле»).

Диафрагменный подкачивающий насос 30 подает топливо из бака 28 под давлением около $1,4 \text{ кг/см}^2$ к первичному фильтру 1, задерживающему механические частицы, размер которых превышает 10 мк. После очистки топливо через игольчатый клапан 4 поступает в поплавковую камеру, аналогичную по конструкции поплавковым камерам карбюраторов; поплавковая камера снабжена устройством, удаляющим из нее образующиеся пары топлива. Шестеренчатый топливный насос 29, приводимый во вращение с помощью гибкого вала от прерывателя — распреде-



Фиг. 54. Топливный насос с вращающимся плунжером.

лителя системы зажигания и расположенный в поплавковой камере, подает топливо под давлением около 14 кг/см^2 * через вторичный фильтр 27 к трубопроводам 23, подводящим топливо к форсункам 19. Форсунки расположены в непосредственной близости от впускных клапанов и подают топливо по направлению потока воздуха. Шариковый клапан 26 служит для поддержания давления нагнетания топлива на необходимом уровне во избежание образования паровых пробок. Подача топлива на различных режимах до-

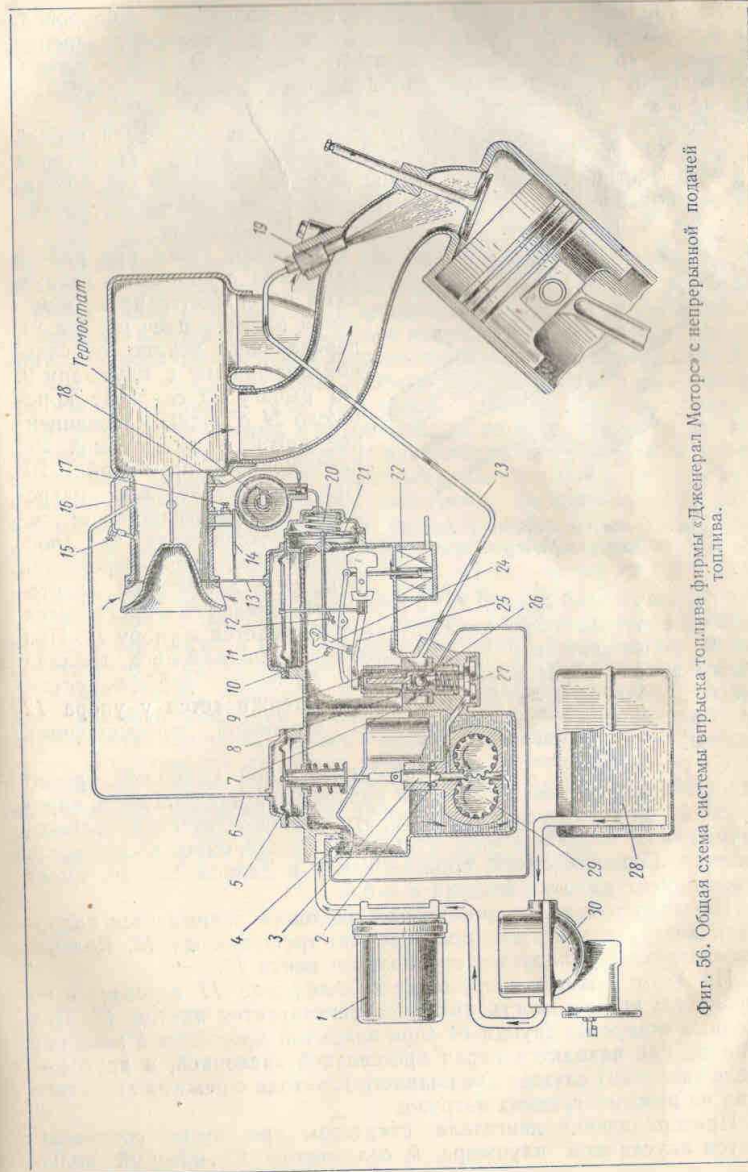


Фиг. 55. Топливная аппаратура системы «Бонд».

зируется путем перемещения плунжера 9, меняющего сечение перепускных отверстий 8; вытекающее из этих отверстий топливо через канал 7 поступает в поплавковую камеру.

Форсунка (фиг. 57) закрепляется в стенке впускного трубопровода при помощи держателя 3 из пластмассы. Непосредственно под соплом форсунки 2, диаметр которого равен $0,4 \text{ мм}$, располагается воздушная камера, в которую через отверстия 4 диаметром $2,54 \text{ мм}$ поступает воздух от воздухоочистителя. Объем воздуха, поступающего через указанные отверстия, равен $\frac{1}{4}$ объема воздуха, засасываемого двигателем на холостом ходу.

В результате этого топливо из форсунки постоянно подается в среду, находящуюся примерно под атмосферным давлением, и количество впрыскиваемого топлива практически не зависит от колебаний разрежения во впускном трубопроводе. Против сопла форсунки находится отверстие 5 диаметром $1,02 \text{ мм}$, через которое

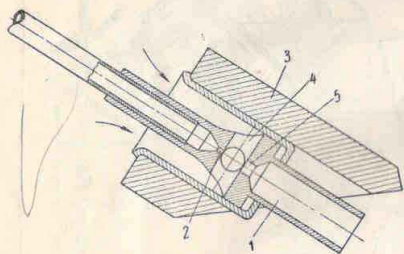


Фиг. 56. Общая схема системы впрыска топлива фирмы «Дженерал Моторс» с непрерывной подачей топлива.

* При пуске двигателя стартером шестеренчатый насос обеспечивает напор топлива, равный примерно 270 мм вод. ст.

смесь топлива с воздухом поступает во впускной трубопровод. В форсунке имеется трубка 1, которая охлаждается при испарении бензина, что способствует охлаждению форсунки и топливоподводящих трубопроводов. Это позволяет избежать парообразования в трубопроводах.

Разрежение из диффузора передается главной регулирующей линией 13 (см. фиг. 56) в камеру главной диафрагмы 11, которая связана системой рычагов с плунжером 9. Вследствие этого количество подаваемого топлива изменяется в зависимости от режима работы двигателя.



Фиг. 57. Открытая форсунка фирмы «Дженерал Моторс».

Горячая смесь при работе двигателя с большими нагрузками обогащается путем изменения размера плеч рычага 25, передающего усилие от главной диафрагмы к плунжеру 9. По рычагу 25 скользит коромысло 24 с роликом, соединенное тягой с диафрагмой 21, нагруженной пружиной 20. При малых нагрузках разрежение из пространства впускного трубопровода за дроссельной заслонкой передается в полость диафрагмы 21 второй регулирующей линией 18; в результате диафрагма прогибается вправо; коромысло 24 в этом случае прижимается к упору 12. При таком положении коромысла количество подаваемого топлива обеспечивает образование горючей смеси с коэффициентом избытка воздуха $\alpha \approx 1,25$. Коромысло удерживается у упора 12 при разрежениях за дроссельной заслонкой, превышающих 180 мм.

С увеличением давления за дроссельной заслонкой прогиб диафрагмы 21 уменьшается и при полной нагрузке двигателя коромысло 24 прижимается к упору 10; это сопровождается опусканием плунжера 9 и увеличением количества подаваемого в двигатель топлива. Горючая смесь, образующаяся в данном случае, имеет коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,85$.

На холостом ходу дроссельная заслонка закрывается полностью; воздух в двигатель поступает по трубопроводу 16. Количество воздуха регулируется при помощи винта 15.

На этом режиме разрежение к диафрагме 11 передается по трубке 14; интенсивность импульса регулируется винтом 17. Два входных отверстия трубки 14 (при закрытой дроссельной заслонке одно из них находится перед дроссельной заслонкой, а другое — после заслонки) служат для плавного перехода с режима холостого хода на режимы средних нагрузок.

Проворачивание двигателя стартером при пуске сопровождается опусканием плунжера 9 соленоидом 22, который вклю-

чен в электрическую цепь стартера; плунжер перекрывает перепускные отверстия, обогащая тем самым горючую смесь.

При прогреве холодного двигателя термостат, реагирующий на температуру двигателя, перекрывает вторую регулирующую линию. Устранение вакуума в полости диафрагмы 21 приводит к перемещению ее под действием пружины влево; коромысло 24 доходит до упора 10, что сопровождается увеличением количества подаваемого в двигатель топлива. Коромысло удерживается в таком положении до прогрева двигателя.

При движении автомобиля накатом и с торможением резко увеличивается разрежение во впускном трубопроводе вследствие прикрытия дроссельной заслонки; разрежение по третьей регулирующей линии 6 передается к диафрагме 5, которая, прогибаясь, поднимает клапан 3; этот клапан открывает перепускные отверстия 2 и подача топлива к форсункам полностью прекращается.

В заключение необходимо указать, что топливные плунжерные насосы барабанного типа (например, «Симмондс Аэросоррис СУ») достаточно сложны и затраты на их изготовление мало отличаются от затрат на изготовление аппаратуры для впрыска топлива в цилиндр; поэтому можно предположить, что подобные насосы едва ли найдут в дальнейшем достаточно широкое применение. Стоимость топливной аппаратуры типа «Американ Бош» и «Лукас» с односекционным насосом и распределителем примерно в 2 раза меньше стоимости топливной аппаратуры, используемой при впрыске топлива непосредственно в цилиндр [10].

Значительно меньше себестоимость системы непрерывного впрыска (примерно в 10 раз меньше стоимости аппаратуры с многоплунжерным прецизионным насосом) и системы с управляемыми форсунками; так, стоимость топливной аппаратуры фирмы «Бендикс авиэйшн компани» только в 2 раза превышает стоимость двух четырехкамерных карбюраторов, устанавливаемых на двигателях американских легковых автомобилей высокого класса.

Поэтому следует считать наиболее целесообразным применение на серийных автомобильных двигателях двух последних систем подачи топлива. Проведение научно-исследовательских и конструкторских работ в этом направлении весьма желательно.

ВЫВОДЫ

1. Впрыск топлива в транспортные двигатели с принудительным зажиганием позволяет повысить, по сравнению с карбюрированием топлива, экономические, энергетические и эксплуатационные показатели этих двигателей. Использование данного способа смешивания в транспортных двигателях достаточно целесообразно.

2. Применение впрыска топлива ведет к некоторому увеличению, по сравнению с использованием карбюратора, первоначальной стоимости двигателя ввиду необходимости установки на него довольно сложной топливной и регулирующей аппаратуры.

3. Впрыск топлива в четырехтактные двигатели можно производить как непосредственно в цилиндр, так и во впускной трубопровод. При этом при подаче топлива во впускной трубопровод четырехтактных двигателей сохраняются основные преимущества, имеющие место при впрыске топлива в цилиндр. Так как в первом случае стоимость топливной аппаратуры ниже, чем при подаче топлива в цилиндр, то для четырехтактных двигателей наиболее целесообразным следует признать впрыск топлива во впускной трубопровод.

4. В двухтактные двигатели с принудительным зажиганием и петлевыми схемами продувки, которые наиболее часто применяются в двигателях автомобильного и мотоциклетного типа, топливо следует впрыскивать только непосредственно в цилиндр. Подача топлива во впускную трубу этих двигателей неприемлема, так как при этом в процессе продувки неизбежно возникают потери горючей смеси.

5. В качестве регулирующего параметра в двигателях с зажиганием от искры и впрыском топлива следует использовать разрежение во впускной трубе за дроссельной заслонкой. Этот способ регулирования дает достаточно хорошие результаты как для четырехтактных, так и для двухтактных двигателей. В регуляторах, созданных на рассмотренном принципе, нужно предусматривать автоматическое обогащение горючей смеси при полных нагрузках, прогреве и пуске двигателя, а также изменение количества впрыскиваемого топлива и зависимости от температуры и давления окру-

жающей среды; кроме того, эти регуляторы должны иметь устройство, прекращающее подачу топлива при движении автомобиля с торможением или накатом.

6. Использование при впрыске топлива непосредственно в цилиндр двигателей с принудительным зажиганием многоплунжерных прецизионных насосов и аппаратуры с пневматическим и пневмо-механическим распыливанием топлива нерационально ввиду сравнительно высокой стоимости указанной аппаратуры. Более перспективным является применение в этом случае насосов с эластичным уплотнением плунжеров. Весьма желательным является усовершенствование гидродинамической системы впрыска с целью приспособления ее для использования на транспортных двигателях.

Аппаратура, предназначенная для впрыска топлива непосредственно в цилиндр двигателя, может быть также удешевлена путем создания для многоцилиндровых двигателей односекционных насосов с распределителями или с управляемыми форсунками.

7. При впрыске топлива во впускной трубопровод серийных автомобильных двигателей целесообразно применять системы непрерывного впрыска и системы с управляемыми форсунками, так как в этом случае первоначальная стоимость двигателя повышается незначительно по сравнению со стоимостью карбюраторного двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Акопян С. И., Двигатели внутреннего сгорания с впрыском топлива и электрическим зажиганием, Машгиз, 1945.
2. Ключнер О., Рабочий процесс в двухтактных быстроходных двигателях с карбюратором. Сб. переводных статей под ред. А. А. Рябцева «Продуква и зарядка двухтактных двигателей», Госэнергоиздат, 1934.
3. Ленин И. М. и Ломовский В. А., Непосредственный впрыск бензина в двухтактные двигатели, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 7, 1956.
4. Ломовский В. А., Применение двухтактных двигателей с принудительным зажиганием на автомобилях, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 1, 1957.
5. Покровский Б. П., Впрыск легкого топлива в цилиндры авиационного мотора, Оборонгиз, 1946.
6. Dolza I., Kehoe E. A., Stoltman D., Zora Arkus — Duntov, Система «Дженерал Моторс» для впрыска бензина, «SAE Journal» № 4, 1957, стр. 20—26.
7. Eöttinger H., Wille R., Исследование протекания процесса продувки в двухтактных двигателях, «Deutsche Kraftfahrtsforschung», вып. 86.
8. Froede W., Проблемы развития автомобильных двигателей, «ATZ» № 6, 1954, стр. 141—144.
9. Froede W., Впрыск бензина в цилиндры малых размеров двигателей с принудительным зажиганием, «ATZ» № 8, 1955, стр. 213—227.
10. Fuel injection for gasoline automobiles, «SAE Journal» № 1, 1956, стр. 61—66; № 2, стр. 27—35.
11. Goodger E. M., Впрыск топлива, «Automobile Engineer», т. 46, № 3, 1956, стр. 110—113.
12. Lange C. M., van Ovarbeke C. M., Впрыск топлива в автомобильные и авиационные двигатели с искровым зажиганием, «SAE Quarterly of Transactions», т. 3, № 1, 1949, стр. 107—121.
13. Lucas petrol injection, «Automobile Engineer» (Англия), № 1, 1957.
14. Peter K., Впрыск бензина в двигатели с принудительным зажиганием высокой мощности, «MTZ» № 9, 1956, стр. 313—316.
15. Scherenberg H., Обзор двадцатипятилетнего применения впрыска бензина в Германии, «MTZ» № 9, 1955, стр. 137—145.
16. Schmidt V., Изменение протекания процесса продувки в двухтактном двигателе при увеличении количества продувочного воздуха, «Deutsche Kraftfahrtsforschung», вып. 86.
17. Thieman A. E., Двухтактные двигатели с впрыском топлива и принудительным зажиганием, «ATZ» № 13, 1935, стр. 341—342.
18. Vogel K., Впрыск бензина и октановое число, «MTZ» № 9, 1956, стр. 306—313.
19. Winkler A. H., Sutton R. W., Электронная система впрыска бензина фирмы «Бендикс», «SAE Journal» № 4, 1957, стр. 26—29.
20. Weit W., Stoll H., Впрыск бензина в автомобильные двигатели с принудительным зажиганием, «MTZ» № 9, 1952, стр. 213—221.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Общие вопросы применения топлива в двигатели с принудительным зажиганием	5
Преимущества впрыска топлива по сравнению с карбюрированным его	5
Способы подачи топлива в двигатели с принудительным зажиганием	14
Момент начала впрыска топлива	20
Давление впрыска топлива	26
Регулирование двигателей с впрыском топлива и принудительным зажиганием	28
Основные вопросы регулирования двигателей	28
Различные типы регулирующих устройств	36
Топливная аппаратура для впрыска топлива в двигатели с принудительным зажиганием	51
Впрыск топлива непосредственно в цилиндр	51
Впрыск топлива во впускной трубопровод	61
Выводы	72
Литература	74

Виктор Александрович Ломовский
ВПРЫСК ТОПЛИВА В ТРАНСПОРТНЫЕ
ДВИГАТЕЛИ С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ
ЗАЖИГАНИЕМ

Редактор издательства В. А. Нахимсон
Технический редактор А. Я. Тиханов
Корректор И. Г. Петрова
Обложка художника А. С. Рыбакова

Сдано в производство 16/VI 1958 г.
Подписано к печати 3/X 1958 г. Т-10509
Тираж 2500 экз. Печ. л. 4,75. Уч.-изд. л. 4,75
Бум. л. 2,38 Формат 80×92¹/₁₆. Зак. 176

Типография № 6 УПП Ленсовнархоза.
Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
23	4-я снизу	окон	клапанов
46	4-я снизу	канал 9	канал 10
75	3-я сверху	применения топлива	применения впрыска топлива

В. А. Ломовский, Впрыск топлива. Заказ № 176