

66 44 3

Цена 9 р. 25 коп.

Б  $\frac{228}{60}$

А. ЛАБУТИН, И. ШЕЛУДЬКО,  
Г. ЩЕКИНА

Б  $\frac{228}{60}$

**ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ  
ОБОРУДОВАНИЕ МТС**

ГОССТРОЙИЗДАТ УССР  
КИЕВ · 1956

И. М. ШЕЛУДЬКО, А. А. ЛАБУТИН, Г. А. ЩЕКИНА

Б  $\frac{228}{60}$  Шм

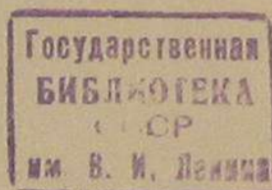
ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ  
ОБОРУДОВАНИЕ МТС

СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
ЛИТЕРАТУРЫ ПО СТРОИТЕЛЬСТВУ И АРХИТЕКТУРЕ УССР  
КИЕВ — 1956

В книге, являющейся расширенным справочным пособием, освещены вопросы выбора рационального теплоэнергетического оборудования и систем теплоснабжения МТС главным образом на основе использования местных видов топлива. Авторы рассматривают рациональные и приемлемые для укрупненных МТС системы теплоснабжения: котельные установки, силовые установки (локомотивные, газогенераторные и дизельные), а также централизованную и местную подачу тепла производственному и жилому секторам МТС.

Расчитана на инженерно-технический персонал, принимающий участие в проектировании, реконструкции и эксплуатации МТС.



56-120204

65-1

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Рост и укрупнение машинно-тракторных станций (МТС) выдвигают первостепенной важности вопросы об оснащении их рациональным энергетическим оборудованием. Энергоснабжение МТС включает в основном электрификацию и теплоснабжение, а отчасти и газоснабжение.

Электроснабжение МТС в отдельных случаях производится от соседних электростанций районного типа. Если же электроснабжение со стороны не представляется возможным, то электрическую и тепловую энергию можно получать от собственной теплосиловой установки.

Электрификация МТС за счет установки гидроэлектрической станции представляет наиболее рациональный вариант. Однако такой вариант может быть осуществлен только в том случае, если возле МТС имеются необходимые для гидроэлектростанций водные ресурсы.

Высокий уровень развития теплоэнергетики и теплоснабжения в СССР требует широкого использования новейших достижений в этих областях при проектировании новых и укрупнении старых МТС. Важной народно-хозяйственной задачей при этом является комплексное решение теплового и силового снабжения МТС на основе применения местных видов топлива. Внедрение новых тепловых и силовых агрегатов с максимальным использованием имеющегося опыта по их эксплуатации даст возможность найти оптимальное решение вопроса комплексной теплофикации МТС.

В этом комплексе задач весьма актуальным является вопрос о наиболее прогрессивном централизованном теплоснабжении МТС. При правильном решении этого вопроса представляется возможным применить элементы теплофикации промышленных, бытовых и коммунальных потребителей путем использования тепла, отработавшего в силовых агрегатах, чему посвящена настоящая работа.

Книга может служить справочным пособием для инженеров

и техников, работающих в области проектирования, строительства и эксплуатации машинно-тракторных станций.

Разделы настоящей работы составлены: I — Топливо для МТС, IV — Газогенераторные установки — силовые и технологические и V — Дизельные установки — кандидатом технических наук, доцентом И. М. Шелудько; II — Котельные установки и III — Локомотивы — кандидатом технических наук, доцентом А. А. Лабутиним; VI — Теплоснабжение МТС и VII — Печное отопление — младшим научным сотрудником Г. А. Щекиной. Раздел «Водоподготовка» написан инженером Е. М. Витальевой.

Научное руководство проработкой комплекса вопросов, касающихся теплоснабжения, теплосиловых установок и теплосилового хозяйства МТС, осуществлял действительный член Академии архитектуры УССР, доктор технических наук, профессор Б. Н. Лобаев.

## Раздел I

### ТОПЛИВО ДЛЯ МАШИНО-ТРАКТОРНЫХ СТАНЦИЙ УССР

#### Топливоснабжение МТС

Потребителями разных видов топлива в условиях МТС являются: отопительно-производственные котельные установки; паровые локомотивы; местные отопительные печи; производственные технологические печи; газогенераторные установки и жидкотопливные двигатели внутреннего сгорания. Из всех этих потребителей только жидкотопливные двигатели требуют нефтепродуктов, а остальные работают на разных видах твердого топлива.

Там, где есть проходящие вблизи газовые магистрали, весьма целесообразным и перспективным топливом могут быть горючие газы как природные, так и искусственные.

В условиях МТС Украинской ССР могут быть использованы из естественных видов твердого топлива: дрова, древесные и растительные отходы, торф, бурые угли, отчасти каменные угли и антрациты. В районах лесной и лесостепной зоны значительную часть топливных ресурсов составляют древесина и древесные отходы, а также торф. В степной зоне имеют большое значение местные бурые угли и отчасти растительные отходы сельского хозяйства, а при недостаточном количестве их используются топлива дальнепривозные: каменные угли и антрациты пониженного качества (ПК).

Из искусственных твердых видов топлива в некоторых случаях могут применяться в МТС брикеты — торфяные и буроугольные.

При выборе вида топлива для снабжения МТС надо исходить из того, что для нужд местных предприятий и бытовых объектов разнаряжается только низкосортное топливо, в первую очередь местные виды. В каждом отдельном случае должны быть изысканы все способы получения местных отбросных и низкокачествен-

ных видов топлива из близко расположенных источников. Истощив местные ресурсы, можно подать заявку на снабжение МТС дальнепривозным топливом.

Заявки на потребное количество топлива на год подаются в тоннах условного топлива, под которым подразумевается топливо с теплотворной способностью 7000 ккал/кг. Сначала для всех топливопотребляющих объектов МТС на основании эксплуатационных или табличных данных определяется расход натурального топлива. Перевод из натурального топлива в условное производится путем умножения натурального топлива на эквивалент по условному топливу.

$$E_y = \frac{Q_p^H}{7000}, \quad (1)$$

где  $Q_p^H$  — низшая теплотворная способность топлива по рабочему составу в ккал/кг, в которой учитывается расход тепла на испарение физической и химической влаги топлива.

Топливные эквиваленты определяются для каждого вида потребителей топлива экспериментальным путем. Для отопительных котельных, оборудованных ручными решетками и не имеющих экономайзеров, ориентировочно могут быть приняты следующие топливные эквиваленты:

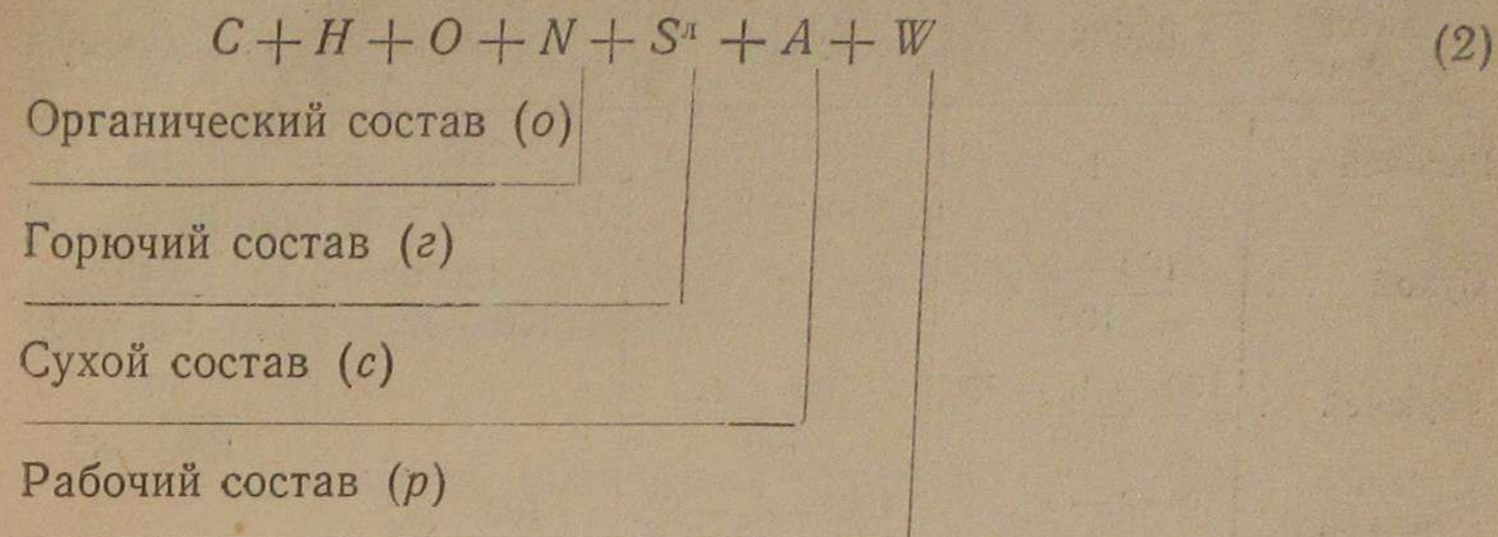
для дров	$E_y = 0,30$
„ торфа	„ 0,24
„ бурого угля (подмосковного)	„ 0,26
„ антрацита	„ 0,67
„ нефтяных остатков	„ 1,03

Пересчет в условное топливо необходим также в тех случаях, когда плановые организации разнаряжают топливо разных видов и качества. Так, например, для розжига отпускаются в определенном количестве дрова, иногда для сдобривания низкокачественных видов топлива прибегают к отпуску в небольшом количестве топлива лучшего качества, в основном для уменьшения уноса при сжигании.

### Теплотехническая оценка твердого топлива

К числу основных технических характеристик твердого топлива, определяющих применимость его для разных потребителей, относятся: теплотворная способность, зольность и плавкость золы, влажность, наличие серы, размеры кусков топлива и механическая прочность их, количество летучих и спекаемость топлива, устойчивость топлива при хранении, объемный вес и транспортабельность, а для газогенераторных установок — также и реакционная способность топлива.

Обычно различаются такие составы твердого топлива: органический, горючий, сухой и рабочий в зависимости от включения в 100% по весу тех или иных компонентов



$A$  — количество золы в %;  $S^L$  — количество летучей горючей серы в %;  $W$  — количество влаги в %.

Общее количество серы  $S^{ob}$  состоит из летучей горючей серы  $S^L$  и негорючей сульфатной серы  $S^H$ , входящей в состав золы.

Рабочая теплотворная способность всякого топлива обуславливается горючим составом его, а также величиной зольности и влажности по его рабочему составу. При использовании топлива, имеющего переменный состав золы и влаги (дрова, торф, бурые угли), необходимо определить теплотворную способность топлива непосредственно у потребителя, так как изменения балласта (зольности и влажности) могут создать довольно широкие пределы колебаний теплотворной способности.

Зависимость между высшей и низшей теплотворной способностью рабочей массы топлива выражается формулой

$$Q_p^H = Q_p^B - 6(9H_p + W_p) \text{ ккал/кг.} \quad (3)$$

Теплотворную способность твердых и жидких топлив можно определить по формуле Д. И. Менделеева

$$Q_p^H = 81C_p + 246H_p + 26(S_p^L - O_p) - 6W_p \text{ ккал/кг.} \quad (4)$$

Пересчет топлива одного состава на другой, а также теплотворной способности производится путем умножения каждого компонента на соответствующие множители, приведенные в табл. 1.

Зольность в топливе является прежде всего балластом, а кроме того, зола может плавиться с образованием шлака, сильно усложняющего как сжигание топлива, так и газификацию его. При этом имеет значение не только температура жидкоплавкого состояния  $t_3$ , но также и температура размягчения золы  $t_2$ , при которой зола делается липкой и образует шлаковые комья.

Таблица 1

## Формулы пересчета состава топлива

С какой массы производится пересчет	Множители пересчета на массу			
	рабочую	сухую	горючую	органическую
Рабочей . . .	1	$\frac{100}{100 - W_p}$	$\frac{100}{100 - W_p - A_p}$	$\frac{100}{100 - A_p - W_p - S_p^L}$
Сухой . . .	$\frac{100 - W_p}{100}$	1	$\frac{100}{100 - A_c}$	$\frac{100}{100 - A_c - S_c^L}$
Горючей . . .	$\frac{100 - A_p - W_p}{100}$	$\frac{100 - A_c}{100}$	1	$\frac{100}{100 - S_r^L}$
Органической . . .	$\frac{100 - A_p - W_p - S_p^L}{100}$	$\frac{100 - A_c - S_c^L}{100}$	$\frac{100 - S_r^L}{100}$	1

Повышенной легкоплавкостью отличается механическая зола, появляющаяся в результате загрязнения топлива.

Влажность местных видов топлива — древесины, растительных отходов, торфа и молодых бурых углей является наиболее усложняющим фактором при сжигании и газификации его, так как требуется создание условий для подсушивания топлива до вступления его в реакции окисления. Усложнением при этом является и то, что влажность топлива в зависимости от метеорологических условий и способов хранения может изменяться в широких пределах.

Сера в топливе хотя и является горючим компонентом, но наличие ее нежелательно, так как продукты сгорания серы вызывают коррозию металлических поверхностей. При газификации сера дает весьма вредные для силового газа сернистые соединения.

Спекающиеся виды топлива создают в процессе сухой перегонки смоляной слой, трудно пропускающий воздух, что приводит к местным прогарам и необходимости частых и сложных шуровок. Рассыпающийся и порошкообразный кокс, образующийся после выделения летучих, усложняет дожигание и приводит к увеличению провала и недожога топлива.

Мелочь и легко измельчающиеся виды топлива создают в горящем или в газифицируемом слое местные уплотнения и большие сопротивления для газопрохождения, а также резко повышают унос и провал топлива. Большие куски долго горят, а при наличии низкоплавкой золы шлаки обволакивают негоревшие куски, что является причиной большого недожога топлива.

Важным фактором является транспортабельность, которая обуславливается объемным весом топлива, прочностью его кусков и теплотворной способностью  $1 \text{ м}^3$  твердого топлива. При длительном хранении твердые виды топлива качественно ухудшаются,

а от самонагревания в результате окисления при плохом отводе тепла создается опасность самовозгорания штабелей.

К газогенераторным видам топлива дополнительно предъявляются также требования повышенной реакционной способности их. Способность коксового остатка вступать с той или иной скоростью в химические реакции отражается на продолжительности газификации топлива. Кокс из молодых и слабо карбонизированных видов топлива обычно обладает более высокой реакционной способностью, чем кокс сильно карбонизированных видов. Топливо, подвергавшееся воздействию высоких температур, значительно труднее вступает в реакции окисления.

## Древесина, древесные и растительные отходы

Влажность древесины зависит от породы, возраста и способа хранения. В свежесрубленной древесине она достигает 60%. При естественной сушке дров в штабелях через 6 месяцев влажность снижается до 25—30%, а через год до 20—15%. При дальнейшем хранении дров в штабелях они загнивают, качество их резко ухудшается и влажность возрастает.

Зольность древесины очень малая, а зола ее тугоплавкая.

В процессе сухой перегонки древесина выделяет много летучих веществ, до 85% на горючую массу, в том числе паров уксусной кислоты 6—7% из лиственных пород и 3—3,5% из хвойных, а смолистых веществ 8—12%. Древесный уголь получается трещиноватый, пористый, легкий, с высокой реакционной способностью, но непрочный, в особенности из мягких пород. Поэтому для силовой газификации предпочтительней твердые породы.

Органический состав древесины и низшая теплотворная способность ее по органическому составу  $Q_o^H$ , то есть без учета влияния золы и влаги, приведены в табл. 2. Органический состав древесины совпадает с горючим составом, поскольку серы в древесине нет.

Таблица 2

## Органический состав древесины

Порода	Органический состав в % по весу				Зола в % по сухому составу	Органическая низшая теплотворная способность $Q_o^H$ в ккал/кг
	$C_o$	$H_o$	$O_o$	$N_o$		
Дуб . . . . .	50,0	6,05	42,65	1,30	1,58	4390
Береза . . . . .	49,4	6,30	43,20	1,10	0,81	4460
Бук . . . . .	48,5	6,30	44,30	0,90	0,99	4500
Ясень . . . . .	49,6	6,10	44,23	0,07	1,14	4410

Порода	Органический состав в % по весу				Зола в % по сухому составу	Органическая низшая теплотворная способность $Q_0^H$ в ккал/кг
	$C_0$	$H_0$	$O_0$	$N_0$		
Ива . . . . .	50,03	6,27	44,74	0,96	3,37	4540
Липа . . . . .	49,40	6,80	43,80		1,91	4400
Осина . . . . .	50,30	6,30	43,40		1,96	4440
Клен . . . . .	49,80	6,30	43,90		1,72	4440
Ольха . . . . .	49,00	6,25	44,00	0,75	2,85	4440
Сосна . . . . .	49,90	6,30	43,80		1,22	4560
Ель . . . . .	49,60	6,40	43,10	0,90	0,80	4510
Лиственные породы, в среднем . . . . .	49,80	6,26	42,84	1,10	2,50	4460
Хвойные породы, в среднем . . . . .	50,08	6,27	43,05	0,60	3,28	4510
Древесный уголь . . . . .	91,60	3,20	5,20	—	—	8072

В лесных районах можно использовать в качестве топлива отходы древесины в виде вершин, сучьев, пней, ветвей, коры. Как топливо иногда используются хвоя и шишки хвойных деревьев, а также опилки и другие отходы лесопильных заводов.

В степных районах для бытового отопления обычно используются солома и другие остатки сельскохозяйственного производства: костра, лузга, шелуха и т. д. Используются также камыш, тростник, осока и другие болотные и водяные растения там, где они произрастают.

По тепловым качествам солома, как и другие сельскохозяйственные отходы, относится к низкокачественным топливам. По своему составу солома близко подходит к древесине, но по совокупности теплотехнических характеристик солома хуже древесины, так как сжигание ее в топках представляет значительные трудности.

В табл. 3 приведен состав соломы и других видов сельскохозяйственных отходов на сухую массу.

Количество золы в соломе и других сельскохозяйственных отходах непостоянно и зависит от механических загрязнений ее, колеблясь от 2 до 10%. Зола соломы отличается большим содержанием щелочей, которые обуславливают ее низкую температуру плавления. Температура плавления золы из ржаной соломы и конопляной костры приведена в табл. 4.

Солома отличается большой гигроскопичностью. Обычно влажность ее по рабочему составу  $W_p = 13 \div 18\%$ , но при плохом хранении и непогодах она может повыситься до 30—40%. При этом

Состав растительных сельскохозяйственных отходов на сухую массу

Топлива	Элементарный состав сухого топлива					
	$C_c$	$H_c$	$O_c$	$N_c$	$S_c$	$A_c$
Солома ржаная . . . . .	45,80	5,70	44,48	0,52	—	3,5
„ озимой пшеницы . . . . .	46,10	5,60	43,78	0,42	—	4,1
„ яровой „ . . . . .	45,80	5,60	43,19	0,51	—	4,9
„ ячменная . . . . .	42,70	5,28	44,62	0,90	—	6,6
„ просяная . . . . .	44,60	5,20	43,40	0,90	—	5,9
„ овсяная . . . . .	44,38	5,18	42,79	0,45	—	7,2
„ гречишная . . . . .	42,00	5,15	45,15	0,50	—	7,2
Костра льняная . . . . .	47,60	5,80	41,67	0,63	—	3,3
Среднее значение для соломы . . . . .	45,14	5,47	43,54	0,60	—	5,25
Камыш, верхняя часть . . . . .	44,26	5,44	37,92		—	12,38
„ средняя „ . . . . .	46,36	5,63	40,85		—	7,16
„ нижняя „ . . . . .	47,86	5,80	43,45		—	2,89
Средний состав для камыша . . . . .	46,20	5,63	40,8		—	7,37
Лузга подсолнуха . . . . .	49,80	5,71	42,2		0,09	2,20
Хлопковая лузга . . . . .	46,35	6,25	44,19	0,70	0,07	2,44

Таблица 4

Температура плавления золы из сельскохозяйственных отходов

	Характерные температуры в градусах	
	Солома	Костра
Температура начала деформации . . . . . $t_1$	820	1120
Температура размягчения . . . . . $t_2$	860	1170
Температура жидкоплавкого состояния . . . . . $t_3$	950	1200

начинается загнивание соломы, резко снижающее ценность ее как топлива.

Высшая теплотворная способность соломы на сухую массу бывает  $Q_c^B = 3900 \div 4350$  ккал/кг. Лузга и жмых масляничных растений имеют повышенную теплотворность до  $Q_c^B = 5700$  ккал/кг за счет наличия в них некоторого количества жиров. Теплотворная способность камыша на сухую массу около  $Q_c^B = 4370$  ккал/кг.

Для ржаной соломы установлена зависимость рабочей низшей теплотворной способности от влажности в виде формулы

$$Q_p^H = 4017 + 46,17 W_p \text{ ккал/кг.} \quad (5)$$

Солома, а также другие растительные сельскохозяйственные отходы отличаются исключительно малым объемным весом. При влажности соломы  $W_p = 13\%$  объемный вес  $1 \text{ м}^3$  мятой соломы  $\gamma_m = 15-20 \text{ кг/м}^3$ ; прессованной соломы  $\gamma_n = 60-65 \text{ кг/м}^3$  и резанной соломы  $\gamma_p = 30-33 \text{ кг/м}^3$ . Следовательно, объемная теплотворная способность соломы очень низкая.

Вследствие малой плотности слоя солома в топках не может развить достаточной жаронапряженности, т. е. высокой температуры. Обуглившиеся стебли соломы легко измельчаются и дают большой унос обугленной массы в дымовую трубу и провал недожога через колосниковую решетку.

Солома успешно сжигается в бытовых печах бесколосникового типа; иногда она используется для отопления перевозных локомотивов.

### Торф

Торф является наиболее распространенным видом местного топлива в СССР. Торфяные массивы имеют в основном пойменный характер и в большинстве случаев тростниково-осокового происхождения. Наиболее распространенным в СССР является низинный торф, и только на Полесье изредка встречаются торфы переходные и верховые. При этом преобладают мало разложившиеся виды низинного торфа со степенью разложения порядка 25—40% и редко до 60%.

В украинских низинных торфах содержание первичной золы не превышает 8—12%. Содержание же вторичной, наносной золы колеблется в очень широких пределах.

При сравнении качества топлива по зольности характерной будет зольность, отнесенная к 1000 ккал теплотворной способности топлива.

Обычно торф добывается с зольностью до 20% и только 7—15% добываемого торфа имеет зольность свыше 20%. Средняя зольность добываемых торфов по СССР составляет 14,4%, а разрабатываемых торфяников — 19,2%. Состав и количество золы в торфе меняется в зависимости от характера торфообразователей и условий образования торфяника.

Зола в украинском торфе легкоплавкая либо среднеплавкая: начало деформации  $t_1 = 1160-1250^\circ$ ; начало размягчения  $t_2 = 1180-1250^\circ$ ; жидкоплавкое состояние  $t_3 = 1230-1260^\circ$ . Большое золонакопление и шлакование низинного торфа в топках и газогенераторах требует соответствующих конструкций топливоиспользующего оборудования и значительно усложняет эксплуатацию его.

Средняя влажность торфа при машинно-формовочном способе добычи по данным практики составляет  $W_p = 30-41\%$  с колебаниями в отдельные годы от 25 до 45%. Кондиционной влажностью по СССР считается  $W_p = 33\%$ . При влажности свыше 45% кусковой торф бракуется.

По способу добычи 77—88% торфа в СССР добывается машинно-формовочным способом. В небольшом количестве добывается фрезерным и резным ручным способами.

Горючий состав, средняя зольность, теплотворная способность на горючую массу и плавкость золы торфа из 6 крупных торфяников СССР приведены в табл. 5.

Таблица 5

Характеристика торфа по торфяникам СССР

Наименование торфяника	Горючий состав в %					Средняя зольность добываемого торфа $A_c$	Теплотворность по горячему составу $Q_p^H$ в ккал/кг
	$C_r$	$H_r$	$N_r$	$O_r$	$S_r^{об}$		
Буча (Ирпень)	52,38	6,04	2,63	38,47	0,48	25	5326
Шостка . . .	53,08	6,02	3,11	37,14	0,55	16,5	5398
Моства . . . .	52,41	6,5	3,01	37,85	0,23	9	5240
Мнево . . . . .	53,10	5,81	2,94	37,91	0,26	15	5359
Кодра . . . . .	53,83	5,89	3,15	36,8	0,33	15	5351
Замглай . . . .	55,25	5,53	3,31	35,6	0,31	14	5536
В среднем в СССР .	53,27	6,3	3,02	37,05	0,36	14,4	5368

Выход летучих по горячему составу для торфов СССР составляет  $L_r = 68-70\%$ .

Теплотворную способность сухой массы торфа СССР можно выразить в зависимости от зольности по сухому составу формулой

$$Q_c^H = 5750 - 64 A_c \text{ ккал/кг.} \quad (6)$$

Рабочая низшая теплотворная способность может быть выражена в зависимости от влажности для хорошо разложившегося торфа формулой

$$Q_p^H = 4888 - 54,9 W_p \text{ ккал/кг,} \quad (7)$$

а для молодого мало разложившегося торфа

$$Q_p^H = 4418 - 50,2 W_p \text{ ккал/кг.} \quad (8)$$



Особенно большое количество мелочи в низинном торфе (частиц меньше 25 мм) образуется как при высушивании, так и при перегрузках и транспортировке (в среднем 18—35%). Торф с повышенной зольностью и малой степенью разложения имеет более высокое содержание мелочи; причем браковочным пределом мелочи считается для промышленных потребителей 35%, а для бытовых — 25%.

Если учесть стоимость перевозки торфа, то предельные расстояния целесообразной транспортировки его для разных областей УССР таковы: по Житомирской и Черниговской 100—120 км, по Сумской и Киевской 50—100 км, а по Западным областям 200—300 км.

Торф успешно брикетуется механическим путем, без присадки связывающих веществ. Брикеты имеют значительную прочность благодаря наличию в торфе 5—8% смолистых веществ. Для брикетирования пригоден дешевый фрезерный торф.

Для сравнительной характеристики показателей кускового торфа и торфяных брикетов в табл. 6 приведены округленные данные.

Таблица 6  
Сравнительная характеристика торфяных брикетов и кускового торфа

Показатели	Кусковой торф	Торфяные брикеты
Влажность в %	30	15
Зольность в % на сухую массу	8—10	8—10
Рабочая низшая теплотворная способность в ккал/кг.	3000	4100
Насыпной вес, в кг/м <sup>3</sup>	370	580
Объемная теплотворность, в млн. ккал/м <sup>3</sup>	1,11	2,39

Торфяные брикеты более влагостойки, чем кусковой торф, и в процессе сгорания и газификации дают прочные и более крупные куски кокса. Если сравнить по стоимости 1 ккал в торфобрикетах и в кусковом торфе, то брикеты выгоднее приблизительно на 18%, не считая значительного улучшения качества брикетов как топлива для топок и для газификации.

Надо иметь в виду, что и кусковой небрикетированный торф можно успешно сжигать и газифицировать в соответствующих топках и газогенераторах.

### Бурые угли

По содержанию углерода в органической массе топлива бурые угли занимают среднее положение между торфом и каменными углями. В УССР насчитывается до 150 месторождений

бурых углей, большая часть которых относится к классу гумусовых ископаемых углей и представляет собой землистую массу, состоящую из гуминовых кислот, их солей и битумов.

По своей структуре украинские бурые угли можно разделить на три группы: 1) землистые, 2) кусковатые и 3) смолистые. В землистых углях основная масса (70—80%) состоит из частиц размером меньше 7 мм. Такие угли имеются в Киевской, Житомирской, Кировоградской и Днепропетровской областях. Кусковатые угли, имеющиеся в Тернопольской, Львовской и Закарпатской областях, отличаются прочной кусковой структурой. Смолистые бурые угли Станиславской и Черновицкой областей приближаются к каменным углям.

Состав бурых углей непостоянен даже для отдельных пластов одного месторождения. Переменными являются золосодержание и влажность. Горючий состав, зольность, влажность и рабочая низшая теплотворная способность бурых углей из основных месторождений УССР приведены в табл. 7, где для сравнения приведен состав подмосковных бурых углей.

Таблица 7  
Характеристика украинских бурых углей

Буроугольный район	Горючая масса в %					Средняя зольность по сухому составу $A_c$	Влажность рабочая $W_p$	Низшая рабочая теплотворная способность $Q_p$ в ккал/кг
	$C_r$	$H_r$	$N_r$	$O_r$	$S_r^{об}$			
Землистые угли:								
Александрийский	65,8	4,9	0,5	24,6	4,2	17	53	2100
Кировоградский	62,5	5,2	1,0	26,9	4,4	43	43	1400
Криворожский	66,9	5,8	—	26,3	1,0	23	50	1850
Звенигородский	64,8	6,0	0,9	23,8	4,5	28	52	1750
Коростышевский	68,3	5,9	—	25,2	0,6	35	46	1350
Средние значения	63,0	5,7	0,9	25,4	5,0	28	51	1685
Кусковатые угли:								
Золочевский	61,7	7,3	1,3	23,6	6,1	31	30	2900
Рава-Русский	58,1	6,9	0,9	28,9	5,2	30	30	2450
Иршавский	65,2	5,7	0,9	23,9	1,3	34	40	2100
Смолистые угли:								
Коломыйский	69	5,5	1,1	19,9	4,5	22	14	4390
Подмосковного бассейна	68,5	5,0	1,3	20,5	4,7	28	33	2830

При увеличении зольности землистых бурых углей теплотворная способность их по горючему составу уменьшается приблизительно по формуле

$$Q_r^H = 7130 - 40 A_c \text{ ккал/кг.} \quad (9)$$

Характерной особенностью землистых бурых углей является высокая зольность их (до 45%). Угли с зольностью свыше 45% как топливо не используются. Практически вполне применимы бурые угли, у которых зольность  $A = 17 \div 35\%$ .

Зола землистых бурых углей обычно среднеплавкая: температура начала деформации  $t_1 = 1130-1240^\circ$ ; температура размягчения  $t_2 = 1190-1460^\circ$  и жидкоплавкое состояние при  $t_3 = 1220-1450^\circ$ . Зола кусковатых и смолистых бурых углей более низкоплавкая:  $t_1 = 1000-1040^\circ$ ,  $t_2 = 1050-1200^\circ$  и  $t_3 = 1070-1230^\circ$ . Ввиду низкой теплотворной способности бурых углей температура в топках бывает сравнительно низкая и шлакования золы обычно не наблюдается.

Значительная часть влаги в землистых бурых углях является поверхностной и на открытом воздухе довольно скоро уменьшается с 55 до 45%. Более глубокой подсушки их естественным путем достичь трудно, так как куча угля покрывается при высыхании слоем мелочи и дальнейшее высыхание происходит очень медленно. Долго хранить молодые бурые угли не рекомендуется ввиду способности их к самовозгоранию. Кроме того, при длительном хранении происходят значительные потери от выделения летучих и развеивания мелочи ветром.

На прочность кусков землистых углей сильно влияют атмосферные условия. Свежедобытый бурый уголь, имеющий кусковатую форму, со временем на воздухе рассыпается на мелочь, в особенности на поверхности кучи, и только некоторое количество угля остается в крупных кусках. При большой влажности бурые угли слеживаются. В зимнее время они смерзаются.

При сухой перегонке землистые угли выделяют 55—65% летучих на горючую массу, а кокс получается порошкообразным. Количество серы велико, особенно в кусковатых углях (до 7,7%), причем около половины серы находится в виде сернистого колчедана. Землистые бурые угли отличаются повышенным содержанием битумов: в углях разных месторождений битумов на сухую массу бывает от 9 до 13%.

Буроугольные брикеты имеют значительно меньшую влажность по сравнению с небрикетированным углем, приобретают прочную кусковую структуру, значительно повышенную теплотворную способность и теплоплотность; кроме того, уменьшаются потери при хранении и транспортировке.

Ввиду высокой зольности землистых углей брикеты из них имеют малую механическую прочность и требуют защиты от атмосферных осадков. Они не выдерживают дальней транспорти-

ровки и разламываются на куски особенно после нарушения наружной корки.

Рабочая низшая теплотворная способность александрийских брикетов при зольности  $A_c = 19\%$  равняется  $Q_p^H = 4200 \text{ ккал/кг.}$  Термическая стойкость брикетов низкая; при высоких температурах в топках и газогенераторах брикеты рассыпаются на мелочь.

### Каменные угли и антрациты

Каменные угли и антрациты Донбасса обладают высокими тепловыми качествами и транспортабельностью. Однако этот вид топлива может быть применим только при отсутствии местных видов топлива. Состав и характеристика донецких углей и антрацитов пониженного качества приведены в табл. 8, а дополнительная теплотехническая характеристика антрацитов пониженного качества — в табл. 9.

Таблица 8

Состав и характеристика энергетических каменных углей и антрацитов Донбасса

Угли и антрациты	Горючий состав в %					Зольность по сухому составу $A_c$	Влажность по рабочему составу $W_p$	Низшая рабочая теплотворная способность $Q_p^H$ в ккал/кг
	$C_r$	$H_r$	$N_r$	$O_r$	$S_r^A$			
Длиннопламенный уголь (Д)	76	5,5	1,6	12,2	4,7	13,5	12,5	5440
Паровичный жирный (ПЖ <sub>эн</sub> )	83	5,1	1,5	5,6	4,8	20	3,5	6155
Паровичный спекающийся (ПС <sub>эн</sub> )	88	4,5	1,5	2,9	3,1	16,5	3	6655
Тощий уголь (Т)	90	4,1	1,4	2,3	2,2	12	3	7035
Антрациты (А), в среднем по Донбассу	93,5	1,8	1,0	1,8	1,9	11	5	6710

Указанные в табл. 9 средние значения зольности и влажности антрацитов могут колебаться в сторону увеличения на 50—100%, отсюда и рабочая теплотворная способность их соответственно понижается.

Зола донецких каменных углей и антрацитов в большинстве случаев среднеплавкая, изредка тугоплавкая. Каменные угли и

Таблица 9

## Характеристика низкокачественных сортов донецких антрацитов

С о р т	Размер кусков в мм	Среднее содержание мелочи в %	Зольность по сухому составу $A_c$	Влажность по рабочему составу $W_p$	Рабочая низшая теплотворная способность $Q_p^H$ в ккал/кг
Плитный пониженного качества ( $A_{II_{пк}}$ )	более 100	—	12,5	5,5	6520
Крупный орех ( $A_{K_{пк}}$ )	25—100	—	12,5	5,0	6580
Мелкий орех ( $A_{M_{пк}}$ )	13—25	—	17	4,5	6270
Рядовой со штыбом без плиты ( $A_{PШ}$ )	0—100	20—35	12,5	5	6590
Семячко со штыбом ( $A_{CШ}$ )	0—13	60	15	5,5	6340
Штыб ( $A_{Ш}$ )	0—6	100	16,5	5,5	6220

антрациты как плотное и сильно карбонизированное топливо имеют сравнительно небольшую влажность.

Спекаемость и свойства кокса каменных углей зависят от количества и состава летучих. Длиннопламенные угли, имея сравнительно большое количество летучих (около 43% на горючую массу), дают порошкообразный или слабоспекшийся кокс. Угли ПЖ содержат летучих 32% и дают спекшийся, сплавленный, плотный или умеренно плотный кокс. Угли ПС<sub>3ч</sub> содержат 15% летучих и дают кокс спекшийся или сплавленный, от плотного до умеренно плотного. Тощие угли выделяют мало летучих (около 12%), а кокс их — порошкообразный или слипшийся. Антрациты дают летучих в среднем 3,5%, а кокс — порошкообразный.

## Жидкое топливо

В МТС из жидких видов топлива могут применяться тяжелые нефтепродукты, используемые для двигателей с самовоспламенением от сжатия — дизелей. Эти двигатели предъявляют высокие требования к жидким видам топлива в части очистки их, фракционного состава, вязкости, коксуемости, температуры вспышки и застывания.

Для быстроходных стационарных двигателей с числом оборотов выше 1000 в мин. применяется так называемое дизельное

топливо по ГОСТу 4749-49: зимнее (ДЗ) — для районов с температурой воздуха не ниже  $-35^\circ$  и летнее (ДЛ).

Для быстроходных двигателей с числом оборотов от 500 до 1000 в мин. используется соляровое масло (ГОСТ 1666-51). Оно используется также и в качестве смазочного масла. Полноценным заменителем солярового масла является дизельное топливо летнего сорта (ДЛ).

В тихоходных двигателях с самовоспламенением, с числом оборотов до 500 в мин. используется моторное топливо по ГОСТу 1667-51: ДТ-1 ( $M_3$ ); ДТ-2 ( $M_4$ ); ДТ-3 ( $M_5$ ) (в скобках указана прежняя номенклатура моторного топлива).

Моторное топливо ДТ-1 ( $M_3$ ) предназначено для бескомпрессорных дизелей со струйным распыливанием при числе оборотов от 200 до 500 в мин. и мощностью менее 100 л. с. в цилиндре, а также для дизелей других типов с числом оборотов от 300 до 500 в мин. и мощностью менее 50 л. с. в цилиндре. Это же топливо как более легкое моторное используется также в небольшом количестве при пуске и остановке дизелей, работающих на более тяжелом топливе марок ДТ-2 ( $M_4$ ) и ДТ-3 ( $M_5$ ). Топливо ДТ-1 может быть заменено соляровым маслом.

Топливо моторное ДТ-2 ( $M_4$ ) предназначено для двигателей с числом оборотов менее 300 в мин. Оно может быть заменено ДТ-1.

Топливо моторное ДТ-3 ( $M_5$ ) предназначено для бескомпрессорных двигателей при числе оборотов менее 200 в мин. мощностью более 100 л. с. в цилиндре. Однако в условиях эксплуатации топлива ДТ-2 и ДТ-3 иногда применяют и для двигателей с более высоким числом оборотов. Топливо ДТ-3 ( $M_5$ ) может быть заменено моторным топливом ДТ-2 и ДТ-1.

Техническая характеристика жидкого топлива, применяемого на дизельных станциях МТС, приведена в табл. 10.

Таблица 10

## Техническая характеристика топлива для дизелей

Физико-химические свойства	Дизельное топливо		Соляровое масло	Моторное топливо		
	ДЗ	ДЛ		ДТ-1 ( $M_3$ )	ДТ-2 ( $M_4$ )	ДТ-3 ( $M_5$ )
Фракционный состав:						
10% перегоняется при температуре, не ниже . . . . .	200°	—	—	—	—	—
50% перегоняется при температуре, не выше . . . . .	275°	290°	—	—	—	—

Продолжение табл. 10

Физико-химические свойства	Дизельное топливо		Соляровое масло	Моторное топливо		
	ДЗ	ДЛ		ДТ-1 (М <sub>3</sub> )	ДТ-2 (М <sub>4</sub> )	ДТ-3 (М <sub>5</sub> )
90% перегоняется при температуре, не выше . . . . .	335°	350°	—	—	—	—
до 250° перегоняется в %, не более	—	—	—	15	15	15
Вязкость (по Энглеру):						
при 20° . . . . .	1,25—1,45	1,25—1,7	—	—	—	—
при 50°, не более	—	—	1,2—1,75	5,0	7,5	9,0
Коксуемость (по Конрадсону) в %, не более . . . . .	0,05	0,05	—	3,0	3,5	4,0
Зольность в %, не более . . . . .	0,02	0,02	0,025	0,04	0,08	0,08
Содержание серы в %, не более . . . . .	0,2	0,2	0,2	0,5	0,5	0,5
Содержание механических примесей в %, не более . . . . .	отсутствие	отсутствие	отсутств.	0,1	0,1	0,1
Содержание воды в %, не более . . . . .	отсутствие	отсутствие	следы	1,0	1,0	1,0
Температура вспышки, не ниже:						
в открытом тигле	—	—	125°	—	—	—
в закрытом тигле	50°	60°	—	65°	65°	6,5°
Температура застывания, не выше . . . . .	—45°	—10°	—20°	—5°	—5°	+5°

Допускается сдача топлива для тихоходных дизелей, вырабатываемого из сернистой нефти, с содержанием серы до 2,5% и коксуемостью не более 4%.

В южных районах СССР в летние месяцы (май—август) для тихоходных двигателей допускается сдача-приемка моторного топлива с температурой застывания 20°.

Тяжелые моторные виды топлива ДТ-2 (М<sub>4</sub>) и ДТ-3 (М<sub>5</sub>) перед использованием их в двигателях требуют подогрева. Температура подогрева моторных видов топлива в резервуарах, баках и другом топливном оборудовании соответствует данным, приведенным в табл. 11.

Таблица 11

Температура подогрева моторных видов топлива в топливном оборудовании

Марки топлива	Температура подогрева в град.				
	Расходный резервуар	Запасный резервуар	Расходный бак	Центральный фильтр	Отстойник
ДТ-2 (М <sub>4</sub> ) . . . . .	15	30—40	40—45	50	50
ДТ-3 (М <sub>5</sub> ) . . . . .	50	40—50	50—60	70	70

Баки, отстойники и фильтры для моторных видов топлива снабжаются подогревательными устройствами в виде змеевиков. Применение обогревающих рубашек нецелесообразно, так как при этом увеличиваются потери тепла и не обеспечивается равномерный прогрев топлива.

Для подогрева топлива в системе топливоподачи в качестве теплоносителя применяют либо пар, либо горячую воду. Чаще применяется пар с давлением 2—4 атм. При паровом подогреве имеется возможность легкого регулирования температурного режима работы смежных аппаратов и при этом поверхность нагрева паровых подогревателей меньше, чем водяных.

Органический состав нефтепродуктов, являющихся топливом для дизелей, в среднем  $C_0 = 86\%$ ;  $H_0 = 13\%$  и  $O_0 = 1\%$ . Рабочая низшая теплотворная способность дизельного топлива ориентировочно 10400 ÷ 10500 ккал/кг, а моторного топлива — около 10000 ккал/кг.

По нормам проектирования складских помещений жидкое топливо дизельных станций хранится на складах второго разряда (ОСТ-90039-39), где допускается хранение топлива: до 100 т в тарных хранилищах, до 500 т в полуподземных или в надземных хранилищах, а до 1000 т — в подземных.

Надземные резервуары имеют днище на одном уровне или выше планировочной отметки прилегающей территории. В полуподземных резервуарах днище заглубляется не менее чем на половину высоты резервуара, причем наивысший уровень жидкости в резервуаре должен находиться не выше 1 м над планировочной отметкой прилегающей территории. Подземные резервуары имеют сверху покрытие на 0,2 м ниже планировочной отметки прилегающей территории.

## Газообразное топливо

Газовое топливо приобретает все большее значение. Газ легко и дешево транспортируется на далекие расстояния по газопроводам.

Производство газа можно организовать на месте путем сооружения газогенераторных установок. Для потребителей, требующих высококачественное топливо постоянного состава, всегда будет целесообразным сначала превратить твердое топливо, часто с переменным составом, в ценное газообразное. При этом газифицировать можно не только высокосортное топливо, но и дешевые местные его виды.

Газ является идеальным топливом особенно при распределении его между мелкими потребителями, отдаленными друг от друга или расположенными по широким площадям в цехах. При этом производство газа можно выгодно сосредоточить в одном агрегате, дающем максимальный к. п. д., а от него подавать газ к разнообразным типам потребителей. Газ допускает самую тонкую регулировку подачи его и поэтому легко приспособляется к изменяющимся нагрузкам и требуемым температурам нагрева. В крупных МТС имеет перспективы установка газогенераторов местного значения для получения как силового, так и технологического газа.

По сравнению с твердыми топливами газы при горении не дают твердых остатков — золы и шлаков, сгорают полностью без нагара, что позволяет их использовать в непосредственном контакте с нагреваемым объектом.

К естественным газам, имеющим промышленное значение, относится природный газ, выделяющийся из чисто газовых месторождений, например в Дашаве, Угерах и других районах Прикарпатья, и нефтяной газ, добываемый из недр земли вместе с нефтью. Естественные газы состоят в основном из углеводородов. Главным компонентом их является метан ( $CH_4$ ). Теплотворная способность природных газов порядка  $7000-8500$  ккал/м<sup>3</sup>, а для нефтяных газов она достигает  $15000$  ккал/м<sup>3</sup>. Удельный вес природных газов  $0,72-0,88$  кг/м<sup>3</sup>, а нефтегазов  $0,8-1,3$  кг/м<sup>3</sup>.

Перед транспортировкой естественных газов их очищают от механических и других вредных примесей и снижают влагосодержание до  $6-10$  г/м<sup>3</sup>. Для обнаружения утечек газ одоризируют прибавлением незначительных количеств безвредных сильнопахнущих веществ. Примерный состав естественных газов приведен в табл. 12.

Для бытовых потребителей и транспортных двигателей внутреннего сгорания значительный интерес представляют сжиженные бутанпропановые смеси. Они при небольшом давлении в  $8-12$  ата превращаются в легко испаряющуюся жидкость и транспортируются в цистернах и баллонах. Получаются бутанпропановые газы как побочный продукт при переработке нефти. Смесь

пропана (58%), бутана (31%), этана (7%) и пропилена (4%) имеет теплотворность в  $22500$  ккал/м<sup>3</sup>.

Естественные газы используются в первую очередь как прекрасное топливо для кухонных плит и горячего водоснабжения, а также для отопления печей и отопительных котлов и, наконец, для сжигания в газовых двигателях. В составе этих газов нет токсических (отравляющих) примесей, и их можно сжигать на кухнях даже без отвода продуктов сгорания в дымовую трубу, конечно, при обязательной усиленной вентиляции помещения.

Искусственные газы могут также найти применение для нужд МТС. Из них надо отметить коксовальный газ, газы полукоксования, газ генераторной и подземной газификации, доменный, или колошниковый, газ.

Коксовальный газ и газы полукоксования получаются в результате сухой перегонки соответствующих твердых топлив в специальных камерах без доступа воздуха. При подогреве твердых топлив до  $500-550^\circ$  получается максимально возможный выход смолистых веществ и полукоксовый газ, а в качестве остатка — непрочный полукокк. На полукоксование используется топливо со значительным выходом летучих — торф, бурые угли и горючие сланцы.

Коксовальный газ получается как побочный продукт при производстве металлургического кокса. Для этого коксующиеся каменные угли подвергают нагреву без доступа воздуха до  $1000-1100^\circ$ . На коксохимических заводах получают большие излишки коксовального газа (50—58%), которые поступают после очистки от смол, бензола и аммиака в магистральные газопроводы. Средний состав и характеристика коксовальных и полукоксовых газов приведены в табл. 12.

Таблица 12

Состав и характеристика газовых топлив

Газы	Состав газа в объемных процентах									Теплотворная способность в ккал/м <sup>3</sup>
	$CH_4$	$C_2H_6$	$C_3H_8$ $C_mH_n$	CO	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> S	H <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	
Природный газ из Дашавы	97,8	0,5	0,35	—	0,05	—	—	1,3	—	8500
„ из Калуша	95,8	—	—	—	0,1	—	—	4,1	—	8200
Нефтяной газ „Азнефтедобыча“	85	2,8	1,2	—	11	—	—	—	—	8000
Нефтяной газ „Грознефть“	49,0	11	36	—	1,0	—	—	3	—	15200
Полукоксовый газ из торфа	19,5	—	1,7	16	41,2	0,1	20	1,5	—	2928

Газы	Состав газа в объемных процентах									Теплотворная способность в ккал/нм <sup>3</sup>
	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> C <sub>m</sub> H <sub>n</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> S	H <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	
Коксовальный газ	22	—	1,8	6	2,2	0,6	57	9,7	0,7	3817
Подземный газ из каменных углей	1,8	—	—	18,4	10,3	0,6	11,1	57,6	0,2	1037
Доменный газ	0,5	—	—	29,7	9,7	—	1,9	58,1	0,1	986

Генераторный газ получают путем безостаточной газификации любого твердого топлива. Этот газ обладает несколько пониженной теплотворной способностью порядка 900—1030 ккал/нм<sup>3</sup> вследствие повышенной забалластированности его азотом и CO<sub>2</sub>.

Генераторные газы вполне пригодны как для промышленных нагревательных целей, так и для двигателей внутреннего сгорания. Как топливо в быту эти газы использовать нельзя по причине большого содержания сильно отравляющего CO.

Доменный, или колошниковый, газ выходит как побочный продукт при выплавке чугуна в доменных печах. На самообслуживание доменного цеха расходуется только 15—30% газа, а остальная идет в газопроводы для использования в промышленных печах, в топках котлов и для двигателей внутреннего сгорания.

Для повышения тепловой ценности доменного газа его иногда смешивают с другими газами, имеющими более высокую теплотворную способность.

### Хранение твердых видов топлива

При теплосиловых установках, потребляющих твердое топливо, требуются соответствующих размеров топливные склады.

Склады располагаются в непосредственной близости от топливопотребляющих объектов, на территории МТС либо на расположенной вблизи площадке. Склады связываются с котельной или газогенераторной установками при помощи узкоколейной вагонеточной дороги шириной 750, 600 или 500 мм.

Топливные склады в МТС могут быть в основном открытые, а в случае наличия газогенераторных установок, работающих на легко увлажняемых топливах — дровах и торфе, — закрытые (сарай или навесы). При этом закрытые склады сооружаются только для небольшой части разделанного и подготовленного для газификации топлива. Основная масса хранимого топлива обычно находится в штабелях на открытых складах.

Количество хранимого на складах топлива зависит от вида топлива, способа и дальности транспортировки его из месторождения или из другого источника топливоснабжения. Запаса топлива на складе должно хватать на 1—1,5 месяца работы установки. При торфяном топливе, вывоз которого из болот лимитируется осенне-весенним бездорожьем и снежными заносами, емкость складов торфа рассчитывают на 4—5 месяцев.

В условиях МТС, рассчитанных на ремонт 60—100 тракторов в год, расход твердого топлива сравнительно небольшой, а поэтому на складах может храниться и весь годовой его запас. Вместе с тем следует отметить, что завоз топлива на склады и его хранение связаны с удорожанием его стоимости и ухудшением качества вследствие измельчения и выветривания.

Площадь, необходимая для открытого топливного склада, рассчитывается по формуле

$$F_{ск} = \frac{B \cdot 24 \cdot 30 \cdot Z \cdot n \cdot k}{\gamma_{нас} \cdot h_{шт}} \text{ м}^2, \quad (10)$$

где  $B$  — часовой расход топлива по всем видам потребителей (кг/час), берется по максимальному теплотреблению;

$Z$  — число часов работы тепловых установок в сутки;

$n$  — число месяцев запаса топлива на складе;

$k$  — коэффициент, учитывающий откосы штабелей и необходимые проезды между штабелями, он бывает порядка 1,4—1,65;

$\gamma_{нас}$  — насыпной вес топлива (кг/м<sup>3</sup>);

$h_{шт}$  — допускаемая высота штабеля (м).

Высота штабеля лимитируется способностью топлива к самовозгоранию. Ширина штабеля у основания берется порядка 9—10 м. Разрывы между штабелями должны быть не менее 2—3 м. В табл. 13 приведены данные по допускаемой высоте штабелей из разных видов топлива при ручной штабелировке. Насыпной вес разных видов топлива приведен в табл. 14.

Таблица 13

Допустимая высота штабелей топлива на складах

Вид топлива	Высота укладки в м	
	При хранении до двух месяцев	При хранении более двух месяцев
Бурые угли . . . . .	2 — 2,5	1,5 — 2
Каменные угли, кроме тощих (Т) . . . . .	2,5 — 3,5	2 — 2,5
Тощие каменные угли (Т) . . . . .	3,5	2,5
Антрацит . . . . .	не ограничивается	
Торф кусковой . . . . .	3,5 — 5	4,5

Таблица 14

## Насыпной вес топлива

Вид топлива	Насыпной вес в кг/м <sup>3</sup>
Бурые угли землистые . . . . .	600 — 780
„ „ кусковатые и смолистые . . . . .	900 — 950
Каменные угли . . . . .	700 — 860
Антрацит . . . . .	910 — 990
Торф сухой . . . . .	325 — 410
Торф с влажностью свыше 30 — 35% . . . . .	550 — 650

Способность топлива к самонагреванию и самовозгоранию зависит от свойств топлива и способов хранения его. Если в глубине штабеля тепло от окисления топлива не будет удаляться в окружающую среду, так как очаг окисления находится далеко от поверхности штабеля, то температура в этом месте будет расти, а вместе с этим окисление будет протекать быстрее. В результате произойдет самовозгорание. Более молодые мелкие виды топлива всегда обладают большей склонностью к самовозгоранию.

Благоприятствующим фактором для усиленного самонагревания топлива является большая высота штабелей, наличие мелочи, особенно в глубине штабеля, влажность топлива, повышенное количество летучих, а особенно сернистых соединений, которые с влагой дают реакции с выделением тепла, а также свободный доступ воздуха внутрь штабеля.

Для предотвращения самовозгорания топлива необходимо, кроме выдерживания допустимой высоты штабелей, соблюдать основные правила штабелирования: площадку надо хорошо спланировать, чтобы не было подтекания воды снизу. Выкладка штабелей должна быть тщательной, чтобы в штабель не проникали атмосферные осадки. Зимой следует очищать штабели от снега.

Штабели укладывают слоями толщиной 0,5—1 м с равномерным распределением крупных кусков и мелочи, с последующей ручной утрамбовкой каждого слоя. Откосы и верх штабеля засыпают мелким топливом толщиной 100—150 мм и тщательно утрамбовывают.

При хранении топлива свыше двух месяцев откосы покрывают воздухонепроницаемой коркой толщиной 5—10 мм, состоящей из смеси тощей глины с водой.

Для контроля за температурой в штабеле устанавливают на высоте 0,5 м от подошвы его через 3—4 м железные трубы диаметром 20—25 мм, заваренные внизу. Измеряют температуру подвешенными в трубах ртутными термометрами один-два раза в неделю, а при видах топлива, очень склонных к самовозгоранию, — раз в один-три дня. Иногда определяют температуру приближенно — путем прощупывания выступающих концов труб. Если температура в штабеле достигает 60°, то нагретый участок штабеля надо немедленно использовать.

## Раздел II

### КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ МТС

#### Составляющие элементы котельных установок

Котельная установка в условиях МТС предназначена для получения горячей воды для технологических нужд и центрального отопления, а также получения пара низкого давления для нагрева ванн моечной установки машинно-тракторных мастерских (МТМ) и других нужд. Если электроэнергия получается не извне, а вырабатывается на силовой станции МТС, то котельная должна производить пар повышенного давления для работы паровых машин.

Котельная установка малой производительности состоит из таких элементов:

- 1) водогрейного или парового котла;
- 2) топочного устройства;
- 3) устройств тяги и дутья;
- 4) устройств питания котлов водой, а в некоторых случаях — для очистки питательной воды, поступающей в котел;
- 5) вспомогательного оборудования для подачи топлива в котельную и удаления золы.

В котельных установках средней и высокой производительности с целью повышения коэффициента полезного действия устанавливают вспомогательные поверхности нагрева: водяные экономайзеры и воздухоподогреватели.

Важнейшим вопросом при проектировании котельных для МТС является выбор типа котлов, количества их, а также выбор топочных устройств соответственно принятому для сжигания топлива.

Выбор количества устанавливаемых котлов и того или иного оборудования для котельной зависит от ее производительности, типа теплоносителя, режима потребления тепла и вида применяемого топлива.

## Производительность котельных МТС

Машинно-тракторные станции на 100 и 60 тракторов обуславливают работу машинно-тракторных мастерских соответственно на 400 либо 250 условных капитальных ремонтов.

Если МТС получает электроэнергию со стороны или от гидростанции, то котельная установка должна подавать тепловую энергию только для технологических нужд МТМ и других объектов МТС, а также для отопления и горячего водоснабжения общественно-бытового сектора.

Тепловые нагрузки котельной в зависимости от мощности МТС и от степени потребления изменяются.

Отопительно-производственная котельная МТС должна обеспечить теплоснабжение машинно-тракторной мастерской, деревообделочной с материально-техническим складом, гаража для автомашин, насосной станции, конторы, душевых в мастерской и котельной, а также жилых и общественных зданий.

Котельная установка МТС может иметь один или два теплоносителя: воду и пар. Если пар применяется только для нагрева раствора в одной из ванн моечной установки, то расход его невелик и составляет около 100 кг/час. В отдельных случаях будет вполне целесообразным переход от парового нагрева ванны к электронагреву. Тогда при отсутствии в МТС паросиловой установки

Таблица 15

Теплопотребление МТС

Потребители	Расход тепла в $\frac{\text{ккал}}{\text{час}}$	
	МТС на 100 тракторов	МТС на 60 тракторов
Отопление . . . . .	310000	230000
Вентиляция . . . . .	180000	150000
Технологические нужды и душевые сетки . . . . .	220000	200000
Итого	720000	580000

котельная будет иметь только один теплоноситель — горячую воду.

В табл. 15 приведено примерное распределение максимально-расчетного теплопотребления МТС с учетом потребителей пара.

При подсчете в табл. 15 расхода тепла на отопление предполагается, что 50% работающих в МТС живут в жилпоселке, отапливаемом от системы центрального теплоснабжения. Цифры,



указанные в этой таблице, приведены для Киевского климатологического пояса, в котором расчетная температура наружного воздуха равна  $-20^{\circ}$  для отопления и  $-9^{\circ}$  для вентиляции.

Для других районов УССР минимальная расчетная температура наружного воздуха берется в соответствии с климатологическими данными метеорологического бюро, приведенными в табл. 16.

При любых расчетных температурах наружного воздуха  $t_n$  часовой расход тепла на отопление определяется по формуле

$$Q = Q_m \frac{t_{вн} - t_n}{t_{вн} - t_{пр}} \frac{\text{ккал}}{\text{час}}, \quad (11)$$

где  $Q_m$  — расход тепла, указанный в табл. 15;

$t_{вн}$  — расчетная температура воздуха внутри помещения в град;

$t_n$  — расчетная температура наружного воздуха в град.;

$t_{пр}$  — расчетная температура наружного воздуха, принятая в табл. 15 равной  $-20^{\circ}$ .

Таблица 16

Климатологические данные о расчетных температурах

Города	Расчетная температура наружного воздуха в град.		Средняя температура отопительного периода в град.
	Отопление	Вентиляция	
Днепропетровск . . .	-21	-8	-1,8
Дрогобыч . . . . .	-24	-7	—
Евпатория . . . . .	-10	—	+1,8
Жданов . . . . .	-20	—	-2,2
Запорожье . . . . .	-20	-9	—
Киев . . . . .	-20	-9	-2,8
Кировоград . . . . .	-22	-9	-2,3
Кривой Рог . . . . .	-17	-8	-2,0
Луцк . . . . .	-23	-7	—

Продолжение табл. 16

Города	Расчетная температура наружного воздуха в град.		Средняя температура отопительного периода в град.
	Отопление	Вентиляция	
Львов . . . . .	-22	-6	-1,8
Николаев . . . . .	-19	-7	-0,9
Новозыбков . . . . .	-23	-11	-3,5
Одесса . . . . .	-16	-6	-0,3
Полтава . . . . .	-22	-10	-3,3
Севастополь . . . . .	-11	-2	+2,7
Харьков . . . . .	-25	-11	-3,4
Херсон . . . . .	-20	-6	-0,5
Чернигов . . . . .	-22	-10	-3,2
Ялта . . . . .	-7	0	+3,5

Таблица 17

Расчетные температуры внутри помещений —  $t_{вн}$

Помещения	$t_{вн}$ в град.	Помещения	$t_{вн}$ в град.
Мастерские . . . . .	16	Душевые . . . . .	25
Гаражи, в которых производятся ремонтные работы . . . . .	16	Кухни, кубовые в общежитиях . . . . .	15
Гаражи, в которых не производятся ремонтные работы . . . . .	10	Школы . . . . .	16
Жилые помещения, конторы, коридоры . . . . .	18	Детские сады и ясли . . . . .	20
Лестничные клетки, вестибюль . . . . .	16	Больницы . . . . .	20
		Операционные . . . . .	25
		Комнаты для перевязок и процедур . . . . .	22

Часовой расход тепла на вентиляцию при любых расчетных температурах наружного воздуха определяется по формуле

$$Q = Q_{\text{ш}} \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t'_{\text{пр}}} \frac{\text{ккал}}{\text{час}} \quad (11a)$$

где  $t'_{\text{пр}}$  — расчетная температура наружного воздуха, равная  $-9^{\circ}$ , для которой подсчитан расход тепла на вентиляцию, указанный в табл. 15.

Расход тепла на технологические нужды и душевые сетки мало зависит от температуры наружного воздуха. В летнее время меньше расходуется тепла на подогрев воды для душей, зато количество принимаемых душей возрастает.

Расчетные температуры внутри разных помещений  $t_{\text{вн}}$  приведены в табл. 17.

### Отопительно-производственные котлы

Для котельных МТС применимы как водогрейные, так и паровые котлы малой производительности, обычно используемые для центрального отопления общественного и бытового жилищного сектора. При наличии в МТС паромашинной установки могут найти применение паровые котлы повышенного давления: локомотивные и водотрубные котлы.

В соответствии с приведенными цифрами теплотребления можно для отопительно-производственных котельных МТС рекомендовать такие конструкции котлов:

1) котлы системы «Универсал», изготавливаемые Борисоглебским чугунолитейным либо Харьковским котельно-радиаторным заводами;

Таблица 18

Технические показатели чугунных секционных котлов «Универсал»

Количество секций	Поверхность нагрева в $M^2$	Теплопроизвод. при дутье в ккал/час		Площадь колосниковой решетки в $M^2$	Емкость котла в л	Строительная длина А в мм	Вес металлических частей котла в кг		Примечание
		бурые угли	антрацит марки АРШ				с кожухом	в обмуровке	
12	12,4	99000	112000	0,25	286	720	1440	1382	Ширина котла 1570 мм, высота — 1810 мм
16	16,8	134000	151000	0,37	366	970	1754	1686,8	
20	21,2	170000	191000	0,50	446	1220	2069	1993,7	
24	25,6	205000	230000	0,63	526	1470	2384	2299,2	
28	30,0	240000	270000	0,76	606	1720	2717	2606,8	
32	34,4	275000	310000	0,89	686	1970	3043	2915	

2) двухсторонние секционные котлы НР-ч, изготавливаемые Тульским котельно-радиаторным заводом «Красный Октябрь»;

3) котлы из стальных труб НР-18, изготавливаемые Харьковским котельно-радиаторным заводом.

Характеризующие данные по этим котлам приведены в табл. 18, 18а, 19 и 20.

Таблица 18а

Технические показатели чугунных секционных котлов типа НР-ч, двухсторонних

Поверхность нагрева в $M^2$	Общее количество секций	Емкость котла в л	Строительная длина А в мм	Строительная высота Н в мм		Площадь колосниковой решетки в $M^2$	Объем топочного пространства в $M^3$		Общий вес в кг
				при антраците	при бурых углях		при антраците	при бурых углях	
25	22	420	1850			0,92	1,74	2,34	7030
34	30	605	2410	2630	3000	1,38	2,53	3,38	8555
43	38	730	2940			1,83	3,31	4,42	10214

Таблица 19

Технические показатели котлов из стальных труб НР-18

Поверхность нагрева в $M^2$	Количество секций в шт.	Емкость котла в л	Площадь колосниковой решетки в $M^2$	Строительная длина А в мм	Вес котла без обмуровки в кг
26,0	16	620	0,92	2020	890
38,0	24	920	1,38	2580	1300
50,0	32	1200	1,83	3140	1715

Величины теплосъема и паросъема для котлов «Универсал», НР-ч, НР-18 с внешними топками приведены в табл. 20.

Таблица 20

Паросъем и теплосъем котлов

Род сжигаемого топлива	Паросъем $\left(\frac{D}{H}\right)_{\text{норм}}$ в $\frac{\text{кг}}{M^2 \text{ час}}$	Теплосъем $\frac{Q}{H}$ в $\frac{\text{ккал}}{M^2 \text{ час}}$
Бурий уголь . . . . .	11 — 14	7000 — 9000
Дрова и торф . . . . .	12 — 15	8000 — 10000
Антрацит . . . . .	15 — 18	10000 — 12000
Жидкое и газообразное топливо . . . . .	15 — 20	10000 — 13000

Котлы «Универсал», НР-ч и НР-18 (рис. 1) предназначены для систем водяного отопления при максимальном статическом давлении 5 кг/см<sup>2</sup> и при наивысшей температуре нагрева воды 115°. Для получения пара котлы снабжаются паросборниками; максимальное давление пара 0,7 ати.

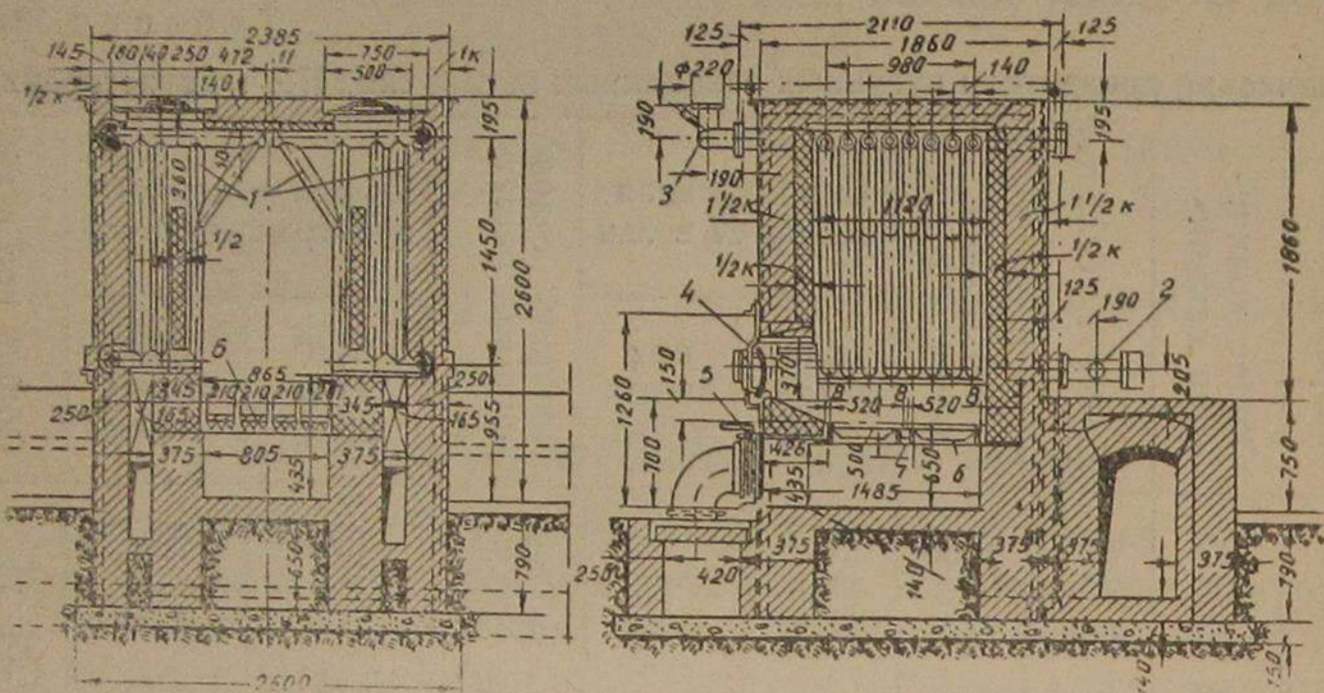


Рис. 1. Стальной котел НР-18 с поверхностью нагрева 26 м<sup>2</sup>:

1 — пакет котла; 2 — нижняя соединительная труба; 3 — верхняя соединительная труба; 4 — фронтальная плита с загрузочной дверцей; 5 — фронтальная плита с зольниковой дверцей; 6 — колосник; 7 — колосниковая балочка.

Котлы могут работать на низкосортном топливе с применением искусственного дутья; к. п. д. котлов — 0,60—0,70.

### Выбор количества устанавливаемых котлов

Для определения количества устанавливаемых котлов обычно максимальную тепловую нагрузку, соответствующую графику теплопотребления, увеличивают в 1,1—1,2 раза. Этим коэффициентом учитываются потери тепла в наружных тепловых сетях и в самой котельной.

Требуемая суммарная поверхность нагрева котлов определяется по формулам:

для водогрейных котлов

$$\Sigma H = (1,1 \div 1,2) \frac{Q_{\max}}{\frac{Q}{H}}, \quad (12)$$

для паровых котлов

$$\Sigma H = (1,1 \div 1,2) \frac{D_{\text{норм}}}{\left(\frac{D}{H}\right)_{\text{норм}}}, \quad (13)$$

где  $\Sigma H$  — суммарная поверхность нагрева котлов в м<sup>2</sup>;  
 $Q_{\max}$  — максимально-расчетный расход тепла потребителями в ккал/час;

$\frac{Q}{H}$  — тепловое напряжение поверхности нагрева в ккал/м<sup>2</sup>час, приведенное в табл. 20;

$\left(\frac{D}{H}\right)_{\text{норм}}$  — напряжение поверхности нагрева по нормальному пару в кг/м<sup>2</sup>час, приведенное в табл. 20;

$D_{\text{норм}}$  — максимально-расчетный расход пара потребителями, выраженный в кг/час нормального пара.

Поскольку при пользовании формулой 13 величины  $\left(\frac{D}{H}\right)_{\text{норм}}$  берутся из табл. 20, где эта величина отнесена к нормальному пару, то соответственно с этим и числитель в формуле 13 должен быть выражен в кг нормального пара, имеющего теплосодержание 640 ккал/кг. Формула для пересчета действительного расхода пара  $D$  кг на нормальный пар

$$D_{\text{норм}} = D \frac{i-t}{640}, \quad (14)$$

где  $i$  — теплосодержание пара, выдаваемого котлом, в ккал/кг;  
 $t$  — теплосодержание питательной воды в ккал/кг.

При низких давлениях, до 4 ати, без ощутительной погрешности можно считать, что теплосодержание питательной воды численно равно ее температуре.

Найдя по формулам 12 или 13 необходимую суммарную поверхность нагрева котлов, переходят к определению количества устанавливаемых котлов, соблюдая следующие положения.

1) Число котлов должно быть не меньше 2 и не больше 4, в крайнем случае 6. Чем больше котлов, тем эластичнее они приспособляются к переменной нагрузке котельной, но вместе с этим увеличивается стоимость оборудования котельной и эксплуатации.

2) Каждый из устанавливаемых котлов для удобозаменяемости должен иметь одинаковую поверхность нагрева.

3) Котлы не должны работать с перегрузкой или недогрузкой, превышающими 25% против средней тепловой нагрузки, так как при работе с перегрузкой или недогрузкой падает к. п. д. котельной установки, что ведет к перерасходу топлива.

4) В котельной, работающей только на нужды отопления и вентиляции, установка резервного котла не допускается. Если котельная расходует тепло не только на отопление и вентиляцию, а несет и промышленную нагрузку, то вопрос установки резервного котла решается так. Если при выходе из строя вследствие аварии одного из котлов оставшиеся котлы могут полностью удовлетворить промышленную нагрузку и нагрузку на отопление и

вентиляцию, соответствующую средней расчетной температуре наружного воздуха, указанной в табл. 16, то резервный котел не ставится. Если оставшиеся котлы не могут нести указанной нагрузки, то, сверх выбранных по расчету котлов, устанавливают еще один резервный котел такой же производительности.

После выбора количества устанавливаемых котлов необходимо определить максимально-расчетный часовой расход топлива на один котел —  $B_1$ . Часовой расход топлива на один котел определяется по формулам:

для водогрейных котлов

$$B_1 = (1,1 \div 1,2) \frac{Q_{\max}}{n \cdot Q_p^H \cdot \eta} \frac{\text{кг}}{\text{час}}, \quad (15)$$

для паровых котлов

$$B_1 = (1,1 \div 1,2) \frac{D_{\text{норм}} \cdot 640}{n \cdot Q_p^H \cdot \eta} \frac{\text{кг}}{\text{час}}, \quad (16)$$

где  $(1,1 \div 1,2)$  — коэффициент, учитывающий потерю тепла в наружных тепловых сетях и самой котельной;  
 $Q_{\max}$  — максимально-расчетный расход тепла потребителями в  $\text{ккал/час}$ ;

$n$  — количество котлов, работающих одновременно при максимально-расчетной нагрузке;

$Q_p^H$  — низшая теплотворность топлива в  $\text{ккал/кг}$ ;

$\eta$  — к. п. д. котельной установки, обычно для отопительных котлов  $\eta = 0,6 \div 0,65$ , при наличии экономайзеров  $\eta = 0,70 \div 0,75$ ;

$D_{\text{норм}}$  — максимально-расчетный расход нормального пара, определяемый по формуле 14, в  $\text{кг/час}$ .

#### Расчет колосниковой решетки

Следующая стадия расчета — определение площади колосниковой решетки или площади зеркала горения. Для топок с горизонтальными колосниками оба понятия совпадают; для топок с наклонными колосниками площадь колосниковой решетки и площадь зеркала горения — разные величины; в последнем случае площадь зеркала горения определяется по расчету, а площадь колосниковой решетки определяется при конструировании топки.

Площадь зеркала горения рассчитывается по формуле

$$R = \frac{B \cdot Q_p^H}{\frac{Q}{R}} \text{ м}^2, \quad (17)$$

где  $\frac{Q}{R}$  — видимое тепловое напряжение зеркала горения в  $\text{ккал/м}^2\text{час}$ . Эта величина приведена в табл. 21.

После расчета площади зеркала горения необходимо сопоставить полученную величину с внутренними габаритными размерами под котлами в том месте, где размещаются топки. Нужно иметь в виду, что в рассмотренных выше котлах размер площади колосниковой решетки связан с внутренним размером котла. Если полученная по формуле 17 величина  $R$  не вписывается во внутренний размер котла, то необходимо применять выносные либо Т-образные топки, либо, приняв за основу максимальную площадь зеркала горения, которая может быть размещена внутри котла, определить максимальное количество тепла, которое может быть выделено в топке  $Q_{\text{топ}}$ , по допускаемому тепловому напряжению из табл. 21

$$Q_{\text{топ}} = \frac{Q}{R} R_{\max} \frac{\text{ккал}}{\text{час}}$$

где  $\frac{Q}{R}$  — допускаемое тепловое напряжение зеркала горения в  $\text{ккал/м}^2\text{час}$ ;

$R_{\max}$  — максимально возможная площадь зеркала горения, размещаемая внутри котла, в  $\text{м}^2$ .

Таблица 21

Видимые тепловые напряжения зеркала горения топок

Вид топлива	Система топки	Видимое тепловое напряжение колосниковой решетки или зеркала горения $\frac{Q}{R}$ в $\text{ккал/м}^2 \text{ час}$
Дрова	Горизонтальная колосниковая решетка	$1000 \cdot 10^3$
	Шахтная топка с наклонным зеркалом горения	$1200 \cdot 10^3$
Торф	Горизонтальная колосниковая решетка	$1000 \cdot 10^3$
	Шахтная топка с наклонным зеркалом горения	$1000 \cdot 10^3$

Вид топлива	Система топки	Видимое тепловое напряжение колосниковой решетки или зеркала горения $\frac{Q}{R}$ в ккал/м <sup>2</sup> час	
Бурые угли:	Горизонтальная колосниковая решетка:	без дутья	(200 — 500) 10 <sup>3</sup>
		при наличии дутья	900 · 10 <sup>3</sup>
	Горизонтальная колосниковая решетка:	без дутья	(200 — 400) 10 <sup>3</sup>
		при наличии дутья	700 · 10 <sup>3</sup>
Каменные угли:	Горизонтальная колосниковая решетка:	без дутья	(200 ÷ 500) 10 <sup>3</sup>
		при наличии дутья	1000 · 10 <sup>3</sup>
	Горизонтальная колосниковая решетка:	без дутья	(200 ÷ 500) 10 <sup>3</sup>
		при наличии дутья	1000 · 10 <sup>3</sup>
	тощие	без дутья	(200 ÷ 400) 10 <sup>3</sup>
		при наличии дутья	700 · 10 <sup>3</sup>
Антрациты:	Горизонтальная колосниковая решетка:	без дутья	(200 ÷ 500) 10 <sup>3</sup>
		при наличии дутья	1000 · 10 <sup>3</sup>
	Горизонтальная колосниковая решетка:	без дутья	(200 ÷ 300) 10 <sup>3</sup>
		при наличии дутья	600 · 10 <sup>3</sup>

Затем по полученной величине  $Q_{\text{топ}}$  определяют количество устанавливаемых котлов: водогрейных

$$n = (1,1 \div 1,2) \frac{Q_{\text{max}}}{Q_{\text{топ}}}, \quad (18)$$

паровых

$$n = (1,1 \div 1,2) \frac{D_{\text{норм}} \cdot 640}{Q_{\text{топ}}}. \quad (19)$$

### Топки для местных видов топлива

Украинские местные виды топлива (бурые угли и торф) обладают высокой зольностью и влажностью, а, следовательно, низкой теплотворной способностью. Кроме того, эти виды топлива часто бывают мелкозернистыми.

Вследствие высокой влажности местного топлива много времени затрачивается на подсушку и нагрев. В котельных установ-

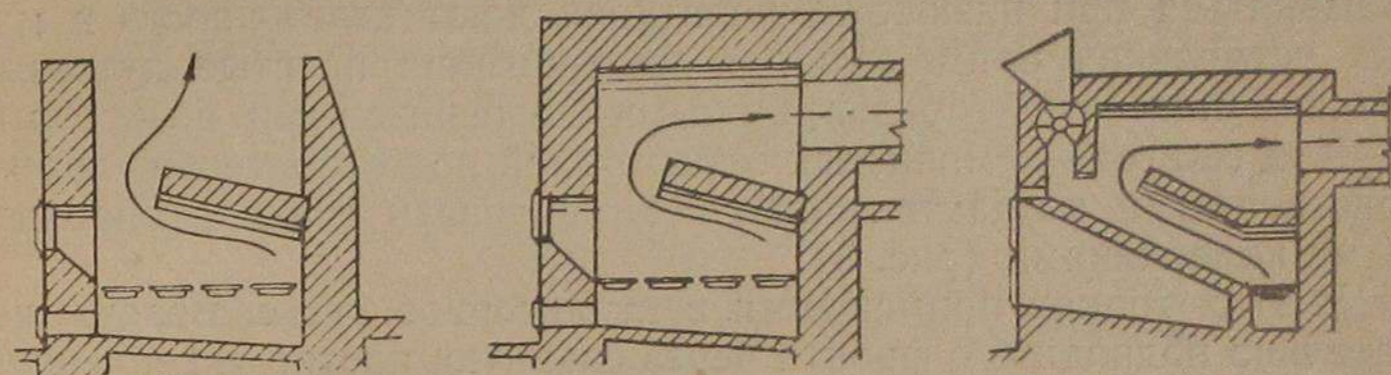


Рис. 2. Схема расположения сводов, улучшающих процесс зажигания топлива.

ках малой мощности целесообразно свежезаброшенное топливо подогревать с помощью устанавливаемых в топке специальных теплоотражательных сводов либо путем создания выносных и полувыносных топков. Своды желательно располагать в задней части топки и возможно ближе к зеркалу горения. Пламя и большая часть продуктов горения, проходя между сводом и слоем топлива, будут подогревать топливо сверху, а снизу подогрев будет производиться раскаленным слоем, на который оно заброшено. Передний свод ставить менее целесообразно, т. к. при открывании топочных дверей врывающийся холодный воздух охлаждает этот свод. Схема расположения сводов приведена на рис. 2.

Высокая зольность местных видов топлива дает увеличенный выход золы и шлаков. Чтобы облегчить их удаление, применяют поворотные либо качающиеся колосники. Под колосниковой решеткой устраивается достаточных размеров зольник, т. к. частый выгреб горячих шлаков, содержащих сернистые соединения, и заливка их перед фронтом котла не рекомендуются.

В ряде случаев, в особенности в шахтных топках, где подогрев топлива снизу незначителен, применяют рециркуляцию части топочных газов. Топочные газы, имеющие высокую температуру, смешиваются с воздухом, поступающим в топку, подогревая его. Эта смесь, поступая в топку, способствует более быстрому воспламенению топлива.



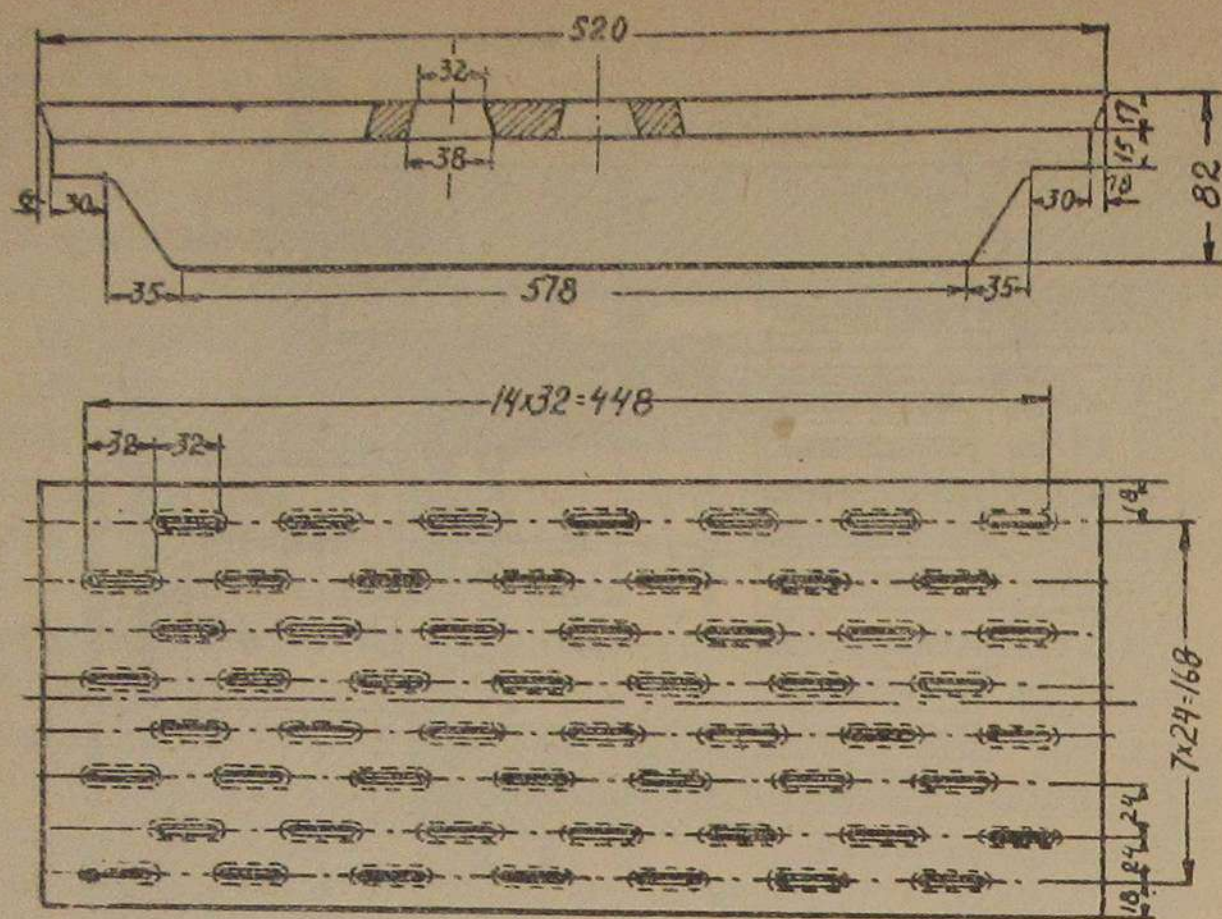


Рис. 4. Плитчатый колосник с малым живым сечением.

Колосниковая решетка устанавливается на 300—500 мм ниже обреза загрузочной дверцы, чтобы иметь возможность продолжать работу без чистки при значительном слое золы. При отсутствии подвального помещения под котлами, что в большинстве случаев имеет место в котельных МТС, делают углубленный приямок для сброса в него золы и шлаков. Расстояние от пола котельной до дна приямка принимается равным 400—500 мм. К приямку подводится вода для заливки шлаков.

Важное значение имеет плотность кладки в местах выхода из обмуровки оси поворотного механизма, так как через отвер-

Таблица 22

Характеристика работы топki с поворотными колосниками

Зольность топлива $A_c$ в %	Тепловое напряжение зеркала горения $\frac{Q}{R}$ в $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{ час}}$	Потери при сжигании в %				Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T$	Примечание
		от химической неполноты сгорания $q_z$	от механической неполноты сгорания				
			от провала $q_{\text{пр}}$	с выгребом $q_{\text{шл}}$	от уноса $q_{\text{ун}}$		
25	$(700-800) 10^3$	2,0	0,3	5—6	2,5	1,5	Влажность топлива 30—38%
25—35	$(600-700) 10^3$	3,0	0,3	6—7	2,0	1,6	
35—45	$(500-600) 10^3$	4,0	0,3	7—9	1,5	1,9	

стия будет происходить утечка воздуха из поддувала в боров котла, что увеличит расход энергии на приведение в действие вентилятора, а в некоторых случаях может привести к химической неполноте горения, что и в том и в другом случаях снижает к. п. д. котельной установки.

Для сжигания кусковых бурых углей целесообразно применить топку с качающимися колосниками (рис. 5).

Для облегчения поворачивания край колосников должны иметь достаточно острые кромки с углами не более 45—50° с закруглением на конце, равным 2 мм. В железной полосе, соединяющей колосники, отверстия делаются не круглыми, а эллиптическими, чтобы колосник мог приподниматься на 10—15 мм вверх и пропускать попавший под него кусок шлака в зольник. Частое прокачивание колосников позволяет поддерживать сопротивление слоя почти постоянным. При качании колосников через образовавшиеся зазоры просыпается накопившаяся зола; при шлакующихся топливах, кроме того, взламывается шлаковая подушка, дробится на мелкие куски, которые проваливаются через зазоры между колосниками. Вследствие этого период между чистками топki удлиняется до 16—24 часов вместо 4—6 часов в топках с неподвижными колосниками.

Таблица 23

Расчетные характеристики работы топok с качающимися колосниками

Тепловое напряжение зеркала горения $\frac{Q}{R}$ в $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{ час}}$	Тепловое напряжение топочного пространства $\frac{V}{Q}$ в $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \text{ час}}$	Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T$	Потери в %		
			от химической неполноты горения $q_z$	от механической неполноты горения	
				с выгребом и от провала $q_{\text{шл}} + \text{пр}$	от уноса $q_{\text{ун}}$
$800 \cdot 10^3$	$(150-200) 10^3$	1,4	1,0	5,0	2,5

Украинские землистые бурые угли можно сжигать в топках со ступенчатыми решетками, установленными под углом  $\sim 26^\circ$  (рис. 6).

Топливо в топку подается с помощью загрузочного бункера с вращающимся порционером-питателем. Такой способ подачи принят ввиду большой слегаемости молодого землистого угля.

Топка может обслуживать несколько однотипных котлов, сблокированных в одной обмуровке<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Такая топка была разработана для котлов НР-ч Киевским Гипрогражданстроем. Проектировал инж. Н. Т. Ральчук, консультировал доц. И. М. Шелудько. В этой топке в течение ряда лет сжигаются александрийские бурые угли, отличающиеся исключительно низкой как механической, так и термической прочностью.





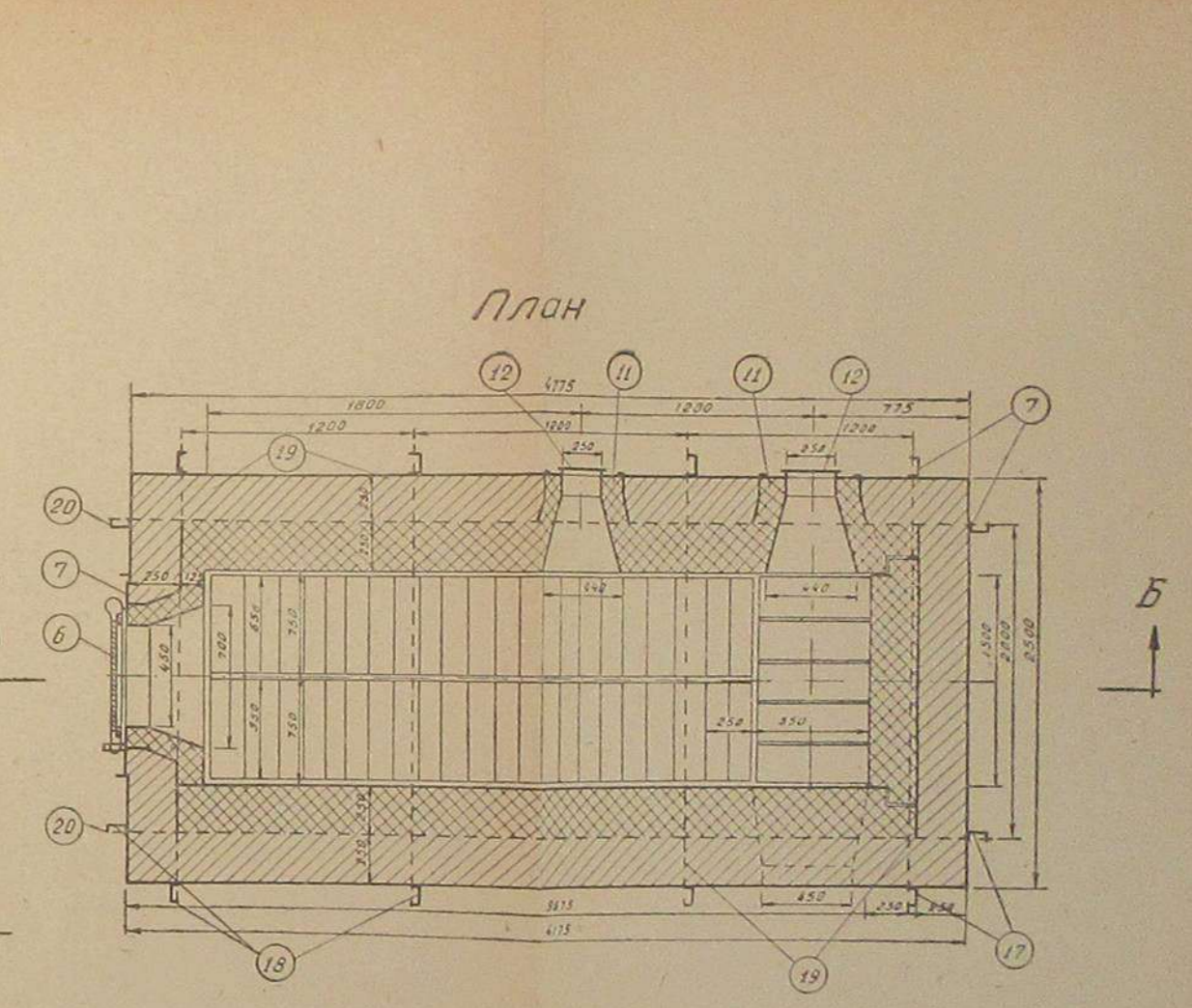
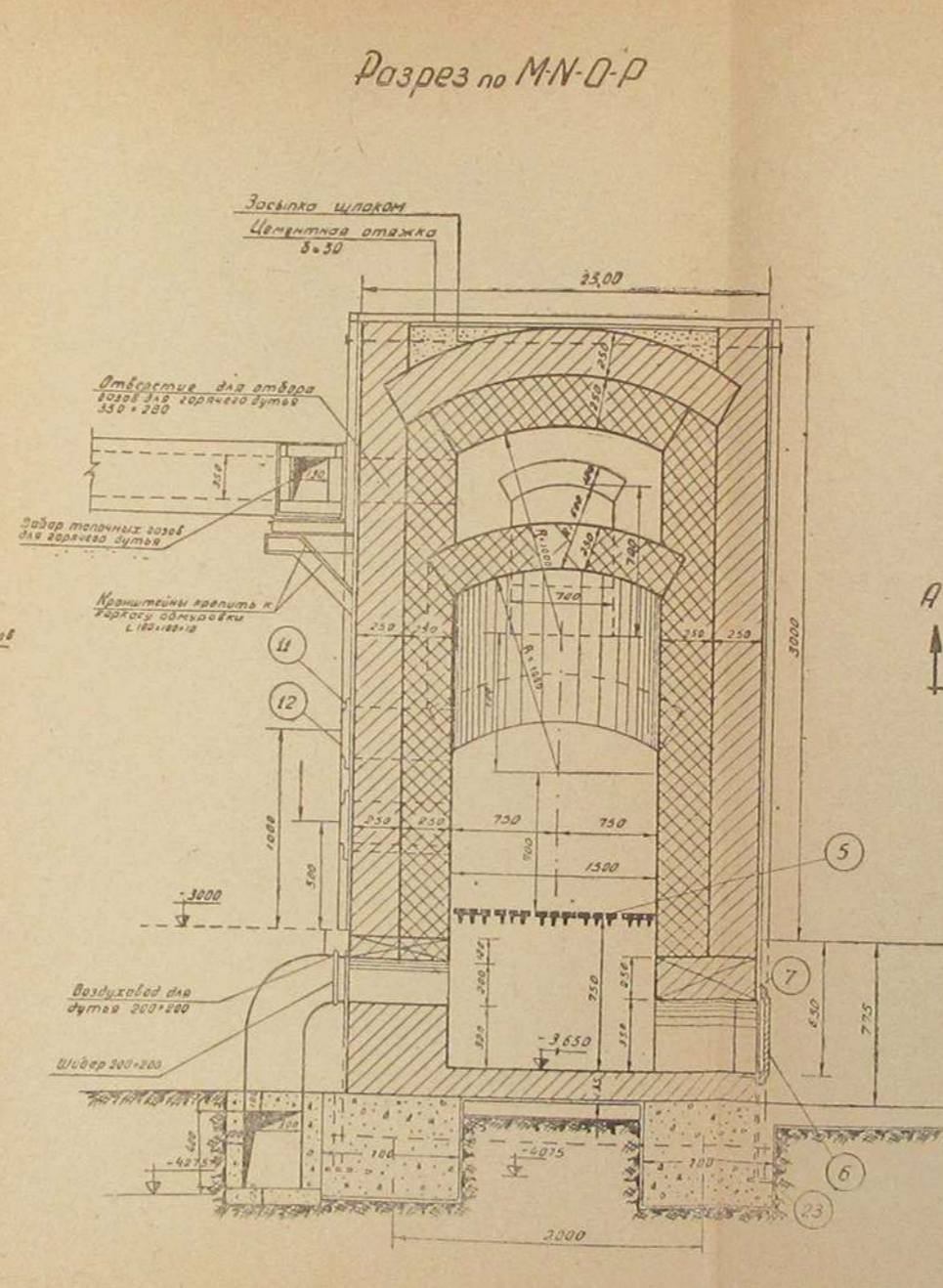
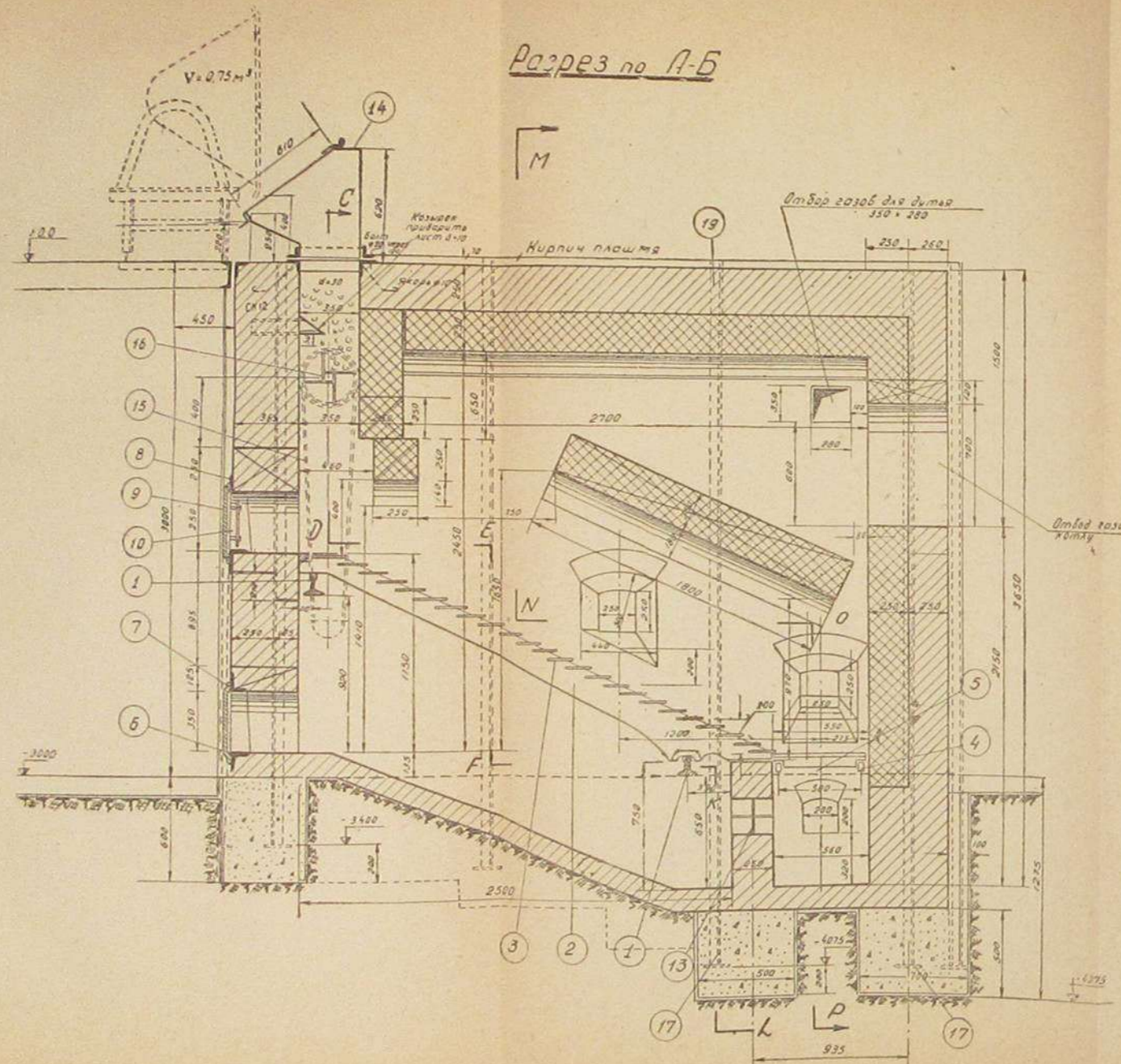


Рис. 6. Топка со ступенчатой колосниковой решеткой для сжигания землистых бурых углей в котловке с котлом НР-ч.

Выносной тип топки с наклонным отражающим сводом над зонами горения и догорания топлива создает необходимые условия для поддержания оптимальной температуры в топочной камере даже при очень забалластированном буром угле. Направление газов, имеющих высокую температуру, в зону выделения летучих создает благоприятные условия для их сжигания.

В топке предусмотрено вентиляторное дутье. Давление в зольнике горизонтального участка составляет обычно 25—60 мм вод. ст., давление под наклонной ступенчатой решеткой обычно не выше 5 мм вод. ст.

При слишком влажных видах топлива необходимо предусмотреть горячее дутье. Воздушные экономайзеры в котельных установках малой производительности обычно не применяются, так как наличие воздушных экономайзеров усложняет обслуживание и требует наличия искусственной тяги. Поэтому в малых котельных установках воздух, подаваемый под колосниковую решетку, подогревается подмешиванием к нему дымовых газов, имеющих температуру около 1000°. Эти газы подсасываются дутьевым вентилятором и смешиваются с воздухом, подаваемым в топку. Количество подсасываемых дымовых газов определяется по расчету, составляя от 10 до 20%. При подаче холодного воздуха мощность топки снижается примерно на 20%.

Ввиду забалластирования дутьевого воздуха дымовыми газами необходимо соответственно увеличить избыток воздуха в топке.

Некоторым недостатком такой топки является необходимость заглубления ее относительно котла и создания соответствующего подвала. При этом все обслуживание топки как боковое, так и фронтное производится в подвале, а это связано с потребностью довольно большой площади последнего. Кроме того, удаление золы из подвала требует подъема ее на поверхность, а поскольку очаговых остатков из низкосортных бурых углей бывает сравнительно много, то подобное золоудаление является довольно трудоемкой операцией.

К недостаткам подобных топок относится также то, что кочегару приходится периодически проталкивать топливо вдоль мало наклоненной решетки и удалять очаговые остатки как через фронтную, так и через боковые дверцы.

Однако эти недостатки в значительной мере компенсируются тем преимуществом, что подача топлива со склада в бункер топки упрощается: топливо по узкоколейке, проложенной в котельной, подвозится в вагонетках, из которых оно опрокидывается непосредственно в бункер без каких-либо дополнительных перегрузок.

В табл. 24 приведены данные, относящиеся к этой топке.

Таблица 24

Характеристика работы топок с наклонными ступенчатыми решетками для землистого бурого угля

Зольность топлива $A_c$ в %	Тепловое напряжение зеркала горения $\frac{Q}{R}$ в $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{ час}}$	Тепловое напряжение топочного пространства $\frac{Q}{V}$ в $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \text{ час}}$	Потери при сжигании $(q_3 + q_4)$ в %	Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T$	Влажность топлива $W_p$ в %
менее 20	$550 \cdot 10^3$	$250 \cdot 10^3$	2 — 3	1,5	55
20 — 35	$500 \cdot 10^3$	$250 \cdot 10^3$	5 — 8	1,7	55

### Топки для сжигания торфа

Для сжигания кускового торфа с зольностью до  $A_c < 10\%$  применяется стандартная шахтная топка (рис. 7). Нужно отметить, что на Украине редко встречаются торфы, имеющие столь малую зольность.

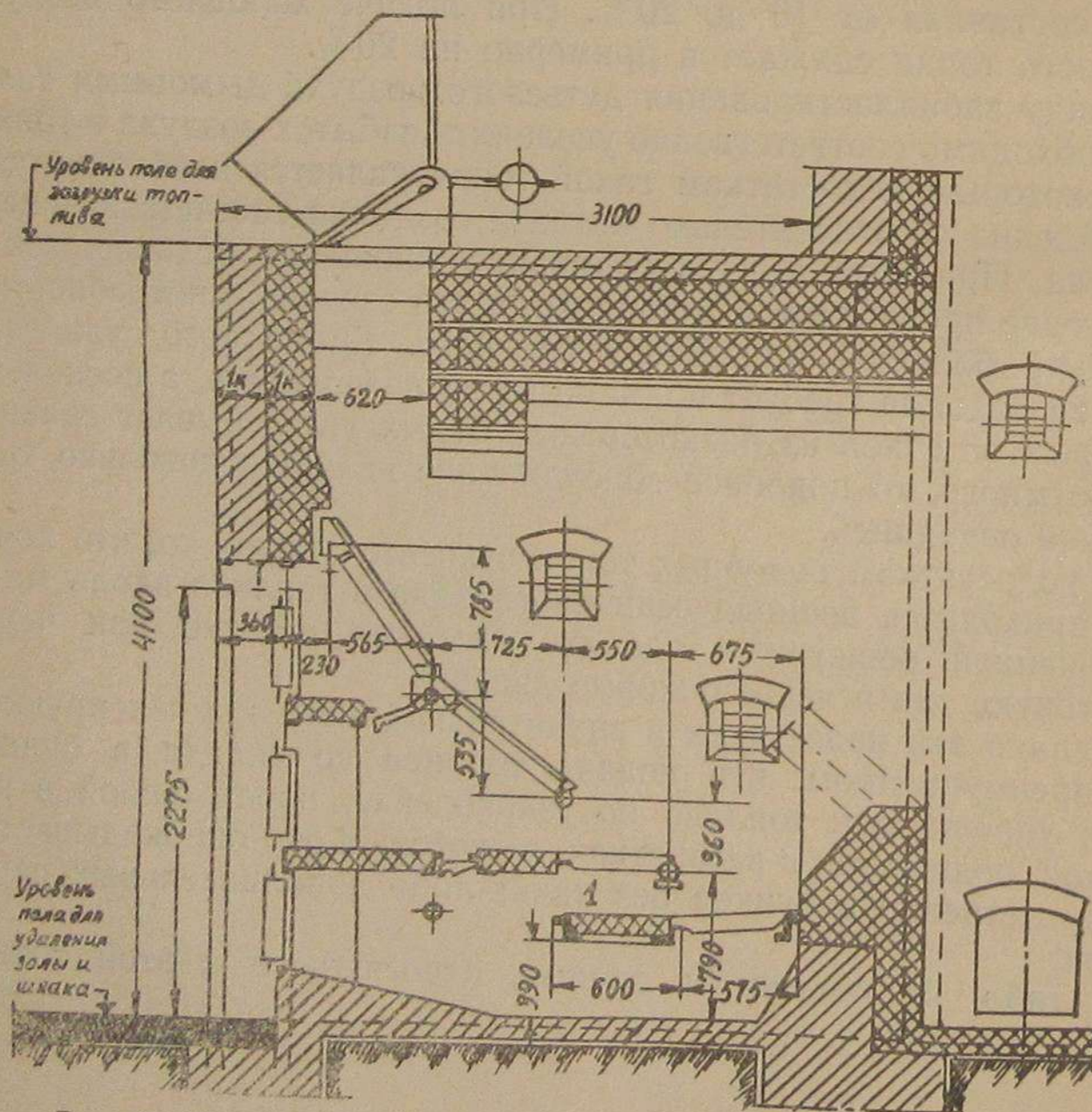


Рис. 7. Стандартная топка для сжигания кускового торфа.

В стандартной топке обслуживание производится с двух уровней, из которых верхний служит для загрузки топлива, а нижний — для регулирования подачи воздуха, шуровки и удаления шлаков.

Топливо через загрузочный бункер поступает в верхнюю часть топки, называемую шахтой, где происходит подсушка топлива. Подсушенное топливо поступает на наклонные колосники, по которым сползает книзу. В нижней части топки имеется два ряда горизонтальных колосников. Наклонные колосники устанавливаются под углом, несколько меньшим, чем угол естественного откоса топлива. Верхний колосник обычно ставится под углом  $50^\circ$ , а нижний — под углом  $40^\circ$ .

Для устранения возможного застревания торфа в шахте площадь поперечного сечения ее должна все время увеличиваться по ходу топлива. Для автоматического продвижения слоя топлива толщина его должна быть не менее 400 мм. На наклонных колосниках образуются очаги горения, и поэтому под наклонные колосники необходим подвод воздуха. Для возможности позонной подачи воздуха пространство под колосниками разделено на три зоны, каждая из которых имеет с фронта дверцу для обслуживания. По мере продвижения топлива должна увеличиваться площадь живого сечения наклонных колосников, величина живого сечения изменяется от 17% для верхних колосников до 45% для нижних.

Если вместе с кусковым торфом необходимо сжигать фрезерный торф, то в таком случае в верхней части топки имеется щель, в которую с помощью дозера подается фрезерный торф.

Опорными балками наклонных колосников обычно служат трубы с движущейся в них охлаждающей водой. Вода подается из напорного трубопровода под давлением  $7 \div 8$  м вод. ст.

В табл. 25 приведены данные о работе стандартной шахтной топки при сжигании торфа  $A_c < 10\%$ ,  $W_p = 40\%$ , содержащего не более 10% мелочи.

Повышение зольности торфа до  $A_c = 25\%$  снижает напряжение зеркала горения до  $\frac{Q}{R} = 600 \cdot 10^3$  ккал/м<sup>2</sup>час, увеличивает

Таблица 25

### Работа шахтной топки на торфе

Тепловое напряжение зеркала горения $\frac{Q}{R}$ в $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{ час}}$	Тепловое напряжение объема топочного пространства $\frac{Q}{V}$ в $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \text{ час}}$	Потери от химической и механической неполноты сгорания $(q_3 + q_4)$ в %	Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T$
$1100 \cdot 10^3$	$300 \cdot 10^3$	1 — 4	1,3

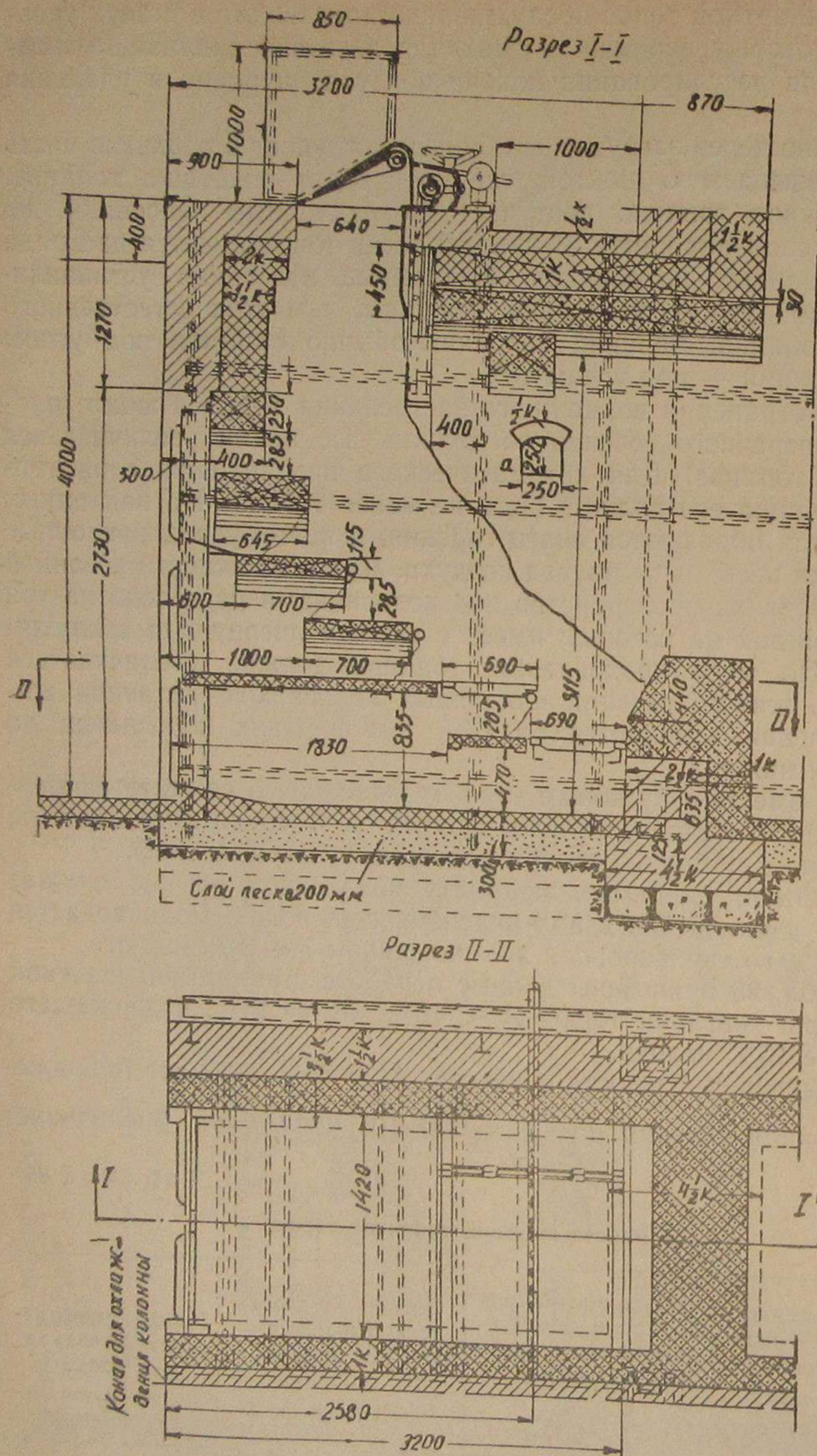


Рис. 7а. Шахтная топка для сжигания кускового торфа с повышенной влажностью.

потери, ведет к увеличению избытка воздуха и делает весьма трудным обслуживание топки. Падение напряжения зеркала горения, вызываемое увеличением зольности топлива, показано на рис. 8.

При влажности торфа выше 45% стандартная шахтная топка работает неудовлетворительно. При влажном торфе применяется топка, в которой наклонные чугунные колосники заменены рядом сводов, по которым сползает его основная масса.

Часть торфа будет задерживаться между сводами, образуя подсушивающие очаги. В этой топке (рис. 7а) можно сжигать торф с влажностью до 55%. При этом рекомендуется вводить часть воздуха над слоем топлива, такой воздух называют вторичным. В этом случае через слой топлива проходит не весь воздух, в силу чего его охлаждение уменьшается и условия горения улучшаются. При подаче вторичного воздуха через канал необходимо обеспечить возможность регулирования его количества, чтобы топливо полностью сгорало. Не следует держать отверстия для вторичного воздуха все время открытыми полностью, т. к. от введения избыточных количеств его больше вреда, чем пользы.

В связи с тем, что влажность торфа неустойчива и может меняться в широких пределах даже в течение одних суток, в торфяных топках часто устанавливают шибер, регулирующий толщину слоя топлива. Наиболее долговечным следует признать чугунный шибер, защищенный со стороны топочного пространства шамотом. Шибер передвигается в вертикальной плоскости при помощи червячной передачи, монтируемой непосредственно на загрузочной коробке.

При сжигании высокозольных торфов с  $A_c > 10\%$  целесообразна конструкция топки, указанная на рис. 9.

В этой топке устранен один из недостатков стандартной торфяной шахтной топки при сжигании многозольных торфов — необходимость долго держать дверцу зольника открытой при очистке, что не дает возможности использовать дутье. В данной топке для облегчения удаления золы с нижнего колосника на уровне этого колосника устроен под нижним сводом топки канал 1, в который кочегар сталкивает шлаки. Сталкивание шлаков кочегар производит в направлении от себя, что более удобно, чем в стандартной топке, где кочегар через канал (рис. 7) сгребает шлаки в направлении на себя. Для очистки зазоров в наклонной части решетки устроены чугунные поворачивающиеся грабли, с помощью которых ускоряется процесс очистки и производится очистка зазоров при закрытом зольнике.

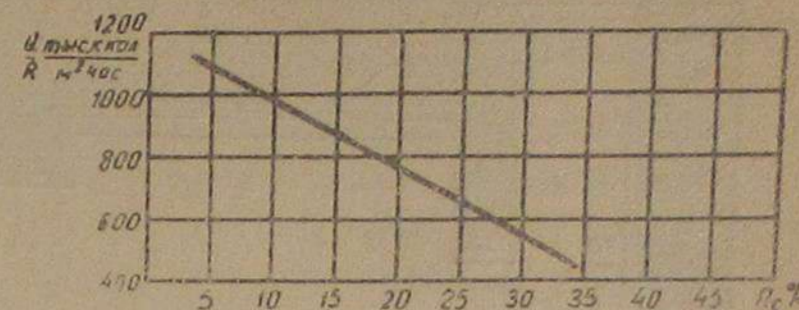


Рис. 8. Тепловое напряжение зеркала горения топки с наклонным зеркалом горения для сжигания кускового торфа в зависимости от зольности топлива.

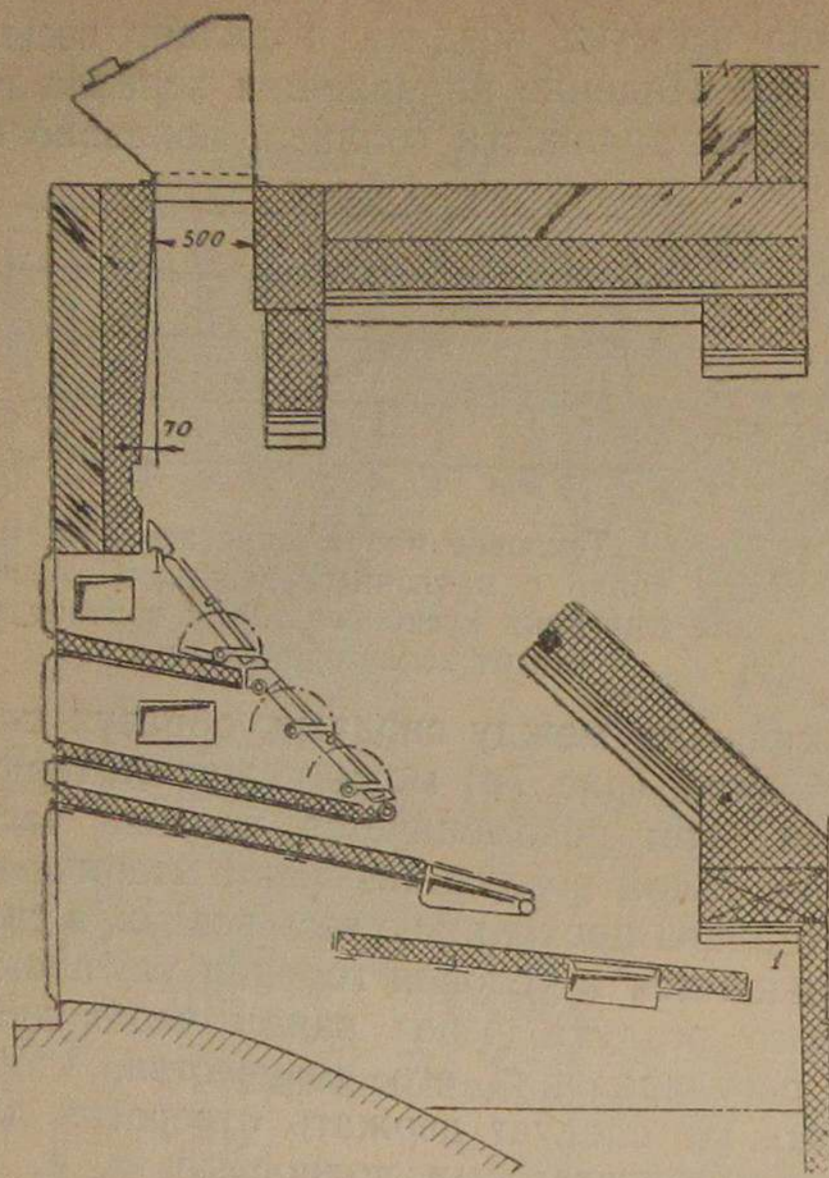


Рис. 9. Шахтная топка, приспособленная для сжигания торфа с повышенным содержанием золы.

наиболее рациональных, желательно.

### Тяго-дутьевое устройство

Назначение тяго-дутьевого устройства — отводить в окружающую среду продукты горения, полученные в котельной, а также обеспечить непрерывный приток воздуха в топку.

В небольших котельных установках тяга создается при помощи дымовой трубы. Горячие газы, находящиеся в дымовой трубе и газоходах котла, обладают меньшим удельным весом, чем холодный воздух внешней среды. Благодаря этой разности удельных весов горячие газы стремятся кверху, а на их место в топку непрерывно поступает холодный воздух из окружающей среды. Чем выше температура газов, находящихся в дымовой трубе, и чем выше труба, тем сильнее тяга. Тяга, создаваемая дымовой трубой, называется естественной тягой.

В котельных установках, имеющих водяные экономайзеры и воздухоподогреватели, естественной тяги в большинстве случаев оказывается недостаточно и в дополнение к естественной создается искусственная тяга при помощи специальных вентиляторов

Чистка горизонтальных участков решетки без прекращения дутья под колосники и без снижения мощности топки обеспечивается тем, что воздушное дутье подведено в обособленные, расположенные под каждой ступенью дутьевые коробки, не сообщающиеся с общим зольником и сверху перекрываемые колосниками с малым живым сечением.

Данные выше рекомендации по выбору типа топки для разных видов низкокачественного топлива не являются безоговорочными, но соблюдение их, как

или дымососов. Дымовые газы следует отводить в верхние слои атмосферы, в особенности газы, полученные из топлива, содержащего серу, из-за вредного влияния на животные организмы, а также потому, что сажа и пыль, уносимые с дымовыми газами, загрязняют близлежащую территорию.

Наибольшее сопротивление газам и воздуху оказывает слой топлива, через который воздуху необходимо пройти. Поэтому в большинстве случаев, а в особенности при сжигании низкосортных видов топлива, лежащих на колосниковой решетке толстым слоем, целесообразно сопротивление слоя топлива и другие сопротивления топки преодолеть вентилятором, вдувающим воздух в топку под давлением. Тогда на долю тяги, создаваемой дымовой трубой либо дымососом, останется только преодоление сопротивления, оказываемого газами при их движении по газоходам и в дымовой трубе.

Газовое сопротивление котельной установки определяется по формуле

$$h = h_{\text{топ}} + h_{\text{к}} + h_{\text{б}} + h_{\text{ш}} + h_{\text{тр}} \text{ (мм вод. ст.)}, \quad (20)$$

где  $h$  — газовое сопротивление котельной установки в мм вод. ст.;

- $h_{\text{топ}}$  — газовое сопротивление топки в мм вод. ст.;
- $h_{\text{к}}$  — „ „ котла в мм вод. ст.;
- $h_{\text{б}}$  — „ „ боровов в мм вод. ст.;
- $h_{\text{ш}}$  — „ „ шиберов в мм вод. ст.;
- $h_{\text{тр}}$  — „ „ дымовой трубы в мм вод. ст.

Величины газовых сопротивлений топок приведены в табл. 26.

Таблица 26  
Газовые сопротивления топок и разрежения в топках

Род топлива	Система топки	Давление под решеткой, в мм вод. ст.	Разрежение в топке в мм вод. ст.		Примечание
			при дутье	без дутья	
Торф	Шахтная с наклонным зеркалом горения	Без дутья	—	4 — 6	Влажность торфа должна быть не более $W_p = 50\%$
	Внешняя с горизонтальным зеркалом горения	20 — 40	3	5 — 8	Дутье следует применять при сжигании торфяной мелочи
Бурые угли	Внешняя	80	3	—	—

Давление под решеткой создает дутьевой вентилятор. Разрежение как в дутьевых топках, так и в топках без дутья обеспечивается тяговым устройством.

Газовое сопротивление чугунных котлов  $h_k$  составляет  $2 \div 3$  мм вод. ст.

Газовое сопротивление боровов  $h_b$  может быть принято равным  $2$  мм вод. ст. на каждые  $25$  м их длины. Это сопротивление соответствует следующим скоростям движения дымовых газов в боровых:

- а) общие сборные и обходные борова при естественной тяге  $3 \div 4$  м/сек;
- б) то же, при искусственной тяге  $4 \div 6$  м/сек;
- в) отводы от котлов к общему борову  $2 \div 4$  м/сек.

При загрязнении боровов или при неплотностях кладки сопротивление боровов может увеличиться вдвое.

Подсчеты потерь тяги в борове производят для наиболее удаленного от трубы котла. Каждый последующий присоединенный к борову котел вызывает дополнительную потерю тяги около  $1,3$  мм вод. ст.

Газовое сопротивление шиберов  $h_{ш}$  может быть принято равным  $0,5 \div 1,5$  мм вод. ст. на каждый установленный последовательно шибер. Большие сопротивления соответствуют большим скоростям движения газов, меньшие — меньшим скоростям.

Дутьевая установка рассчитывается по производительности и напору. Производительность определяется часовым расходом воздуха, необходимого при максимальной нагрузке котельной,

$$L_0 = 1,1 a_r \cdot V_0 \cdot B, \quad (21)$$

где  $L_0$  — количество воздуха, необходимое для дутья, в  $\text{нм}^3/\text{час}$ ;  
 $1,1$  — коэффициент, учитывающий утечку воздуха через неплотности воздухопроводов;

$a_r$  — коэффициент избытка воздуха в топке; значения  $a_r$  приведены в табл. 22, 23, 24, 25;

$B$  — часовой расход топлива при максимальной производительности котельной в  $\text{кг}/\text{час}$ ;

$V_0$  — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания  $1$  кг топлива в  $\text{нм}^3/\text{час}$ . Если элементарный состав рабочего топлива, сжигаемого в котельной, неизвестен, то теоретически необходимое количество воздуха для сжигания  $1$  кг топлива может быть определено по приближенной формуле

$$V_0 = a \frac{Q_p^H}{1000} \frac{\text{нм}^3}{\text{кг}}, \quad (22)$$

где  $a$  — для торфа ( $W_p = 40\%$ ) . . . . . 1,18

„ „ бурых углей . . . . . 1,15

Если элементарный состав топлива известен, то теоретически необходимое количество воздуха определится по формуле

$$V_0 = \left[ 0,0889 \cdot C_p + 0,2656 \left( H_p - \frac{O_p}{8} \right) + 0,457 \cdot S_p \right] \left( 1 - \frac{q_4}{100} \right) \frac{\text{нм}^3}{\text{кг}}. \quad (23)$$

Величины  $q_4$  приведены в табл. 22, 23, 24, 25. В тех таблицах, где указана только сумма  $(q_3 + q_4)$ , принимают  $q_3 = 0,5 \div 1,0\%$ , остальное относят к  $q_4$ .

Полученные по формулам 22 и 23 значения  $V_0$  выражены в  $\text{нм}^3$ , т. е. при давлении воздуха, равном  $760$  мм рт. ст., и температуре  $0^\circ$ . Воздух, поступающий в топку, обычно имеет давление, достаточно близкое к  $760$  мм рт. ст., поэтому поправок на изменение объема воздуха с изменением давления не делают; что касается поправки на изменение объема в связи с изменением температуры, то эта поправка производится по формуле

$$L = L_0 \frac{273 + t}{273}, \quad (24)$$

где  $t$  — температура воздуха, подаваемого вентилятором, в град.

Если для повышения температуры воздуха, поступающего в топку, осуществляется рециркуляция дымовых газов, то при подсчете производительности вентилятора  $L$  необходимо учесть количество рециркуляционных газов.

Максимальный часовой расход топлива  $B$  будет

$$B = n \cdot B_1 \frac{\text{кг}}{\text{час}},$$

где  $n$  — количество котлов, находящихся одновременно в действии при максимальной нагрузке;

$B_1$  — часовой расход топлива одним котлом в  $\text{кг}/\text{час}$  (формулы 15, 16).

Сопротивления, которые должен преодолеть дутьевой вентилятор, складываются из сопротивления топочного устройства (табл. 26) и сопротивления воздухораспределительных коробов.

Сопротивления воздухораспределительных коробов зависят от материала, из которого они выполнены, их длины, конфигурации, скорости и удельного веса воздуха. Оптимальные скорости движения воздуха в воздухопроводах лежат в пределах  $6 \div 10$  м/сек. Дутьевые вентиляторы следует выбирать с таким расчетом, чтобы скорость движения воздуха в выходном отверстии вентилятора при максимальной производительности котельной была около  $15$  м/сек и ни в коем случае не превышала  $20$  м/сек. С целью уменьшения сопротивления следует осуществлять плавные переходы от одного сечения к другому, соблюдать возможно плавные конфигурации в местах ответвлений, а также избегать установки излишних шиберов. При соблюдении указанных рекомендаций,

а также при сечении воздухопроводов, взятом в соответствии с рекомендованными скоростями движения воздуха, сопротивление воздухопроводов может быть принято равным  $10 \div 20$  мм вод. ст.

Мощность мотора к вентилятору в кВт определяется по формуле

$$N = \xi \frac{L \cdot h}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{п}}} \text{ кВт}, \quad (25)$$

где  $\xi$  — коэффициент запаса,  $\xi = 1,1 \div 1,3$ ;

$L$  — количество воздуха в  $\text{м}^3/\text{час}$ ;

$h$  — полный напор вентилятора в мм вод. ст.;

$\eta_{\text{в}}$  — к. п. д. вентилятора по полному напору,  $\eta_{\text{в}} = 0,52 \div 0,55$ ;

$\eta_{\text{п}}$  — к. п. д. ременной передачи,  $\eta_{\text{п}} = 0,92$ . При применении ременной передачи расстояние между осями мотора и вентилятора не следует брать менее 2 м.

Обычно устанавливают два вентилятора, из которых каждый рассчитан на полное давление и полную производительность; один из вентиляторов является резервным.

В некоторых случаях в зависимости от характера нагрузки котлов дутьевые вентиляторы разделяют на две группы с целью рациональной регулировки подачи воздуха в разное время года.

Воздуховоды от дутьевых вентиляторов к котлам выполняются подземными, если этому не препятствуют грунтовые воды, или надземными. В последнем случае воздуховод может быть расположен и под потолком.

Подземные воздуховоды — прямоугольного сечения, со стенками и дном из бетона или из кирпичной кладки на цементном растворе.

Надземные воздуховоды чаще всего изготавливаются из листового железа и подвешиваются к стропильным фермам, колоннам зданий и т. п.

Для выбора дутьевых центробежных вентиляторов ВНИИСТО типа ЭВР можно воспользоваться кривыми, приведенными на рис. 10.

При пользовании графиком нужно иметь в виду, что расчетный напор вентилятора отнесен к воздуху с температурой  $20^\circ$ . Соответственно с этим расчетный напор определится по формуле

$$h_p = h \frac{273 + t}{273} \text{ мм вод. ст.}, \quad (26)$$

где  $h$  — необходимый полный напор вентилятора в мм вод. ст.;

$t$  — температура газов перед вентилятором в град.

Тяговое устройство при отсутствии дутья должно обеспечить преодоление всех сопротивлений, подсчитанных по формуле 20.

При наличии дутья тяговое устройство должно преодолеть все сопротивления, кроме  $h_{\text{топ}}$ . В этом случае тяговое устройство

обеспечивает только разрежение в топке и газоходах котла. Поэтому при определении разрежения, которое должно создавать тяговое устройство (формула 20), вместо  $h_{\text{топ}}$  следует подставить величину разрежения в топке. В топках с горизонтальными колос-

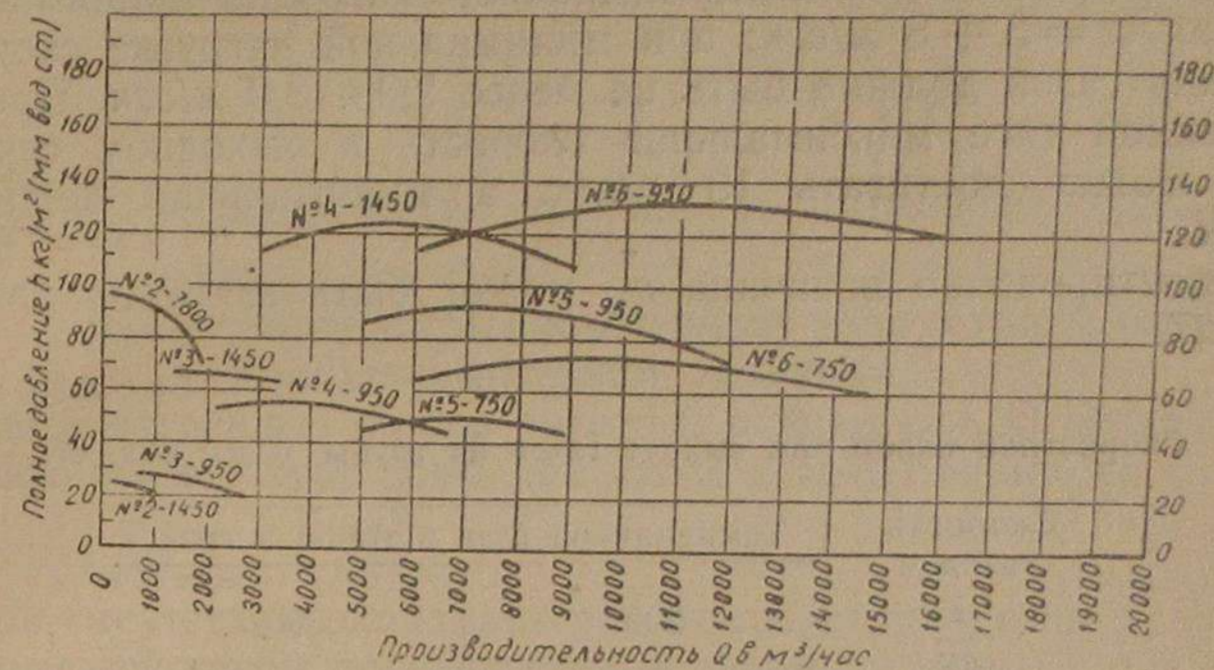


Рис. 10. График для выбора центробежных вентиляторов ВНИИСТО типа ЭВР. Кривые на графике характеризуют области работы вентиляторов при к. п. д. не ниже 0,5 для вентиляторов № 5—6 и 0,45 для вентиляторов № 2—4.

никами разрежение принимают равным  $2 \div 4$  мм вод. ст.; в шахтных топках с наклонными колосниками — 6 мм вод. ст.

Сама дымовая труба создает сопротивления

$$h_{\text{тр}} = h_r + h_w \text{ мм вод. ст.}, \quad (27)$$

где  $h_r$  — сопротивление трения при проходе газов по дымовой трубе в мм вод. ст.;

$h_w$  — динамический напор при выходе газов из дымовой трубы в мм вод. ст.

Сопротивление трения  $h_r$  может быть подсчитано по приближенной формуле

$$h_r = 0,0006 \cdot \frac{w}{D} \gamma \cdot H \text{ мм вод. ст.}, \quad (28)$$

где  $w$  — средняя скорость газов в трубе в м/сек;

$\gamma$  — удельный вес газов при средней температуре в трубе в  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$D$  — средний внутренний диаметр трубы в м;

$H$  — высота трубы в м.

Сопротивление при протекании газов по трубе обычно колеблется в пределах  $h_r = 0,5 \div 2,0$  мм вод. ст.

Величина динамического напора  $h_w$  определяется по формуле

$$h_w = \frac{w^2}{2g} \gamma \text{ мм вод. ст.}, \quad (29)$$

где  $w$  — скорость движения газов в устье трубы в  $м/сек$ ;  
 $\gamma$  — удельный вес газов, выходящих из трубы, в  $кг/м^3$ ;  
 $g = 9,81 м/сек^2$  — ускорение силы тяжести.

Скорость движения газов в выходном сечении дымовой трубы при естественной тяге и максимальной нагрузке принимают в пределах  $w = 3 \div 8 м/сек$ ; при минимальной нагрузке скорость движения газов должна быть не менее  $2,0 \div 3,0 м/сек$ . При искусственной тяге максимальная скорость в выходном сечении трубы может достигать  $15 м/сек$ , а минимальная не менее  $4 м/сек$ .

Ориентировочно величина  $h_w$  может быть взята по данным табл. 27.

Таблица 27

Скоростной напор при выходе газов из трубы в  $мм вод. ст.$

Скорость газов в $\frac{м}{сек}$	Температура газа в трубе в град.	
	200	300
4	0,59	1,49
6	1,34	1,10
8	2,38	1,96
10	3,72	3,07

Размеры дымовой трубы. Нижний диаметр трубы в свету  $D_2$  принимается равным

$$D_2 = D_1 + 0,02 \cdot H м, \quad (30)$$

где  $D_1$  — верхний диаметр трубы в свету в  $м$ , определяемый по выходному сечению трубы;

$H$  — высота трубы в  $м$ .

Удельный вес дымовых газов определится по одной из следующих приближенных формул

$$\gamma = \frac{365}{273 + t} \frac{кг}{м^3} \quad (31)$$

либо

$$\gamma = \frac{1,30 - 0,03 \cdot a(9 \cdot H_p + W_p)}{1 + 0,00367 \cdot t} \frac{кг}{м^3}, \quad (32)$$

где  $a$  — коэффициент избытка воздуха;

$H_p, W_p$  — процентное содержание водорода и влаги в топливе;

$t$  — температура газа в град.

При определении температуры газов учитывают их охлаждение при движении по дымовой трубе. Ориентировочно можно

считать, что при движении по кирпичной трубе температура газов падает на  $1^\circ$  через каждый метр трубы, для стальных нефутерованных труб падение температуры газов составляет около  $5^\circ$  на каждый метр трубы.

Температура газов за котлом определится по формуле

$$t_k = 10 \left( \frac{D}{H} \right)_{\text{норм}} + 100 + t_n \text{ град.}, \quad (33)$$

где  $\left( \frac{D}{H} \right)_{\text{норм}}$  — напряжение поверхности нагрева по нормальному пару в  $кг/м^2 \text{ час}$ ;

$t_n$  — температура насыщенного пара в град.; берется по термодинамическим таблицам.

Для водогрейных котлов вместо  $t_n$  в формулу 33 подставляют среднюю температуру воды при входе в котел и выходе из него,

а вместо  $\left( \frac{D}{H} \right)_{\text{норм}} = \frac{Q}{H \cdot 640}$ .

При отсутствии экономайзеров температура газов в основании дымовой трубы определяется по формуле

$$t_{\text{тр}} = \frac{\alpha_k \cdot t_k + (\alpha_{\text{тр}} - \alpha_k) \cdot t_b}{\alpha_{\text{тр}}} \text{ град.}, \quad (34)$$

где  $\alpha_k$  — коэффициент избытка воздуха за котлом;

$t_b$  — температура воздуха в котельной в град.;  $t_b$  может быть принята равной  $25 \div 30^\circ$ ;

$\alpha_{\text{тр}}$  — коэффициент избытка воздуха перед дымовой трубой.

Коэффициент избытка воздуха за котлом определяется по формуле

$$\alpha_k = \alpha_r + 0,1,$$

где  $\alpha_r$  — коэффициент избытка воздуха в топке, определяемый по данным табл. 22—25.

Коэффициент избытка воздуха перед дымовой трубой в зависимости от длины борава бывает

$$\alpha_{\text{тр}} = \alpha_k + (0,1 \div 0,2).$$

Высота дымовой трубы при естественной тяге определится по формуле

$$H = 2,15 \frac{h}{P_6 \left( \frac{1}{273 + t_b} - \frac{1}{273 + t_r} \right)} м, \quad (35)$$

где  $H$  — высота дымовой трубы от уровня колосниковой решетки до выходного отверстия в  $м$ ;

$h$  — газовое сопротивление котельной установки, которое преодолевается за счет тяги, создаваемой дымовой трубой, в  $мм вод. ст.$ ;



$p_0$  — низшее барометрическое давление для данной местности в мм рт. ст.;

$t_r$  — средняя температура газов в дымовой трубе в град.;

$t_b$  — температура наружного воздуха в град.

При расчете дымовой трубы для отопительных котельных следует силу тяги проверить для наружной температуры  $t_b = 5^\circ$  и для низшей расчетной температуры.

Если, кроме отопительно-вентиляционной нагрузки, котельная несет и круглогодичную производственную нагрузку, то необходимая тяга  $h$  должна быть по формуле 35 проверена для высшей летней температуры наружного воздуха в данной местности.

По санитарным нормам, если в радиусе 200 м от промышленной котельной имеются здания выше 15 м, то высота дымовой трубы должна быть не ниже 45 м.

Для облегчения расчетов по определению высоты дымовой трубы на рис. 11 дан график зависимости разрежений, создаваемых дымовой трубой, от ее высоты при значениях  $t_b =$  от  $-30^\circ$

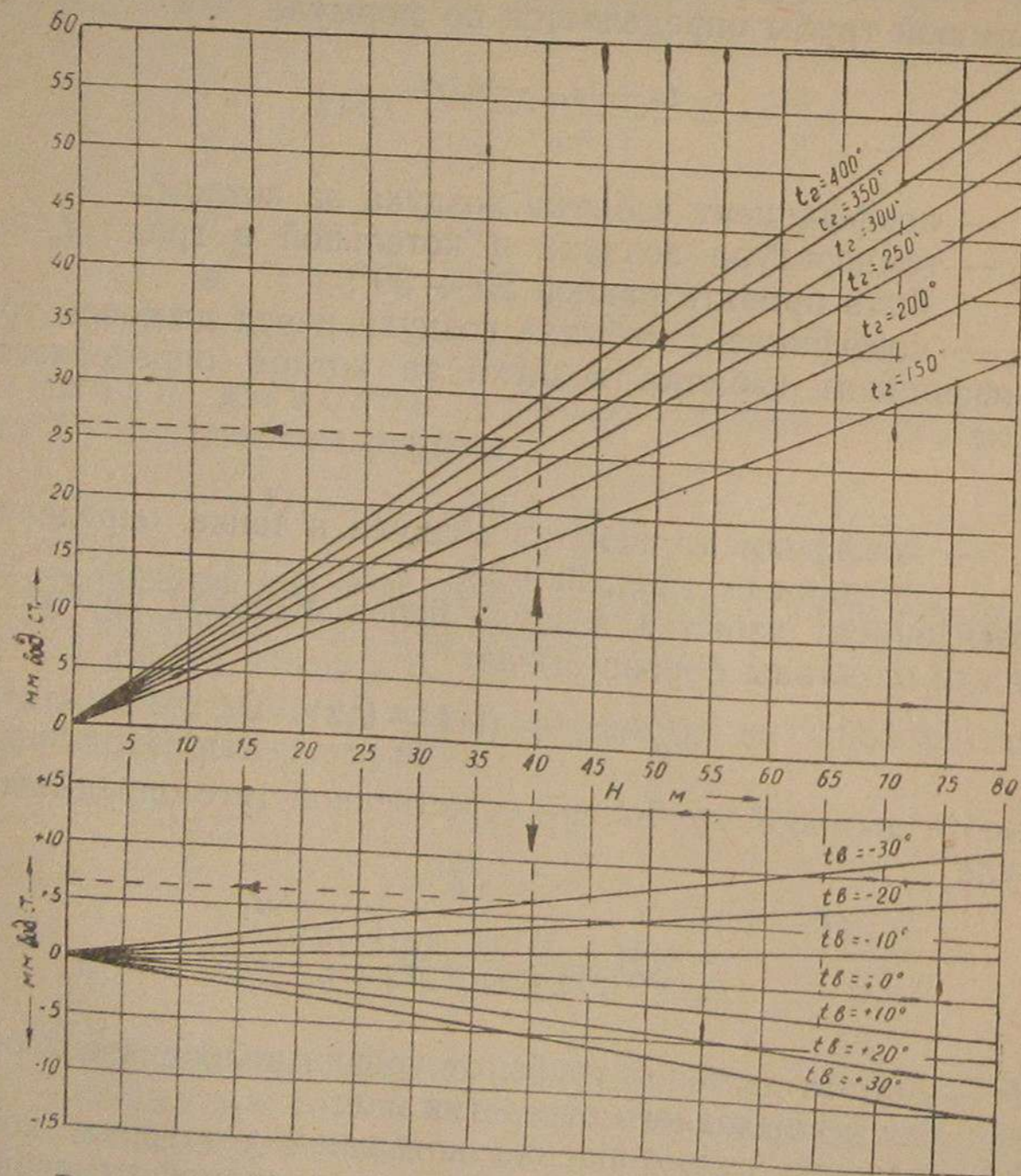


Рис. 11. График для определения разрежения, создаваемого дымовой трубой.

до  $30^\circ$ ,  $t_r =$  от  $150^\circ$  до  $400^\circ$  и  $p_0 = 735$  мм рт. ст. График составлен по формуле 35.

Пример. Найти разрежение, создаваемое трубой высотой 40 м при температуре газов в середине трубы  $t_r = 300^\circ$  и температуре наружного воздуха  $t_b = -30^\circ$ .

Для решения задачи через точку на оси абсцисс, соответствующую высоте трубы 40 м, проводится вертикаль вверх и вниз до пересечения с линиями температур: для газов в  $300^\circ$  и для воздуха  $-30^\circ$ .

Из полученных на этих прямых точек проводятся влево две горизонтали до пересечения с осью ординат.

Искомое разрежение будет равно алгебраической сумме полученных отсчетов на осях ординат; в данном случае

$$h = 26 + 6,5 = 32,5 \text{ мм вод. ст.}$$

Для грубоориентировочных расчетов можно воспользоваться данными, приведенными в табл. 28.

Таблица 28

Зависимость разрежения от высоты трубы и температуры дымовых газов

Высота трубы в м	Разрежение у основания дымовой трубы в мм вод. ст. при температуре газов	
	200°	250°
20	10	12
30	15	17
40	20	23
50	25	29

Высота дымовой трубы при искусственной тяге обуславливается, с одной стороны, противопожарными требованиями, с другой, — санитарно-гигиеническими.

Для удовлетворения первых требований дымовая труба должна быть не менее чем на 1 м выше наиболее высокой точки здания котельной или другого близлежащего здания, если между ними нет установленного противопожарного разрыва.

Из санитарно-гигиенических соображений во избежание загрязнения окружающей местности уносом и дымом, особенно при сернистых топливах, высота трубы должна быть не ниже 30 м.

Объем дымовых газов определяется по формуле

$$V = \frac{B[V_r + (\alpha - 1) \cdot V_0](t + 273)}{273} \frac{\text{м}^3}{\text{час}}, \quad (36)$$

где  $V$  — объем дымовых газов при температуре  $t$  в  $\text{м}^3/\text{час}$ ;

$B$  — часовой расход топлива в  $\text{кг}/\text{час}$ ;

$\alpha$  — коэффициент избытка воздуха в рассматриваемом участке газохода;

$V_r$  — теоретический объем дымовых газов в  $нм^3/кг$ ;  
 $V_o$  — теоретически необходимое количество воздуха для горения 1 кг топлива в  $нм^3/кг$ .

Приближенно можно принять  $V_r = V_o$  либо несколько точнее по одной из следующих формул:

$$V_r = V_o + 0,0112 H_p + 0,0124 W_p \frac{нм^3}{час}; \quad (37)$$

$$V_r = (1,15 \cdot \alpha + 0,18) \frac{Q_p^H}{1000} \text{ при } Q_p^H = 2500 - 4500 \text{ ккал/кг}; \quad (38)$$

$$V_r = (1,11 \cdot \alpha + 0,05) \frac{Q_p^H}{1000} \text{ при } Q_p^H = 4500 - 7500 \text{ ккал/кг}, \quad (39)$$

где  $H_p$  и  $W_p$  — содержание водорода и влаги в рабочем топливе в %.

Величина  $V_o$  определяется по формулам 22 или 23.

Площадь поперечного сечения выходного отверстия дымовой трубы

$$F = \frac{V}{3600 \cdot \omega}, \quad (40)$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения выходного отверстия дымовой трубы в  $м^2$ ;

$V$  — объем дымовых газов при температуре  $t$  в  $м^3/час$ ;

$\omega$  — скорость движения газов в выходном сечении дымовой трубы в  $м/сек$ .

В котельных с теплопроизводительностью до 650000 ккал/час площадь сечения выходного отверстия дымовой трубы может быть определена по формуле

$$F = \frac{0,03Q}{\sqrt{H}} \text{ см}^2, \quad (41)$$

где  $H$  — высота дымовой трубы от колосниковой решетки до выходного отверстия в  $м$ ;

$Q$  — теплопроизводительность котельной в ккал/час.

Искусственная тяга. Для создания искусственной тяги обычно применяются, как наиболее экономичные, дымососы прямого действия, т. е. пропускающие газы непосредственно через себя.

Производительность дымососа в  $м^3/час$  определится по формуле

$$L = 1,1 \cdot V \text{ м}^3/час,$$

где 1,1 — коэффициент запаса;

$V$  — объем дымовых газов, определяемый по формуле 36.

При пользовании формулой 36 величину  $\alpha$  следует подставить, вычисленную за котлом, и  $t$ , вычисленную по форм. 34.

Напор дымососа определится по формуле 20 (с учетом замечаний, приведенных выше).

Выбор количества устанавливаемых дымососов, подсчет мощности моторов к ним, определение расчетного напора производятся из тех же соображений, что и при выборе дутьевых вентиляторов.

Дымососы работают в более тяжелых условиях, чем вентиляторы, т. к. внутри дымососов движутся газы, имеющие высокую температуру и несущие с собою золу, поэтому в дымососах предусмотрено устройство для охлаждения подшипников. Для облегчения ремонта и осмотра дымососы имеют съемные кожухи, позволяющие производить очистку и замену изнашиваемых частей ротора.

Дымовые газы должны иметь сообщение с дымовой трубой помимо дымососа. Для этого, во-первых, боров, подводящий газы к дымососу, продолжают до дымовой трубы, и, во-вторых, как перед дымососом, так и после него, устанавливают шиберы.

Как при естественной, так и при искусственной тяге в котельных малой производительности трубы строятся кирпичные либо железные. Для видов топлива, содержащих более 4% серы, железные дымовые трубы без футеровки не устанавливают, т. к. их разрушение происходит через 4—5 лет.

Ориентировочные расчеты размеров труб при естественной тяге приведены в табл. 29, 30.

Таблица 29

Размеры кирпичных труб

Диаметр устья трубы в м	Высота трубы в м				
	15	17,5	20	25	30
	Общая величина поверхности нагрева котлов, обслуживаемых трубой, в $м^2$				
0,45	24	26	27	—	—
0,50	32	35	38	—	—
0,55	43	46	49	55	—
0,60	50	55	58	64	—
0,65	61	66	71	77	86
0,70	—	80	86	96	105

Таблица 30

Поверхность нагрева кот- лов в м <sup>2</sup>	Т р у б а		
	Диаметр в м	Высота в м	Вес в кг
10	0,38	16	950
12	0,42	18	1100
15	0,46	20	1250
20	0,53	21	1600
25	0,58	22	1850
30	0,62	23	2250
35	0,67	24	2650
40	0,72	25	3000
45	0,76	26	3400
50	0,80	27	3750
55	0,84	28	4250
60	0,87	29	4500
75	0,90	30	6250
90	1,0	32	6750

Б о р о в а служат для отвода дымовых газов из котлов в трубу. Площадь сечения сборного борова  $F$  находится по формуле

$$F = \frac{V}{3600 \cdot \omega} \text{ м}^2, \quad (42)$$

где  $V$  — объем продуктов горения, определяемый по формуле 36, в м<sup>3</sup>/час;

$\omega$  — скорость движения газов в м/сек.

Для удобства осмотра и очистки боровов размеры их должны быть не менее 500 × 500 мм. При других площадях поперечного сечения для удобства очистки размер по высоте берут большим, чем по ширине на 20—30%.

Борова бывают надземные, подземные и заглубленные отчасти. Если нет высокостоящих грунтовых вод или других препятствий, применяют подземные борова, так как надземные борова стесняют движение в котельной.

Стены борова во избежание присосов воздуха и ухудшения тяги выполняются толщиной не менее 1,5—2 кирпича в подземных боровах и не менее 2—2,5 кирпича в надземных.

На рис. 12 приведена схема присоединения к сборному борову одного из боровов котла.

Для осмотра и очистки боровов в своде делают лазы. В надземных боровах лазы делают в их стенах. Размер лазов не менее 400 × 450 мм.

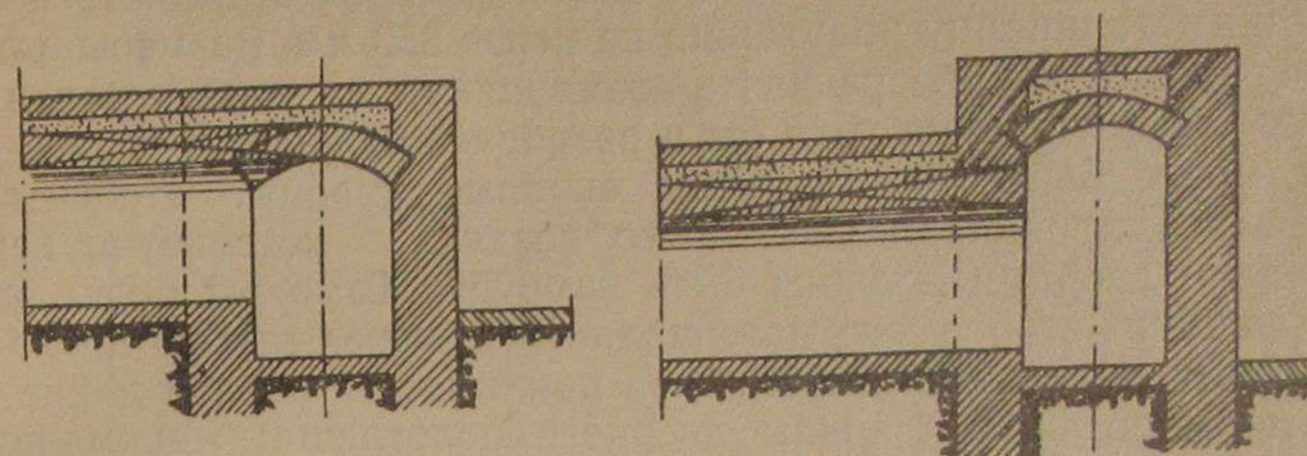


Рис. 12. Схемы соединения боровов.

Между стеной здания и стеной борова должен быть зазор не менее 70 мм. При пересечении боровом стены или фундамента делается проем, достаточный как для пропуска борова, так и для зазора.

#### Помещение для котельной

Если каждый из тепловых потребителей расходует примерно одинаковое количество тепла, то котельную располагают в центре тепловых потребителей; если имеются крупные и мелкие потребители тепла, то котельная располагается ближе к наибольшему потребителю. От жилых зданий котельную желательно удалить на расстояние не менее 100 м. При определении местонахождения котельной должны быть учтены возможность устройства складов топлива недалеко от котельной, а также возможность применения наиболее удобных способов подачи топлива и удаления золы.

Здание котельной должно быть запроектировано с учетом последующего расширения. Поэтому служебные помещения располагают с одного торца здания, создавая этим возможность при расширении котельной разобрать торцовую стену и увеличить здание в длину. Чтобы при расширении не затрагивалась кровля здания, фермы надо опирать на стены здания, идущие параллельно фронту котла. Перекрытия осуществляются в виде стропильных конструкций. Если собственный вес покрытий, включая стропила, обрешетку, подшивку, опалубку и кровлю, превышает 90 кг/м<sup>2</sup>, то применяют крыши со световыми фонарями. Площадь отверстий фонаря составляет не менее 10% площади пола, занятой котлами. Вместо фонарей перед фронтом котлов в стенах здания выше обмуровки делают застекленные проемы с площадью застекления не менее 10% площади пола, занятой котлами.

Полы в котельной выполняются из негоряемого материала, чаще всего бетонные, а в служебных помещениях — дощатые.

В котельной с площадью пола более  $250 \text{ м}^2$  должно быть не меньше двух выходов. При площади пола менее  $250 \text{ м}^2$  допускается устройство одного выхода, который в этом случае устраивают перед фронтом котлов. Входные двери должны открываться наружу и иметь ширину полотна не менее  $850 \text{ мм}$ . Размеры одной из дверей должны обеспечивать возможность доставки устанавливаемого оборудования хотя бы в разобранном виде. Для этой же цели могут быть использованы оконные проемы. Чтобы предотвратить проникание холодного воздуха в котельную, перед входными дверями должны быть тамбуры. Тамбуры могут быть построены из сгораемого материала. Если через тамбур проходит рельсовый путь, то длина тамбура принимается равной длине вагонетки плюс  $1,25$  ширины дверного полотна; минимальная длина тамбура —  $1200 \text{ мм}$ . Ширина тамбура определяется из следующих соображений:

а) если тамбур предназначен только для прохода людей, то ширина его должна быть равна ширине дверного проема, увеличенной с каждой стороны не менее чем на  $300 \text{ мм}$ ;

б) если через тамбур проложен рельсовый путь, то ширина тамбура равна ширине вагонетки плюс  $600 \text{ мм}$  с одной стороны и  $850 \text{ мм}$  с другой.

Расстояние между обмуровками котлов, между боковыми и задними стенами зданий и обмуровкой должно быть не менее  $1000 \text{ мм}$ , а расстояние до выступающих частей (балки каркаса, лестницы, колонны) — не менее  $800 \text{ мм}$ .

При установке котлов и топок, требующих бокового обслуживания (шуровка, обдувка), ширина прохода должна обеспечить возможность обслуживания и должна быть не менее  $2000 \text{ мм}$ .

При подаче топлива в вагонетках расстояние от оси рельсового пути до фронта топки делается не менее  $3000 \text{ мм}$ , расстояние между бортом вагонетки и стеной здания должно быть не менее  $700 \text{ мм}$ . При подаче топлива безрельсовым путем расстояние от фронта топки до стены здания принимается не менее  $3000 \text{ мм}$ .

Если на верху обмуровки имеется арматура или гарнитура, требующая обслуживания с верхней поверхности обмуровки, то расстояние от обмуровки до выступающих частей негоряемого покрытия делается не менее  $2000 \text{ мм}$ .

При отсутствии необходимости обслуживания сверху это расстояние может быть уменьшено до  $500 \text{ мм}$ .

При наличии деревянного покрытия расстояние от верха обмуровки до выступающих частей принимается не менее  $3000 \text{ мм}$ ; при изоляции деревянного покрытия железом по войлоку или асбесту это расстояние может быть уменьшено до  $2000 \text{ мм}$ .

Расстояние от пола до выступающих металлических конструкций (площадок) делают не менее  $2000 \text{ мм}$ .

В котельных малой производительности насосы, питательные баки, дутьевые вентиляторы, дымососы устанавливаются в помещении котельной; они могут не отделяться перегородкой от обще-

Разрез по А-В

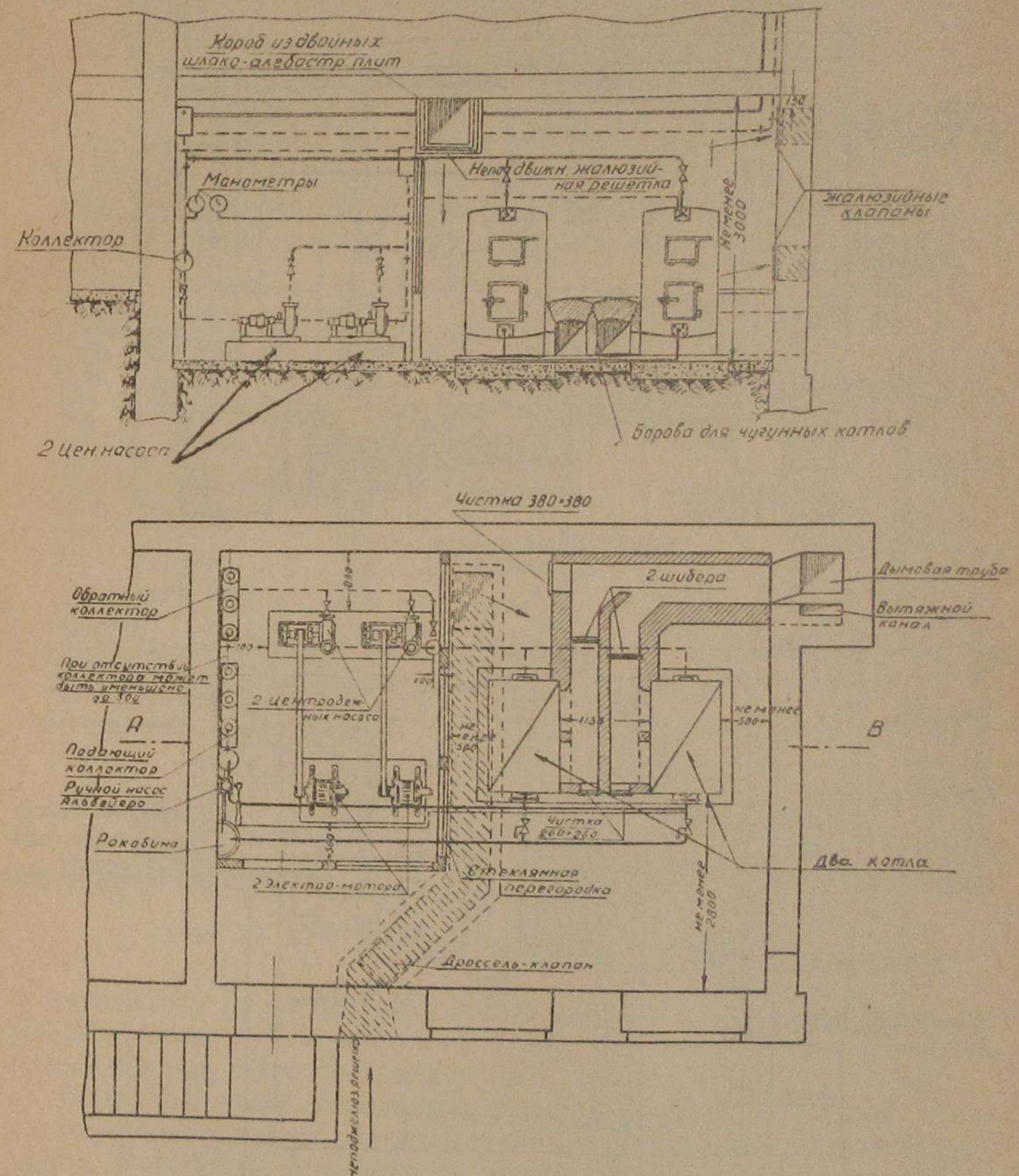


Рис 13. Котельная, оборудованная водогрейными котлами.

го помещения котельной. При наличии перегородки она должна быть из негоряемого материала. Проходы между оборудованием насосной делают не менее  $700 \text{ мм}$ .

При наличии зольного помещения высота его должна быть не менее 2450 мм; от пола до выступающих частей перекрытия должно быть не менее 2200 мм; от пола до шлаковых затворов

Разрез по А-В

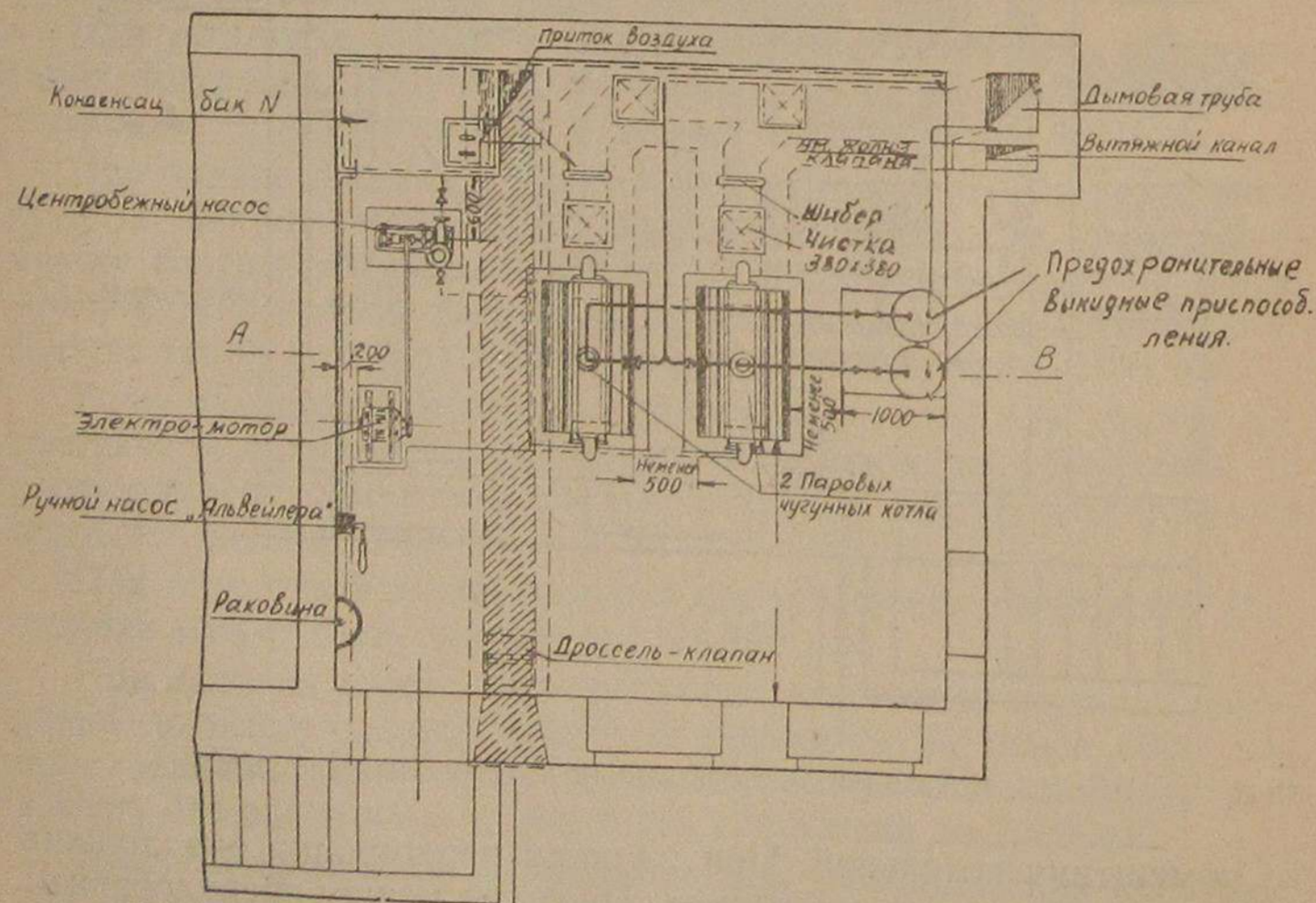
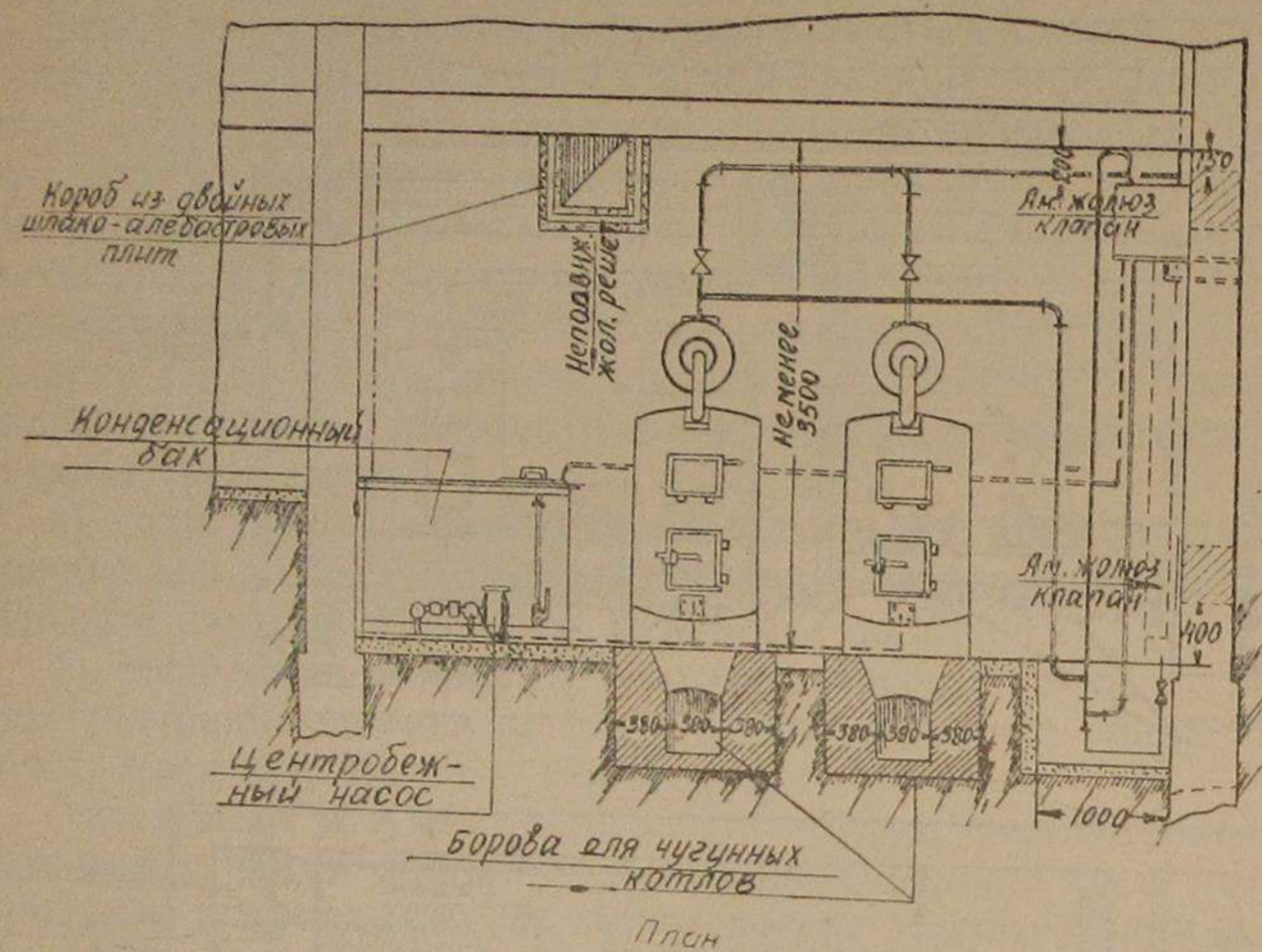


Рис. 14. Котельная, оборудованная паровыми котлами.

высота подвала — не менее 1800 мм. При подземном расположении зольного помещения оно должно сообщаться не менее как двумя самостоятельными лестницами с помещением котлов. При надземном расположении зольное помещение должно иметь по крайней мере один выход наружу.

На рис. 13 и 14 даны примеры компоновки котельной, оборудованной водогрейными и паровыми котлами.

### Топливоподача и золоудаление

Расход топлива в котельных МТС на 60 и 100 тракторов менее 1000 кг/час.

По существующим нормативам при расходе топлива менее 2000 кг/час подачу топлива со склада в котельную целесообразно

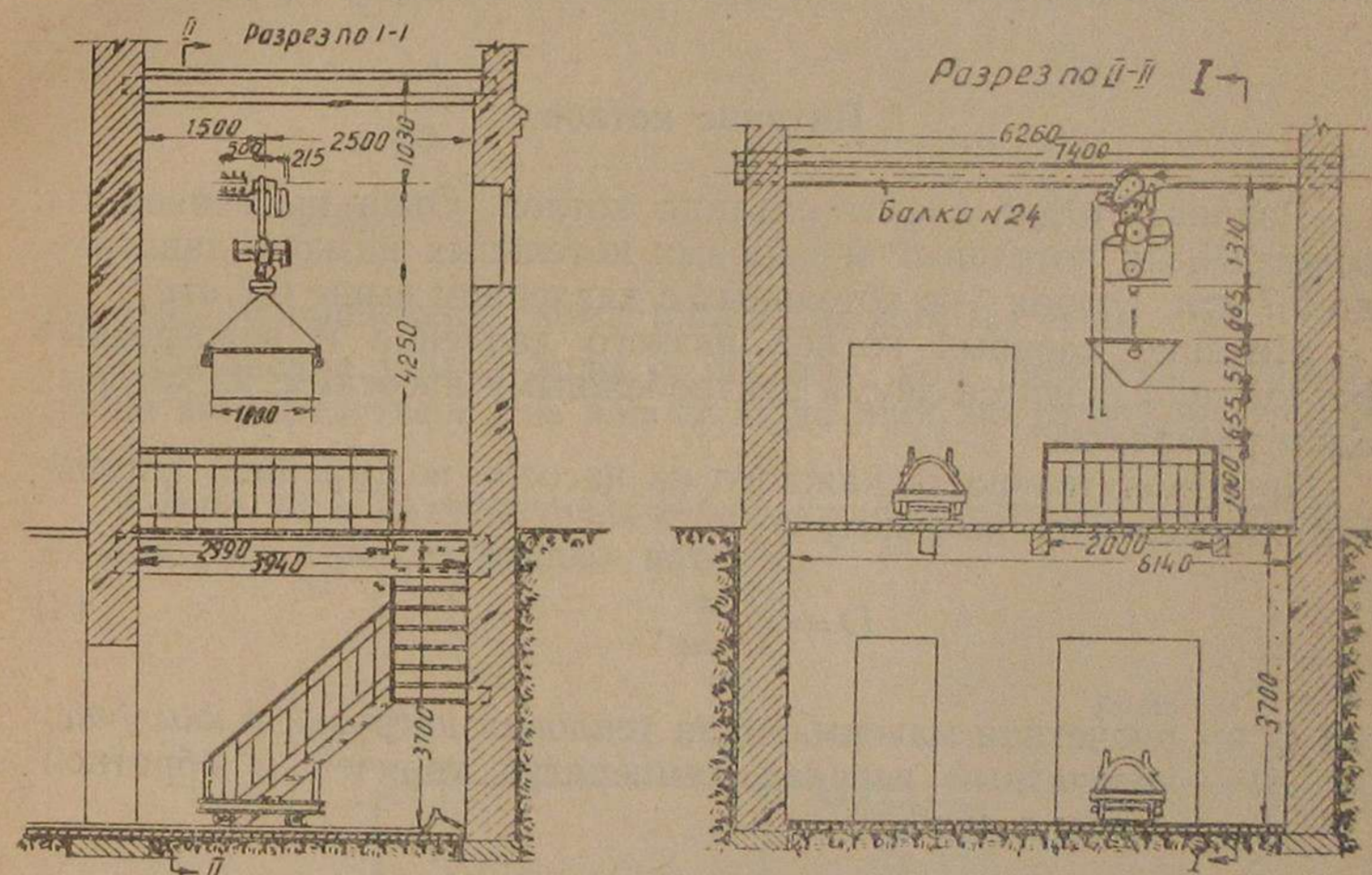


Рис. 15. Золоудаление с помощью электротельфера.

осуществлять вручную с помощью вагонеток, перемещаемых по узкоколейным путям шириной в 500, 600 или 750 мм. Емкость вагонеток при этом составляет 0,75; 1,0 и 1,5 м<sup>3</sup>.

В двухэтажных котельных подача топлива на второй этаж часто осуществляется с помощью шахтного грузового подъемника-лифта. Вагонетка, поднятая на второй этаж, далее передвигается вручную по рельсовому пути. Для бесперебойной подачи топлива обычно устанавливают два подъемника.

Для подъема топлива также может быть применена эстакада с подъемом не более 1/7, по которой и поднимается вагонетка с топливом, получающая движение от электрической лебедки.

Запас твердого топлива в котельной не должен превышать суточный расход топлива. Топливо должно складываться в таком месте, чтобы подвозка и свалка его не могли стеснять кочегара при исполнении работ, связанных с уходом за котлами.

Для удаления золы могут быть использованы те же вагонетки, что и для подачи топлива.

Если в котельной имеется подвальное помещение, в котором расположены шлаковые бункеры, то подъем золы и шлаков на первый этаж может быть осуществлен либо с помощью подъемника, либо электротельфером (рис. 15).

Кузов вагонетки, нагруженной шлаком, поднимается тельфером вверх; далее тельфер по монорельсу передвигается в горизонтальном направлении, затем кузов вагонетки опускается на базу, и вагонетка передвигается по горизонтальному пути. Это устройство может быть применено и при подаче топлива на второй этаж.

### Питание котлов

Различают две схемы питания котлов. Одна применяется в водогрейных котельных и паровых котельных низкого давления, до 0,7 атм; вторая — в котельных с давлением выше 0,7 атм<sup>1</sup>.

Питание паровых котлов низкого давления и водогрейных котлов производится двумя центробежными насосами, из которых один резервный.

Производительность каждого из насосов водогрейной котельной определяется по формуле

$$D = \frac{Q \cdot \lambda}{\Delta t \cdot \text{час}}, \quad (43)$$

где  $Q$  — расчетная максимальная тепловая нагрузка в ккал/час;  
 $\Delta t$  — расчетный перепад температур горячей и обратной воды в град.

Расчетное давление определяется по формуле

$$h_p = h_k - h_c, \quad (44)$$

где  $h_k$  — давление, теряемое в котельной, в м. вод. ст.;  
 $h_c$  — давление, теряемое в наружной сети и в местной системе отопления, в м. вод. ст.

Мощность в квт, расходуемая на валу насоса, определяется по формуле

$$N = K \frac{D \cdot h_p}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_n}, \quad (45)$$

<sup>1</sup> Котлы с давлением выше 0,7 атм подведомственны Котлонадзору.

где  $K$  — поправочный коэффициент, учитывающий некоторый запас по мощности, а также к. п. д. ременной передачи; значения  $K$  могут быть взяты из табл. 31.

Таблица 31

Значения коэффициентов  $K$  запаса мощности для центробежных насосов

Расходуемая мощность на валу электродвигателя в квт	Коэффициент запаса при соединении центробежных насосов с электродвигателями	
	на ременной передаче	на одной оси или при помощи муфты
до 0,5	2,0	1,15
„ 1,0	1,5	1,15
„ 2,0	1,3	1,15
„ 5,0	1,2	1,10
более 5,0	1,1	1,10

На рис. 16 приведена схема присоединения насосов.

Пополнение убыли воды в системе, или подпитка, производится непосредственно из водопровода либо посредством ручного насоса.

В табл. 32 и 33 приведены технические характеристики центробежных, вихревых и ручных насосов.

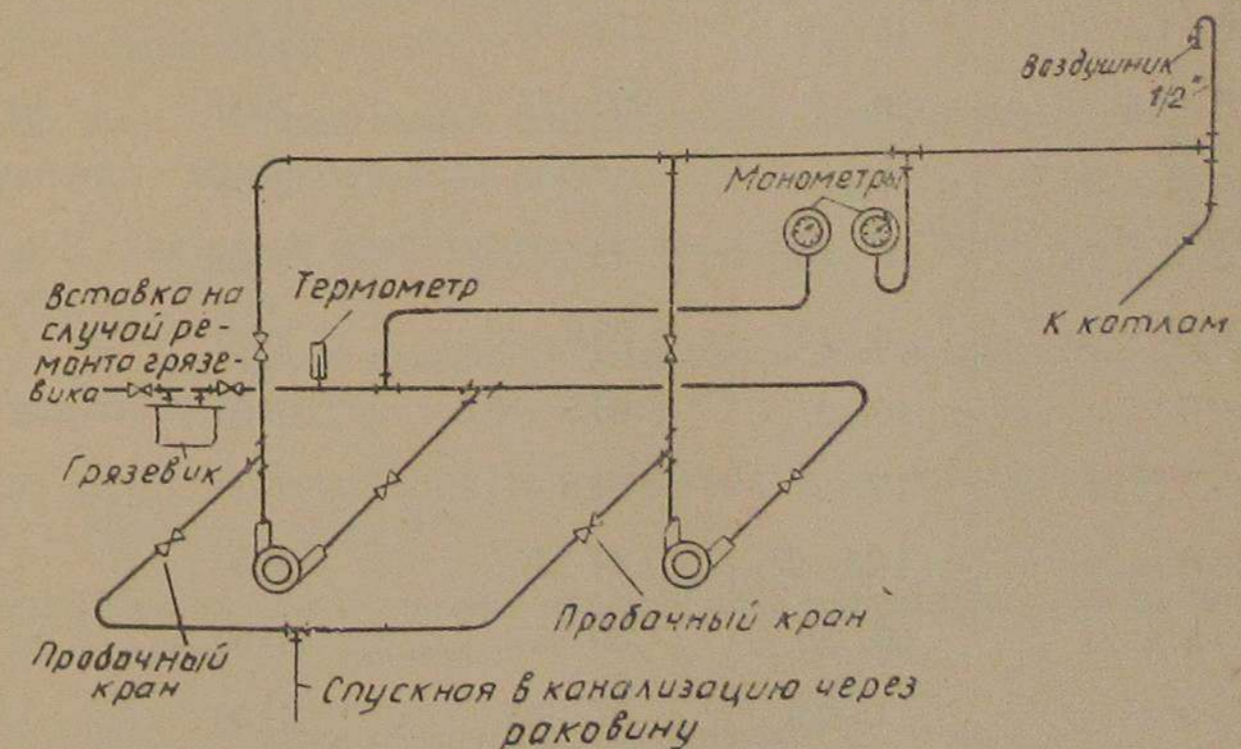


Рис. 16. Схема присоединения циркуляционных насосов к водогрейным котлам.

Таблица 32

## Технические показатели центробежных и вихревых (лопастных) насосов

Марка насоса	Производительность в м <sup>3</sup> /час	Полный напор в м вод. ст.	Число оборотов в мин.	Мощность электродвигателя в квт
1½ К - 6	6—14	20,3—14	2900	1,7
1½ К - 6а	5—13,5	16—11,2	2900	1,7
1½ К - 6б	4,5—13	12,8—8,8	2900	2,8
2 К - 6	10—30	34,5—24	2900	4,5
2 К - 6а	10—30	28,5—20	2900	4,5
2 К - 6б	10—25	22—16,4	2900	2,8
2 К - 9	11—22	21—17,5	2900	2,8
2 К - 9а	10—21	16,8—13,2	2900	1,7
2 К - 9б	10—20	13—10,3	2900	1,7
3 К - 6а	30—65	40—30	2900	10
3 К - 9	30—54	34,8—27	2900	7
3 К - 9а	25—45	24,2—19,5	2900	4,5
2,5ЦВ - 0,8	5—12	200—72	2900	14
2,5ЦВ - 1,1	10—24	224—56	2900	20
2,5ЦВ - 1,3	15—29	212—53	2900	28
2,5ЦВ - 1,5	20—34	200—53	2900	40
2,5Кс - 5 × 2	7,2—19	57—43	2900	4,5
2,5Кс - 5 × 2а	6—18	45,5—32,9	2900	4,5
2,5Кс - 5 × 2б	6—16	35,9—25	2900	2,8
3 Кс - 6 × 2	16—27	66,5—50,5	2900	10
3 Кс - 6 × 2а	15—25	54,5—41	2900	7
3 Кс - 6 × 2б	14,5—23	44—32	2900	4,5
5 Кс - 5 × 2а	30—50	39—35	1450	10
1 В - 09	1—2,5	37—9,5	1450	1,7
1,5В - 1,3	3—6	58—23	1450	4,5
2 В - 1,6	6—10	54—26	1450	4,5

Продолжение табл. 32

Марка насоса	Производительность в м <sup>3</sup> /час	Полный напор в м вод. ст.	Число оборотов в мин.	Мощность электродвигателя в квт
2,5В - 1,8	11—17	60—30	1450	10
3 В - 2,7	20—35	90—40	1450	28
3 ВО - 2,7	20—35	90—40	1450	28
ЛК5 - 15	5—19	70—27	1450	7
ЛК - 11 - 7	9—18	26—11	1450	4,5
ЦНШ - 40	8—12,6	6—4	1425	1,0
ЦНШ - 40	10,8—24	26—18	2925	3,2
ЦНШ - 65	26—37	6—4	1425	2,2
ЦНШ - 65	30—70	30—20	2925	7,4

Примечания. 1. Марка К — центробежный одноступенчатый консольный насос для перекачки воды с температурой до 80°.

2. Марка ЦВ — центробежно-вихревой двуступенчатый насос для питания водой с температурой до 105°.

3. Марка Кс — конденсатный центробежный двуступенчатый насос для конденсата с температурой до 120°.

4. Марка В — вихревой одноступенчатый насос для перекачки воды с температурой до 90°.

5. Марка ЛК — вихревой одноступенчатый самовсасывающий насос для воды с температурой до 120°.

6. Марка ЦНШ — консольный центробежный одноступенчатый насос для воды с температурой до 80°.

7. Индексы в обозначениях насосов марок К и Кс показывают степень обточки рабочего колеса, так, например:

марка 2К-6 — насос с нормальным рабочим колесом;

марка 2К-6а — „ „ малообточенным рабочим колесом;

марка 2К-6б — „ „ более обточенным рабочим колесом.

## Технические показатели ручных насосов

Марка насоса	Производительность в л/сек	Развиваемый напор в м вод. ст.	Допустимая вакуумметрическая высота всасывания в м вод. ст.	Вес насоса в кг
БКФ-2	0,25—0,38	30	4,5	19
БКФ-4	0,65—1,0	30	4,5	27
ГН-60	0,03	50	1,2	13
ГН-200	0,08	300	1,2	20

Для питания паровых котлов с общей поверхностью нагрева более 100 м<sup>2</sup> устанавливается не менее двух центробежных насосов. Кроме того, должны быть питательные приборы, имеющие неэлектрический привод. Такими приборами могут быть ручные насосы либо водопровод. При этом давление в водопроводной сети непосредственно у котла должно быть на 1,5 атм выше, чем разрешенное рабочее давление котла.

Расчетное давление питательных насосов определяется по формуле

$$h_p = 10p_k + (10 \div 20) \text{ м вод. ст.}, \quad (46)$$

где  $p_k$  — рабочее давление котлов в атм.

Питание паровых котлов с давлением выше 0,7 атм (подведомственных Котлонадзору) осуществляется центробежными насосами. Количество установленных насосов не менее двух, из них один резервный. Резервный насос должен быть паровым, и часто бывает поршневым. Каждый из насосов рассчитывается на 120% максимально длительной производительности всех рабочих котлов. При установке трех и более питательных насосов их производительность подбирается так, чтобы при выходе из строя самого мощного насоса оставшиеся насосы могли обеспечить 120% максимально длительной производительности всех котлов. Обычно во время эксплуатации используются насосы, имеющими электропривод, как более экономичными. Однако из общего количества установленных насосов число насосов, имеющих паровой привод, должно быть таким, чтобы их суммарная производительность составляла не менее 120% максимально длительной производительности всех рабочих котлов<sup>1</sup>.

Для питания паровых котлов производительностью до 500 кг/час, работающих под давлением до 3 атм, в качестве вто-

<sup>1</sup> Требование инспекции Котлонадзора.

рого питательного прибора разрешается установка ручного насоса, который может быть заменен водопроводом, если давление в водопроводной сети непосредственно у котла превышает разрешенное рабочее давление в котле не менее чем на 1,5 ат. В этом случае в непосредственной близости от котла должен быть установлен манометр, указывающий давление в водопроводе.

Для питания паровых котлов производительностью до 100 кг/час, работающих под давлением до 3 атм, допускается установка одного питательного прибора. Этим питательным при-

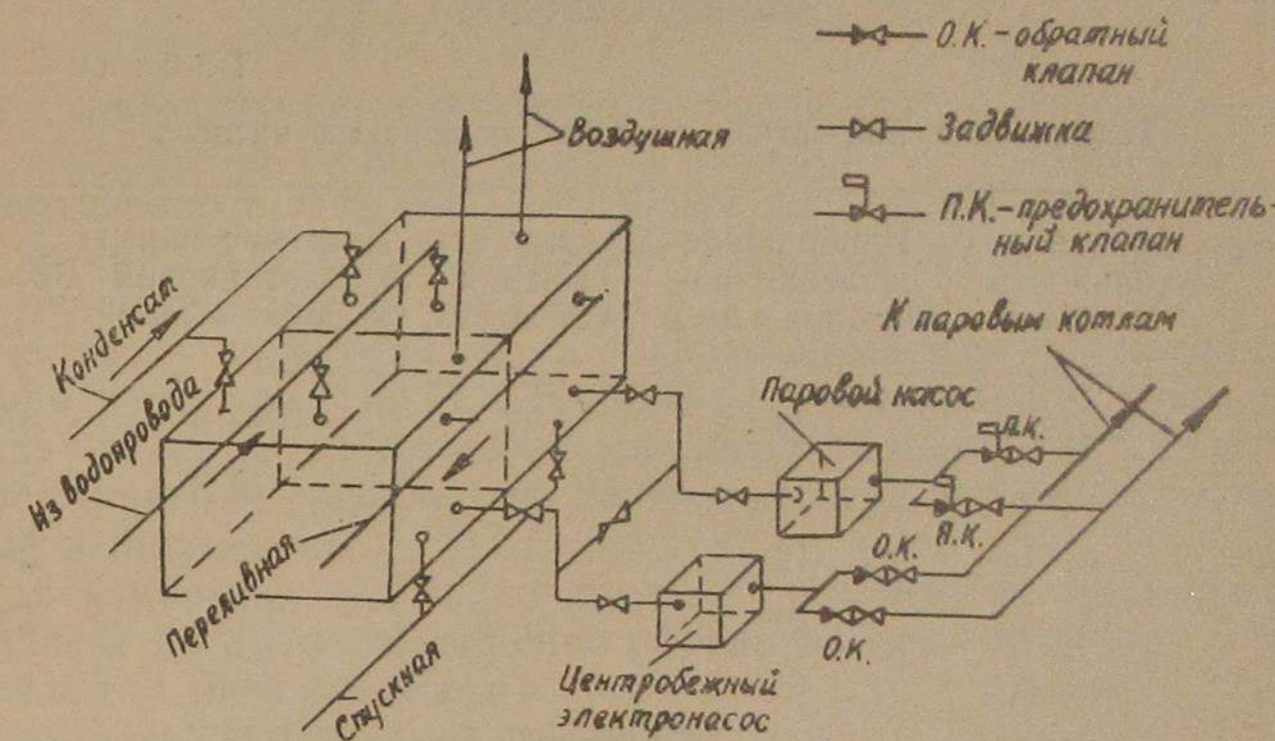


Рис. 17. Схема присоединения питательных баков к насосам.

бором может быть ручной насос либо непосредственно водопровод, если давление в сети превышает разрешенное рабочее давление в котле не менее чем на 1,5 ат.

Насосы забирают воду из сборного бака, куда поступает обратный конденсат и свежая вода, пополняющая потерю конденсата. Запас воды в сборном питательном баке делается не меньше чем на часовую производительность котлов. Водяных баков устанавливают два или же один бак делят перегородкой на две части.

Это дает возможность производить ремонт и окраску питательных баков.

На рис. 17 приведена схема расположения питательных баков и насосов.

Питательные насосы, присоединенные к общей питательной магистрали, должны иметь характеристики, допускающие их параллельную работу.

Мощность двигателей к питательным насосам определяется по формуле

$$N = \frac{10(p + 1 \div 3) \cdot D}{3600 \cdot 102 \cdot \eta} \text{ кВт}, \quad (47)$$



где  $p$  — давление в котле в *атм*; к нему добавляется от 1 до 3 *атм* на сопротивление трубопроводов;

$D$  — часовой расход питательной воды в *кг/час*;

$\eta$  — к. п. д. насоса.

Из паровых насосов наибольшим распространением в производственно-отопительных котельных пользуются поршневые насосы. Их основной недостаток — большой расход пара: от 50 до 100 *кг* на гидравлическую силу-час. В установках с расходом пара 20—30 *т/час* целесообразно устанавливать паротурбонасосы.

В табл. 34 приведены характеристики поршневых паровых насосов.

Таблица 34

Технические показатели паровых поршневых насосов

Марка насоса	Производительность в <i>м³/час</i>	Наибольшее давление нагнетения в <i>атм</i>	Высота всасывания в <i>м вод.ст.</i>	Давление пара в золотниковой коробке в <i>атм</i>	Вес в <i>кг</i>
46Г	5,5—14	20	6	15—16	375
46А	22—53	8	6	12	780
4А	6—14	12	—	7	250
ВЗ	15—35	12	—	7—9	520
В4	36—60	10	—	6—8	980

Паровые насосы — поршневые, вертикальные, сдвоенные, двухцилиндровые — предназначены для перекачки воды и нефтепродуктов с температурой до 50°, а горизонтальные насосы 4А, ВЗ и В4 предназначены для перекачки воды с температурой до 100°.

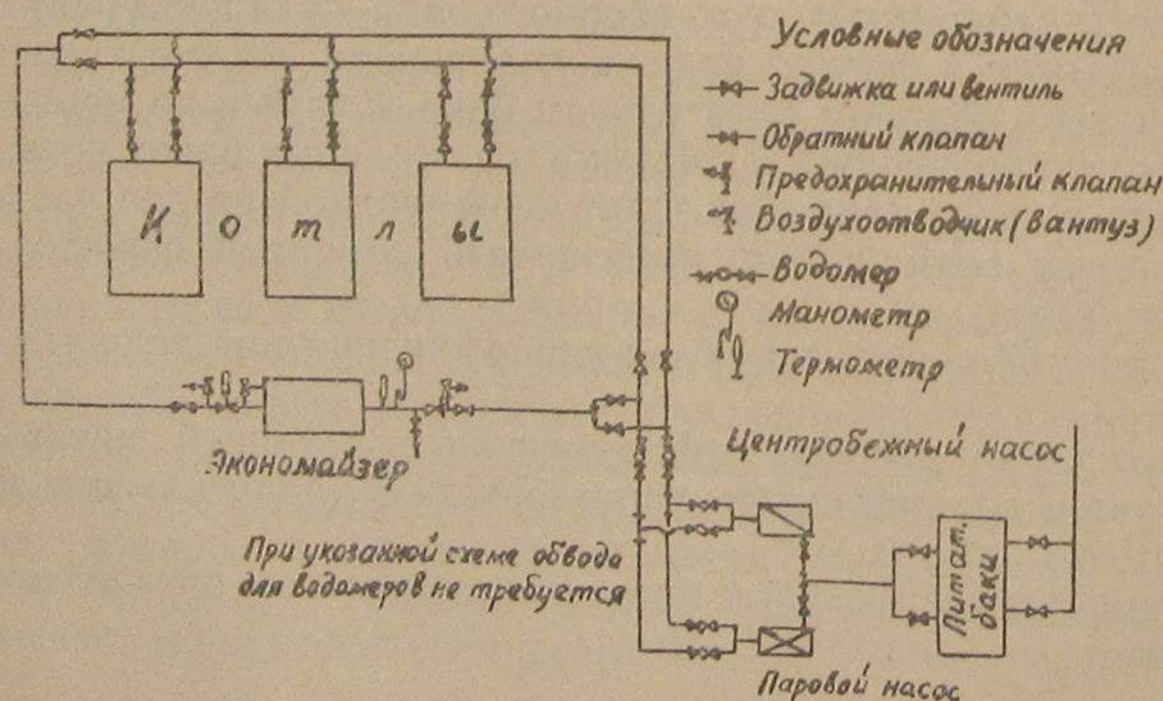


Рис. 18. Схема коммуникации трубопроводов котельной.

Насосы предназначены для работы на насыщенном паре.

Питательный трубопровод прокладывается двойной линией. Двойной линией объединяются питательные насосы и питательная арматура котла. Скорость движения воды по магистральным питательным линиям берется в пределах 1,0—2,0 *м/сек*, в ответвлениях к котлам — 0,5—1,0 *м/сек*.

На рис. 18 приведена примерная схема коммуникации трубопроводов котельной, оборудованной паровыми котлами.

## Водоподготовка

По характеру нагрузки возврат конденсата в отдельных случаях составит от 70 до 90% от потребности в питательной воде, соответственно с этим 30—10% будут дополнены добавочной водой, которая для предотвращения образования накипи должна быть очищена от солей жесткости.

Жесткость воды образуется содержащимися в ней катионами кальция и магния. По ГОСТу 6055-51 единицей для измерения больших жесткостей является миллиграмм-эквивалент в литре, соответствующий содержанию 28,04 миллиграмма окиси кальция (CaO) в литре воды.

Для измерения малых жесткостей применяется микрограмм-эквивалент на литр, сокращенно обозначаемый *мкг-экв/л*.

1 *мг-экв/л* = 1000 *мкг-экв/л*;

1 *мг-экв/л* = 2,804 градуса жесткости.

И, наоборот, 1 градус жесткости = 0,3566 *мг-экв/л*.

Общую щелочность воды составляют содержащиеся в ней анионы  $\text{OH}^-$ ,  $\text{CO}_3^{2-}$ ,  $\text{HCO}_3^-$ . Щелочность воды составляют гидраты, карбонаты и бикарбонаты щелочных и щелочно-земельных металлов: натрия, калия, кальция и магния. Щелочность аналогично жесткости измеряется миллиграмм- и микрограмм-эквивалентами на литр.

Показателями качества воды, применяемой для питания котлов, являются: содержание взвешенных веществ, сухой остаток, жесткость и щелочность.

Исходная вода, добавляемая к питательной, должна подвергаться предварительной обработке для удаления из нее взвешенных веществ и солей жесткости. Наиболее простым, не требующим громоздкой аппаратуры методом химической очистки воды является катионирование натрием.

При применении исходной воды из естественных водоемов (рек, прудов, озер) необходимо предварительно удалять из нее взвешенные вещества, т. е. осветлять путем пропускания через механические (кварцевые) фильтры, загруженные песком. При применении подземных вод (колодезных) предварительное осветление не требуется.

Если исходить из 70% циркулирующей воды и теплопроизводи-

тельности котельной МТС, равной 720000 ккал/час, то ориентировочное потребление питательной воды составит около 3 м<sup>3</sup>/час. Потребная производительность водоочистки будет порядка 1 м<sup>3</sup>/час.

Тогда площадь фильтрации механических фильтров определяется по следующей упрощенной формуле

$$F = \frac{Q}{w} m^2, \quad (48)$$

где  $Q$  — производительность водоочистки в м<sup>3</sup>/час;  
 $w$  — скорость фильтрации; для обычных механических фильтров 5 м/час.

Откуда для рассматриваемого случая

$$F = \frac{1}{5} = 0,2 \text{ м}^2; \text{ а диаметр фильтра } d = \approx 0,5 \text{ м.}$$

Исходя из условий надежности работы, устанавливают два фильтра, из которых второй будет резервным. На рис. 19 приведена схема включения механического напорного фильтра. При осветлении и отмывке вода движется в направлении сверху вниз, а при взрыхлении — в обратном направлении — снизу вверх.

Умягчение воды натрийкатионированием происходит в натрийкатионитовых фильтрах, загруженных сульфуголем. Сульфуголь представляет собой каменный уголь с размером зерна 0,25—1,2 мм, обработанный крепкой серной кислотой. Годовой износ сульфуголя составляет 10—15%.

В натрийкатионитовых фильтрах происходит умягчение воды за счет катионного обмена.

Соли кальция и магния, создающие жесткость воды, поглощаются сульфуголем, а взамен их в воду переходят катионы натрия по реакциям

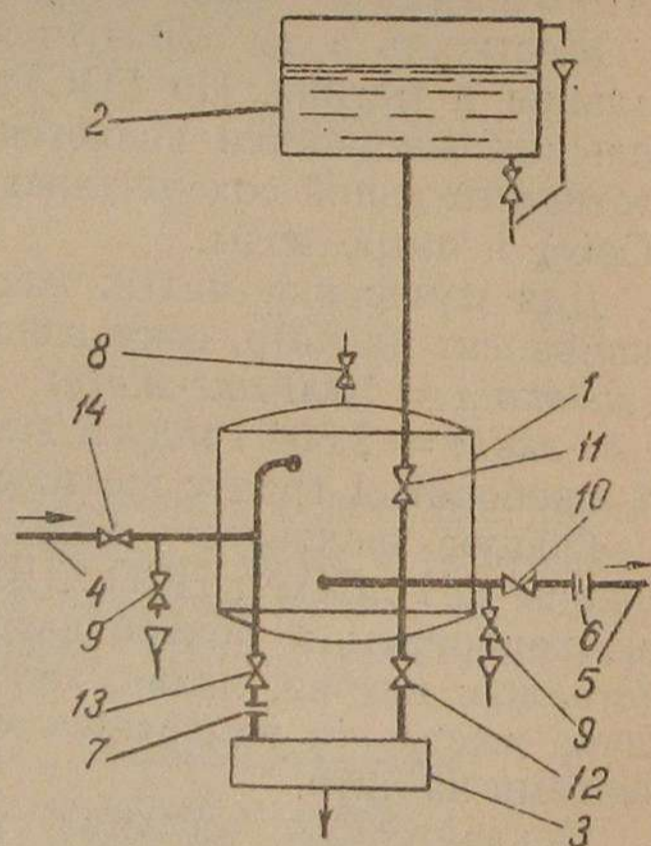
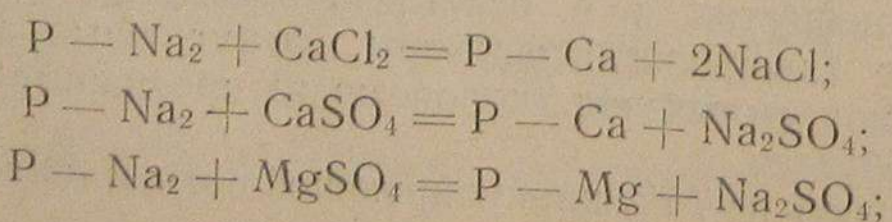
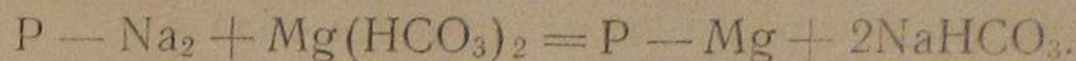
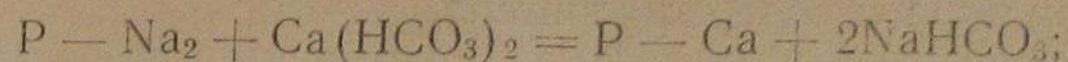
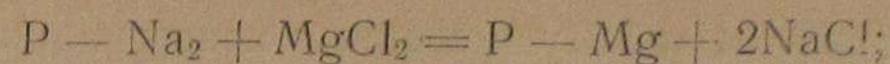
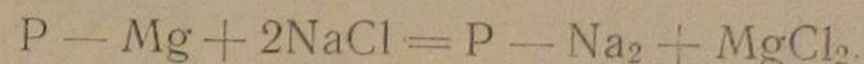
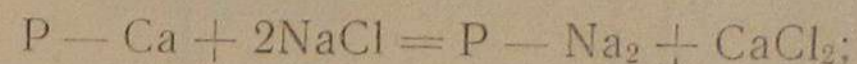


Рис. 19. Схема включения механического напорного фильтра:

- 1 — фильтр; 2 — бак промывочной воды;  
 3 — дренажное корыто; 4 — подвод исходной воды; 5 — отвод осветленной воды;  
 6 — расходомер; 7 — ограничитель взрыхления; 8 — воздушник; 9 — отбор проб;  
 10, 11, 12, 13 и 14 — запорная арматура.



В процессе работы происходит истощение сульфуголя, и он перестает умягчать воду. Для восстановления умягчающей способности сульфуголя его необходимо подвергнуть регенерации раствором поваренной соли. При этом реакции идут в обратном направлении



Потребная площадь фильтрации катионитовых фильтров вычисляется по следующей упрощенной формуле

$$F = \frac{Q \cdot m(T + t)}{h \cdot e} m^2, \quad (49)$$

где  $Q$  — производительность катионитовой установки в м<sup>3</sup>/час;  
 $T$  — продолжительность работы фильтра между очередными регенерациями в час;  
 $t$  — длительность простоя фильтра при производстве регенерации в час;  
 $m$  — общая жесткость умягчаемой воды в мг-экв/л;  
 $e$  — обменная емкость катионита в г-экв/м<sup>3</sup>;  
 $h$  — высота слоя катионита в м.

Например, необходимая площадь фильтрации при  $m = 10$  мг-экв/л;  $T + t = 12$  час.;  $e = 300$  г-экв/м<sup>3</sup>;  $h = 2$  м;  $Q = 1$  м<sup>3</sup>/час определится так:

$$F = \frac{1 \cdot 10 \cdot 12}{2 \cdot 300} = 0,2 \text{ м}^2,$$

откуда необходимый диаметр фильтра будет 0,5 м. Для обеспечения надежной работы желательна установка двух катионитовых фильтров, из которых один будет резервным.

Работа катионитовых фильтров состоит из последовательно проводимых пяти операций: умягчения, взрыхления, регенерации, отмывки в дренаж и отмывки в бак.

Для взрыхления механических и катионитовых фильтров желательно устанавливать баки, однако при упрощенной схеме можно работать без них. Все вышеуказанное оборудование работает под давлением от 1 до 3 атм. При отсутствии водопровода должен быть установлен насос, подающий воду с напором 10—30 м вод. ст. в зависимости от местных условий.

Для установок небольшой мощности рекомендуются приве-

денные на рис. 20, 21 и 22 упрощенные конструкции катионитового фильтра и солерастворителя.

Приведенный на рис. 20 и 21 катионитовый фильтр упрощенной конструкции работает следующим образом:

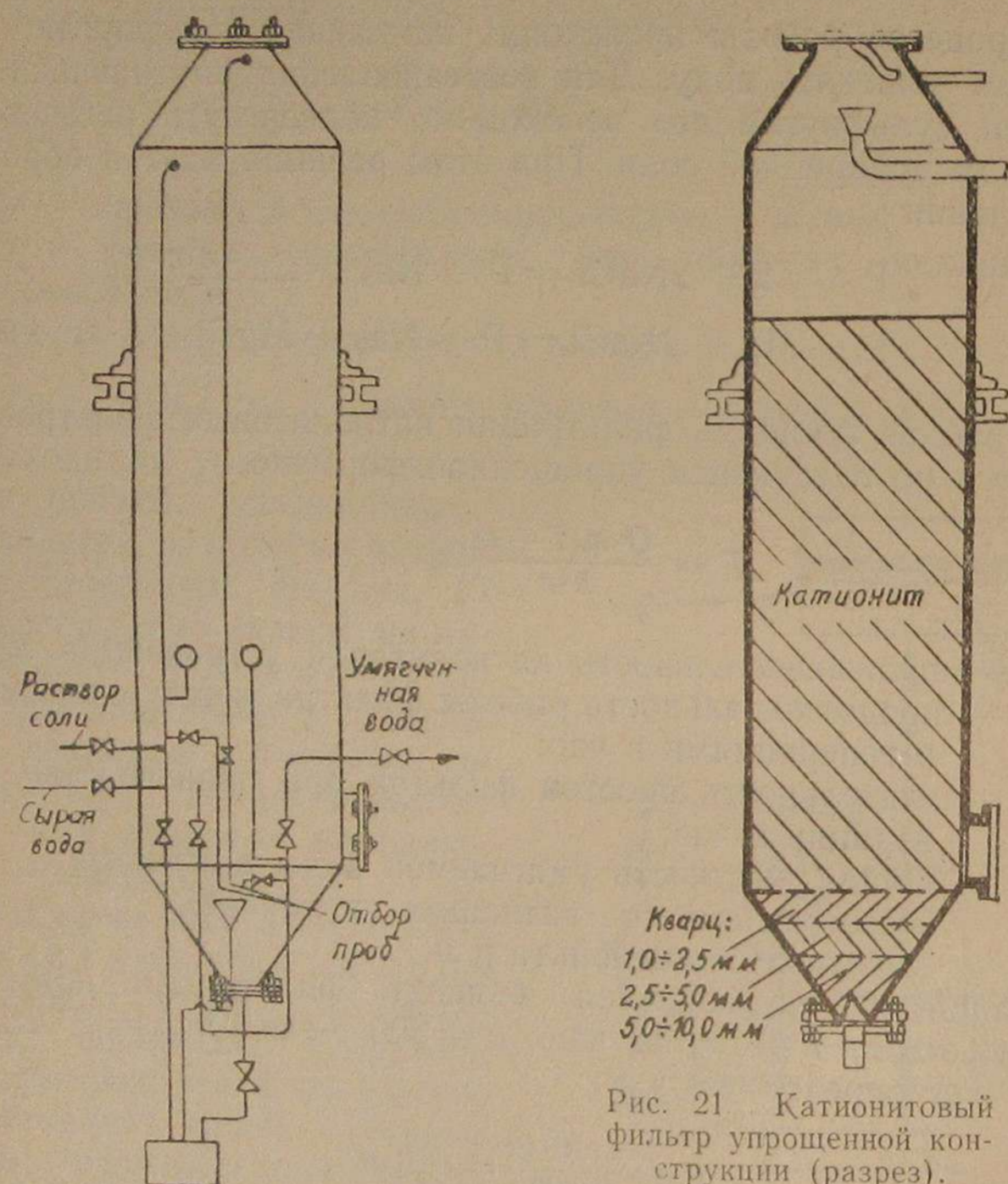


Рис. 20. Катионитовый фильтр упрощенной конструкции (фронт).

Рис. 21. Катионитовый фильтр упрощенной конструкции (разрез).

а) при умягчении вода подается на фильтр сверху, а умягченная выходит снизу фильтра;

б) при взрыхлении вода подается снизу фильтра и движется в обратном направлении снизу вверх;

в) солевой раствор при регенерации фильтра, а также вода для отмывки фильтра подаются на верх фильтра и выходят снизу в дренаж.

На рис. 22 приведен солерастворитель. Соль загружается перед регенерацией сверху через воронку. Затем подается непрерывно вода на верх солерастворителя, а солевой раствор под давлением поступающей воды выходит снизу солерастворителя и

подается на верх катионитового фильтра. Эта операция происходит во время регенерации сульфогля. При промывке солерастворителя вода подается в обратном направлении — снизу вверх.

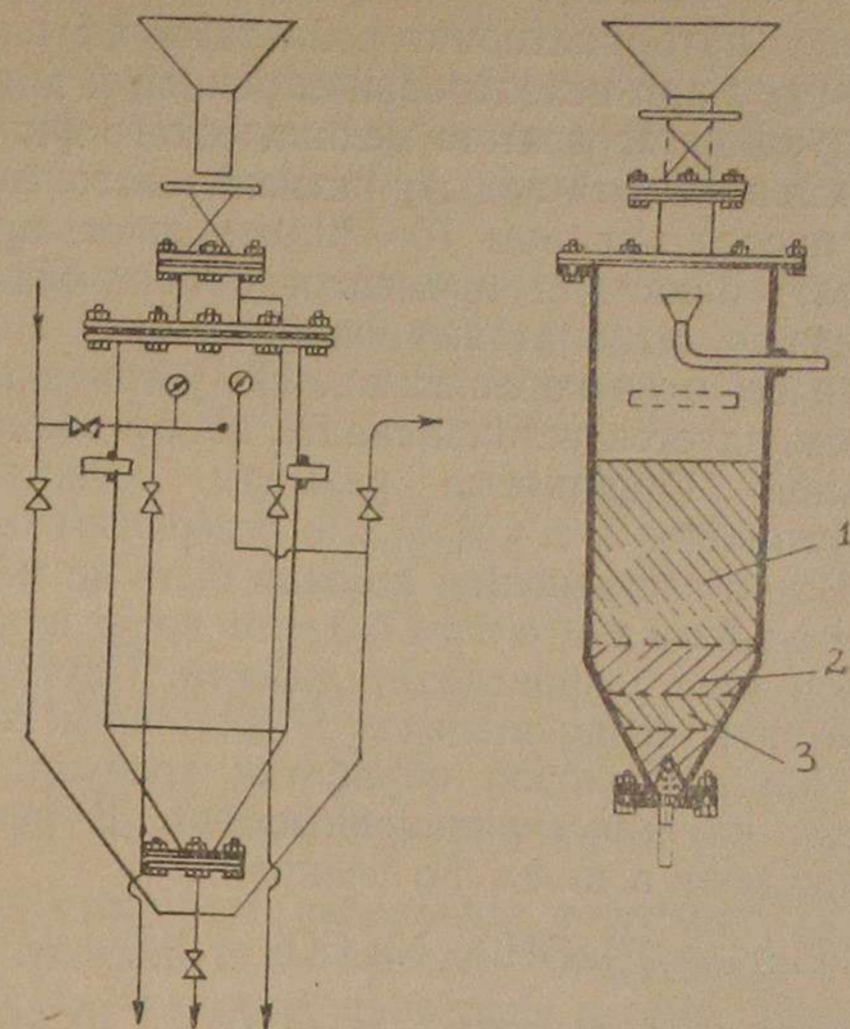


Рис. 22. Солерастворитель для фильтров малой производительности:

- 1 — первый слой гравия размером 1,5—2 мм;
- 2 — второй слой гравия размером 2—3 мм;
- 3 — третий слой гравия размером 5—7 мм.

Расход соли на одну регенерацию подсчитывается по формуле

$$B = \frac{E \cdot l}{1000} \text{ кг.} \quad (50)$$

где  $E$  — емкость поглощения катионитового фильтра в г-экв;  
 $l$  — удельный расход поваренной соли, обычно принимается равным 200 г на г-экв.

Емкость поглощения катионитового фильтра подсчитывается по формуле

$$E = F \cdot h \cdot e \text{ г-экв,} \quad (51)$$

где  $F$  — площадь фильтрации катионитового фильтра в  $\text{м}^2$ ;  
 $h$  — высота слоя сульфогля в м;  
 $e$  — обменная емкость сульфогля в г-экв/ $\text{м}^3$ .

Подставляя в формулу 51  $F = 0,2 \text{ м}^2$ ,  $h = 2 \text{ м}$ ,  $e = 300 \text{ г-экв/м}^3$ , получим

$$E = 0,2 \cdot 2 \cdot 300 = 120 \text{ г-экв.}$$

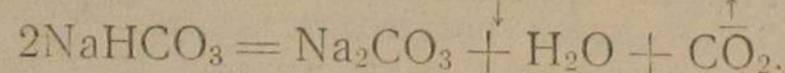
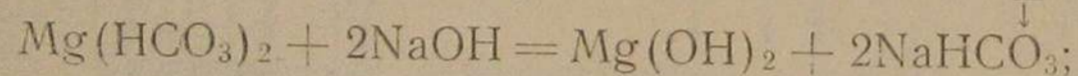
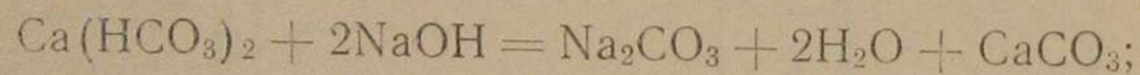
По формуле 50 находим

$$B = \frac{120 \cdot 200}{1000} = 24 \text{ кг.}$$

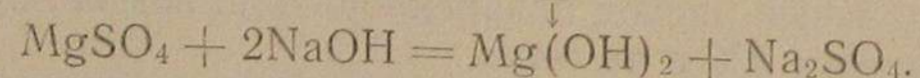
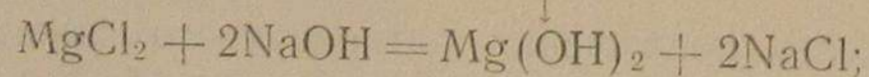
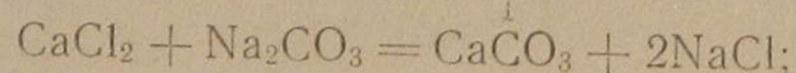
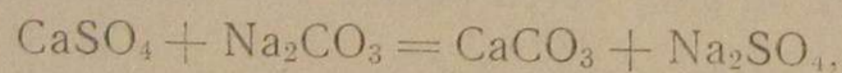
Оборудование натрийкатионитовой водоочистки производительностью 1 м<sup>3</sup>/час при использовании речной и подземной воды состоит из следующих агрегатов: механического фильтра (только при использовании речной воды); катионитового фильтра; соле-растворителя; насоса напором 10—30 м вод. ст. производительностью 2 м<sup>3</sup>/час; бака для промывки механических фильтров; бака для промывки катионитовых фильтров.

Помещение водоочистки. На установках небольшой мощности рекомендуется устанавливать оборудование водоочистки в котельной. Габаритные размеры установки без резервного оборудования 3 ÷ 4 × 1 м, с резервным оборудованием 3 ÷ 4 × 2 м. Высота помещения должна быть не менее 3 м.

Внутрикотловая обработка воды применяется для паровых котлов малой производительности. Внутрикотловая обработка сводится к вводу щелочей и периодическому удалению шлама. Для внутрикотловой обработки требуются химические реагенты: сода, каустик, тринатрийфосфат. В результате соли жесткости выпадают в шлам по реакциям:



Образующаяся кальцинированная сода используется для дальнейших реакций:



Расходовать кальцинированную соду на уничтожение карбонатной жесткости воды не требуется, так как она образуется в процессе внутрикотловой обработки по вышеуказанным реакциям. Количество вводимых щелочей подсчитывают по упрощенной формуле

$$G = \frac{D \cdot H \cdot K}{1000} \frac{\text{кг}}{\text{час}}, \quad (52)$$

где  $D$  — количество добавочной воды в т/час;  
 $H$  — некарбонатная жесткость добавочной воды в мг-экв/л;

$K$  — эквивалент щелочного осадителя; для едкого натра  $K = 40$ ; для кальцинированной соды  $K = 53$ ; для тринатрийфосфата  $K = 127$ .

Норма общей щелочности котловой воды при этом рекомендуется от 3 до 10 мг-экв/л.

Применение внутрикотловой обработки воды допускается для вод с жесткостью не выше 11 мг-экв/л. Для котлов, не имеющих грязевиков и нижних барабанов, применение внутрикотловой обработки не рекомендуется.

Внутрикотловую обработку воды можно осуществлять также путем частичного катионирования натрием. Через катионитовый фильтр пропускается часть воды, которая определяется по формуле

$$y = \frac{H - M}{H}, \quad (53)$$

где  $H$  — жесткость;

$M$  — щелочность воды.

### Стоимость котельной

Примерная стоимость небольшой котельной (в ценах и нормах 1955 г.), состоящей из 5 котлов «Универсал» с поверхностью нагрева по 34,4 м<sup>2</sup> каждый, приведена в табл. 35.

Таблица 35

Ориентировочная стоимость котельной

Наименование	Единица измерения	Количество единиц	Стоимость единицы в руб.	Общая стоимость в руб.
Строительные работы . . . . .	м <sup>3</sup>	932	70,10	65335
Сантехнические работы . . . . .	"	932	3,75	3495
Оборудование котельной . . . . .	котлы	5	10070	50350
Электроосвещение . . . . .	м <sup>3</sup>	932	2,35	2190

ИТОГО . . . . . 121370

Раздел III  
ЛОКОМОБИЛИ

При невозможности получения электроэнергии извне можно соорудить на территории МТС свою электростанцию, чаще локомобильную. В соответствии с ГОСТом 3492-46 в Советском Союзе предусмотрен выпуск локомобилей следующих марок (табл. 36).

Типы локомобилей по ГОСТу<sup>1</sup> Таблица 36

Типы локомобиля	Условные обозначения	Номинальная максимально-продолжительная мощность локомобиля э. л. с.					
		18*	25	38*	53	75*	—
Передвижные . . . . .	П	18*	25	38*	53	75*	—
Стационарные силовые конденсационные . . . .	СК	125*	175	250*	350*	500	700
Стационарные теплофикационные с промежуточным отбором пара и конденсацией . . . . .	СТК	125	175	250	350	500	700
Стационарные теплофикационные с противодавлением . . . . .	СТ	125*	175	250	350	—	—

Как правило, все локомобили работают на перегретом паре. В локомобилях типа П отработанный пар выпускается в атмосферу, и паровая машина работает на выхлоп. При дымовой трубе соответствующей высоты возможна работа с противодавлением до 0,5 ати. Локомобили марки П могут быть на колесном

<sup>1</sup> Типы локомобилей, отмеченные звездочкой (\*), выпускаются в настоящее время.

ходу или на подставках для стационарной работы. Передача мощности осуществляется ремнем с одного или двух маховиков (шкивов) в любую сторону вращения.

Типы локомобилей для МТС

В условиях МТС могут применяться локомобили СК, СТ и СТК. Стационарные конденсационные локомобили СК имеют машины с двукратным расширением пара. Пар из цилиндра низкого давления поступает в конденсатор. Предусмотрена возможность отбора пара из ресивера. Передача мощности осуществляется ремнем с одного или двух маховиков в любую сторону вращения или путем непосредственного соединения с генератором.

Стационарные теплофикационные локомобили с противодавлением СТ имеют одноцилиндровую машину с однократным расширением пара до давления 3,5 ÷ 0,2 ати.

Стационарные теплофикационные локомобили с промежуточным отбором пара и с конденсацией СТК имеют машины-компаунд двукратного расширения. При необходимости использования пара для технологических целей можно применить приспособление для отбора ресиверного пара с давлением 0,5—3 ати. Мощность локомобиля будет соответственно понижаться в зависимости от количества и давления отбираемого пара. Количество отобранного пара может достигать до 70% всего вырабатываемого котлом; при этом мощность понижается до 20—30% от максимально-длительной. Изменения мощности локомобилей в зависимости от количества отбираемого пара приведены в табл. 37.

Характеристика теплофикационных локомобилей<sup>1</sup> Таблица 37

Величины	Локомобили с противодавлением				Локомобили с промежуточным отбором пара			
	СТ	СТ	СТ	СТ	СТК	СТК	СТК	СТК
Марки локомобилей . . . . .	СТ	СТ	СТ	СТ	СТК	СТК	СТК	СТК
Номинальная мощность в э. л. с. . . . .	125	175	250	350	125	175	250	350
Максимальный отбор пара давлением 3 ати в кг/час . . . . .	—	—	—	—	450	600	850	1200
Количество отработавшего пара при противодавлении 3,5 ати в кг/час . . . . .	1000	1300	1900	2500	—	—	—	—
Мощность при указанном отборе пара или противодавлении в э. л. с. . . . .	85	115	170	220	85	120	170	240

<sup>1</sup> Данные взяты из ГОСТа 3492-46.

Примечание. Номинальные мощности локомотивов типа СТК указаны без отбора пара.

Электрические нагрузки МТС на 100 и 60 тракторов приведены в табл. 38.

Таблица 38

Электрические нагрузки МТС на 60 и 100 тракторов

Величины в квт	М Т С	
	на 60 тракторов	на 100 тракторов
Электроосвещение . . . . .	49,0	72,8
Электросиловое оборудование . . . . .	200,0	212,2
Установленная мощность электроприемников . . . . .	249,0	285,2
Потребная мощность . . . . .	195,0	215,0
Потребная мощность с учетом коэффициента одновременности 0,8 . . . . .	155,0	172,0

Для обеспечения электрической и тепловой энергией как производственного, так и жилого секторов целесообразно установить 2 локомотива, один типа СТ-125, второй СК-125 мощностью по 125 л. с. каждый.

Ниже приводим основные технические данные для этих и некоторых других локомотивов, которые могут найти применение в МТС других мощностей.

Таблица 39

Основные технические данные для локомотивов

Параметры	Типы локомотивов				
	СК-125	СК-250	СК-350	СТ-100	СТ-125
Максимально - длительная мощность локомотива в э. л. с. . . . .	125	250	350	—	—
а) при работе с противодавлением 0,2 ати . . . . .	—	—	—	100	125
б) при работе с противодавлением 3,5 ати . . . . .	—	—	—	70	85
Давление пара в котле в ати . . . . .	15	15	15	16	15

Продолжение табл. 39

Параметры	Типы локомотивов				
	СК-125	СК-250	СК-350	СТ-100	СТ-125
Температура перегретого пара в град. . . . .	350-380	320-340	320-360	320-350	330-380
Поверхность нагрева котла в м <sup>2</sup> . . . . .	22,9	50,8	71,3	26,5	31,9
Поверхность нагрева перегревателя в м <sup>2</sup> . . . . .	23,6	46,6	66,5	25,1	30,5
Давление в конденсаторе в ати . . . . .	0,12	0,12	0,12	—	—
Тип машины . . . . .	двухцилиндровая тандем		компауд		одноцилиндровая
Максимальный отбор тепла при максимально-длительной мощности в тыс. ккал/час . . . . .	—	—	—	320	450
Число об/мин при максимально-длительной нагрузке . . . . .	280	187	187	320	280
Размеры маховика в мм:					
диаметр . . . . .	1700	2500	2700	1500	1700
ширина . . . . .	320	500	600	280	320
Степень неравномерности хода . . . . .	$\frac{1}{160}$	$\frac{1}{180}$	$\frac{1}{200}$	$\frac{1}{140}$	$\frac{1}{160}$
Стоимость локомотива в руб. с электрогенератором и топочным оборудованием для сжигания:					
каменного угля . . . . .	87500	150000	220000	77200	90350
бурого угля . . . . .	93500	158000	230000	83200	96350
кускового торфа . . . . .	102500	168000	245000	92200	105350
Дымовая труба для создания естественной тяги:					
внутренний диаметр в мм . . . . .	520	720	800	500	520
высота (без цоколя) в м . . . . .	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
вес в т . . . . .	3,4	5,0	6,0	3,2	3,4
Стоимость дымовой трубы, отпускаемой локомотивостроительным заводом за отдельную плату, в руб. . . . .	8400	14000	16700	8200	8400

Параметры	Типы локомотивов				
	СК-125	СК-250	СК-350	СТ-100	СТ-125
Приблизительный расход на локомотив при максимально-длительной нагрузке в кг/час:					
масла машинного . . .	0,27	0,42	0,56	0,25	0,26
масла цилиндрического . . .	0,15	0,25	0,33	0,125	0,15
питательной воды . . .	680	1315	1840	740 ÷ 1300	925 ÷ 1625
воды на конденсацию пара с $t_{в} = 10-15^{\circ}$ . . .	20400	44500	55000	—	—
Вес локомотивов в кг (без электрооборудования и теплообменников):					
а) нетто . . . . .	15500	28800	41500	8300	13800
б) брутто . . . . .	16300	31300	45000	9500	15000
Габаритные размеры (при внутренней топке) в мм:					
длина . . . . .	7965	9060	9300	6560	7125
ширина . . . . .	3780	4500	5860	2450	4560
высота . . . . .	3140	3445	3935	2570	3140

В локомотиве СК-250 предусмотрена возможность отбора пара давлением до 3,0 атм из ресивера. При максимально-возможном количестве отобранного пара (1100 кг/час с давлением 3,0 атм) мощность локомотива равна 200 л.с.

Соответствующие расходы для машин СТ указаны при противодавлениях 0,2 ÷ 3,5 атм.

Приведенные в табл. 39 локомотивы выпускаются Людиновским, Сызранским и Херсонским заводами.

На рис. 23 и 24 даны тепловые схемы паросиловых установок с локомотивами СК и СТК. В обоих случаях предполагается наличие катонитовой водоочистки. На рис. 25 приведены план и разрез паросиловой установки с локомотивом СК.

Топочные устройства в локомотивах выполняются либо в виде внутренних топок, либо в виде выносных. Внутренние топки, как правило, применяются при сжигании каменных углей и антрацитов. Для сжигания низкосортных видов местного топлива — торфа и бурого угля применяются выносные топки.

На рис. 26 показана топка с качающимися колосниками для

сжигания измельченного торфа повышенной зольности и кускового бурого угля<sup>1</sup>.

Основным элементом топки является плоская дутьевая решетка, составленная из ряда качающихся колосников 1, которые при

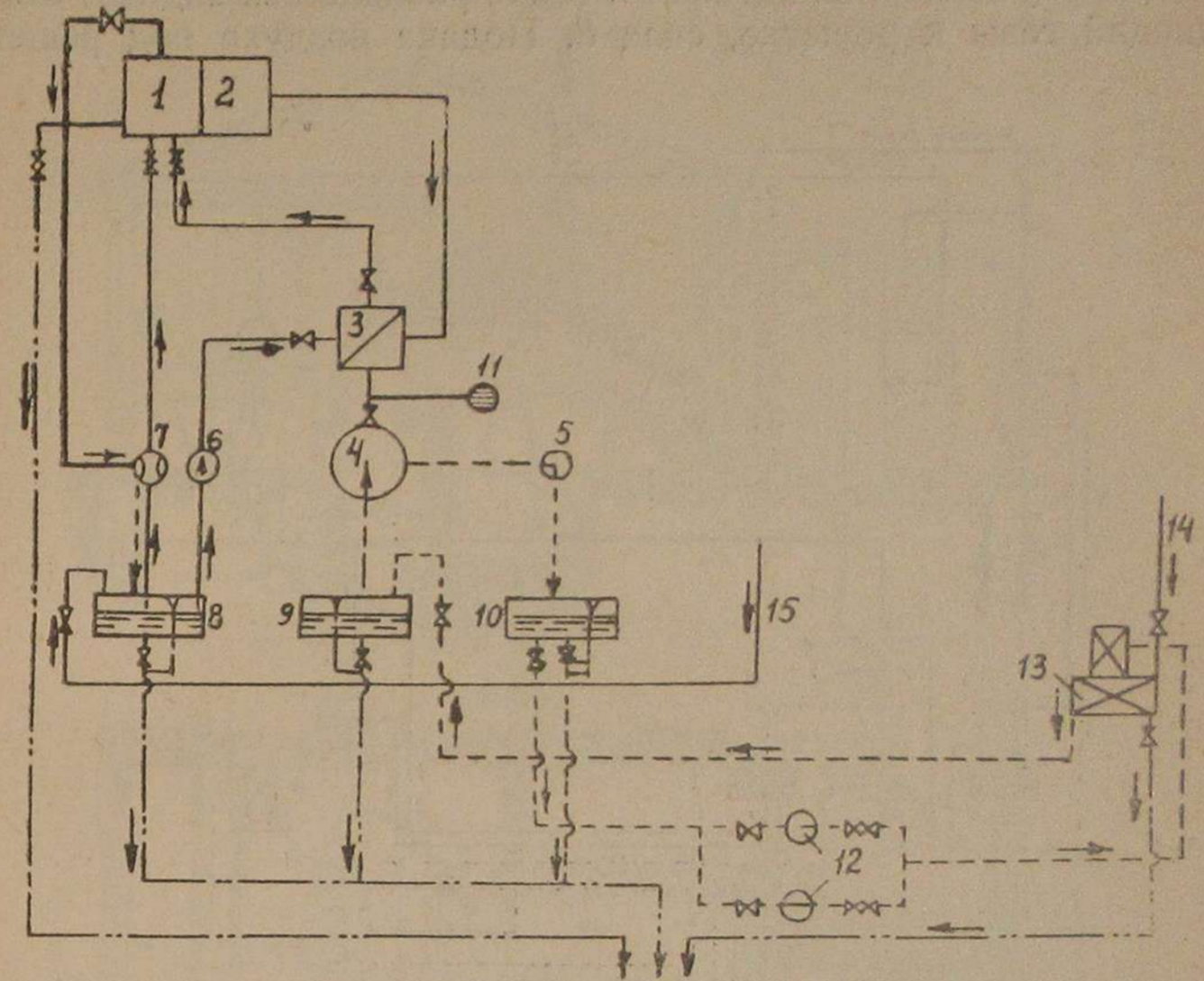


Рис. 23. Тепловая схема установки с локомотивом СК:

1 — котел; 2 — машина; 3 — подогреватель питательной воды; 4 — конденсатор; 5 — мокро-воздушный насос; 6 — плунжерный питательный насос; 7 — инжектор; 8 — бак питательной воды; 9 — бак охлаждающей воды; 10 — бак горячей воды (сливной); 11 — выхлоп; 12 — циркуляционные насосы; 13 — градирня; 14 — подвод воды из водопровода; 15 — подвод питательной воды.

качании рычага 3 могут поворачиваться под углом 45° в обе стороны от нейтрального положения. При качании колосников через образовавшиеся зазоры просыпается накопившаяся зола; при шлакующих топливах, кроме того, взламывается шлаковая подушка. Последняя раздробляется колосниками на мелкие куски, способные проваливаться через зазоры между колосниками. Колосниковая решетка смонтирована в чугунной раме, уложенной в кладку и состоящей из поперечных и продольных чугунных балок 2.

По сравнению с неподвижной плоской дутьевой решеткой такая конструкция решетки, при сравнительно небольших усложнениях, имеет ряд существенных преимуществ: кочегар освобож-

<sup>1</sup> Топка сконструирована сотрудниками Украинского научно-исследовательского института местной и топливной промышленности кандидатом технических наук В. Г. Перковым и инженером Г. Б. Фройштетером.

дается от трудной и утомительной работы — чистки решетки; решетку можно чистить частично; золу и шлак удалять во время работы топки, что очень важно при сжигании многозольных видов топлива.

Для улучшения зажигания в топке расположен задний, отклоняющий газы к решетке, свод 8. Подача воздуха под решетку

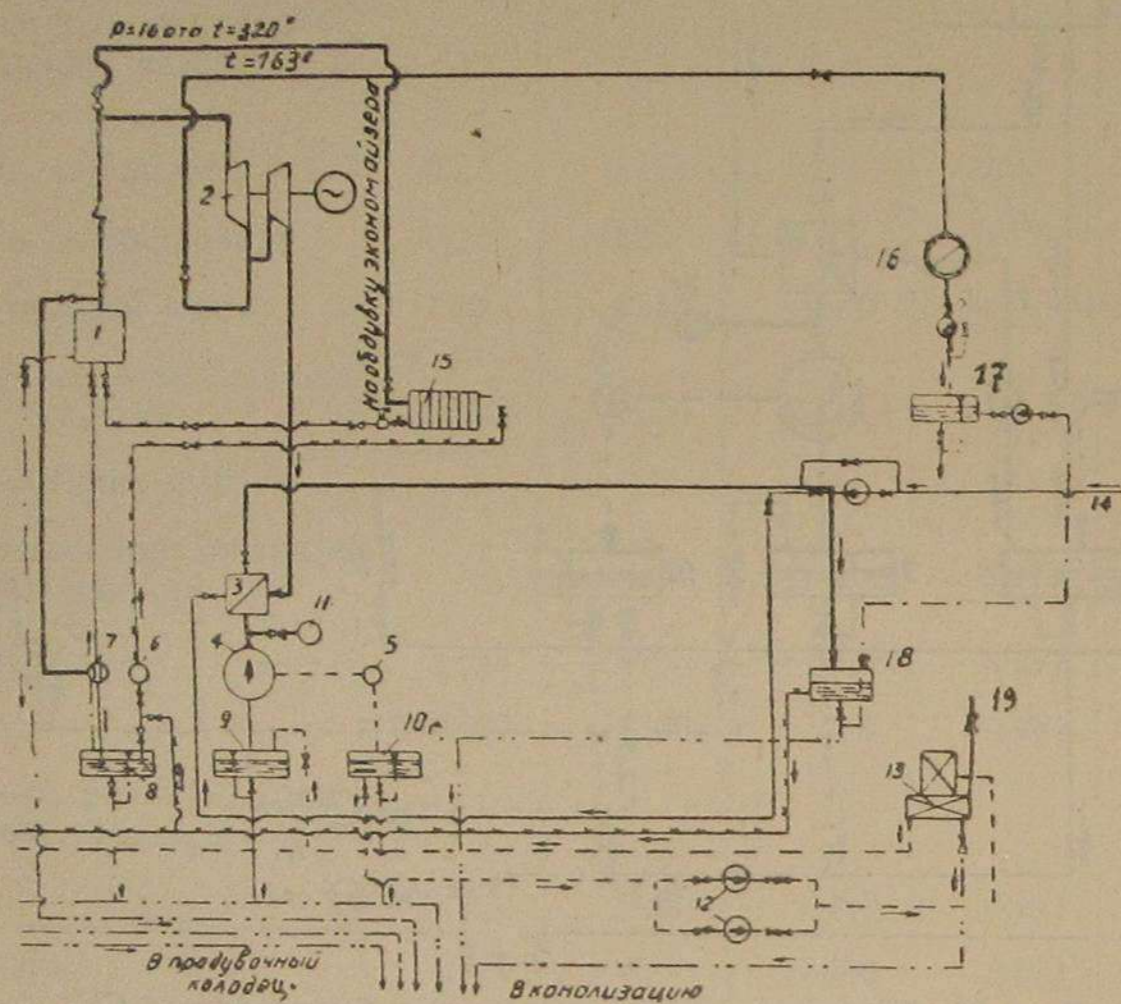


Рис. 24. Тепловая схема установки с локомотивами СТК:

1 — котел; 2 — машина; 3 — подогреватель питательной воды; 4 — конденсатор; 5 — мокро-воздушный насос; 6 — питательный насос; 7 — инжектор; 8 — бак питательной воды; 9 — бак охлаждающей воды; 10 — бак горячей воды (сливной); 11 — выхлоп; 12 — циркуляционные насосы; 13 — градирня; 14 — питательная вода из водоочистки; 15 — центральный водяной экономайзер; 16 — потребитель пара; 17 — бак и насос для конденсата (у потребителей); 18 — общий питательный бак; 19 — подпиточная вода в градирню.

осуществляется вентилятором среднего давления, обеспечивающим давление воздуха в зольнике до 70—80 мм вод. ст.

При работе топки на торфяной крошке с влажностью 40—43%, зольностью на абсолютно сухую массу 20—24% и теплотворной способностью рабочего топлива 1950—2100 ккал/час были получены следующие результаты: тепловое напряжение решетки 600—650 · 10<sup>3</sup> ккал/м<sup>3</sup> час; тепловое напряжение топочного пространства 270—300 · 10<sup>3</sup> ккал/м<sup>3</sup> час; коэффициент избытка воздуха 1,4—1,6; потеря от химической неполноты горения 2,6—2,8%; потеря от механической неполноты горения 5,5—6,5%.

Эти данные получены при использовании весьма мелкой торфяной крошки с 50% частиц размером менее 5 мм. При этом, ввиду

низкой температуры плавления золы, наблюдалось интенсивное шлакование, и все же качающиеся колосники работали вполне надежно, обеспечивая проваливание большей части (до 90%) шлака в зольник. Кочегар во время работы, примерно каждый

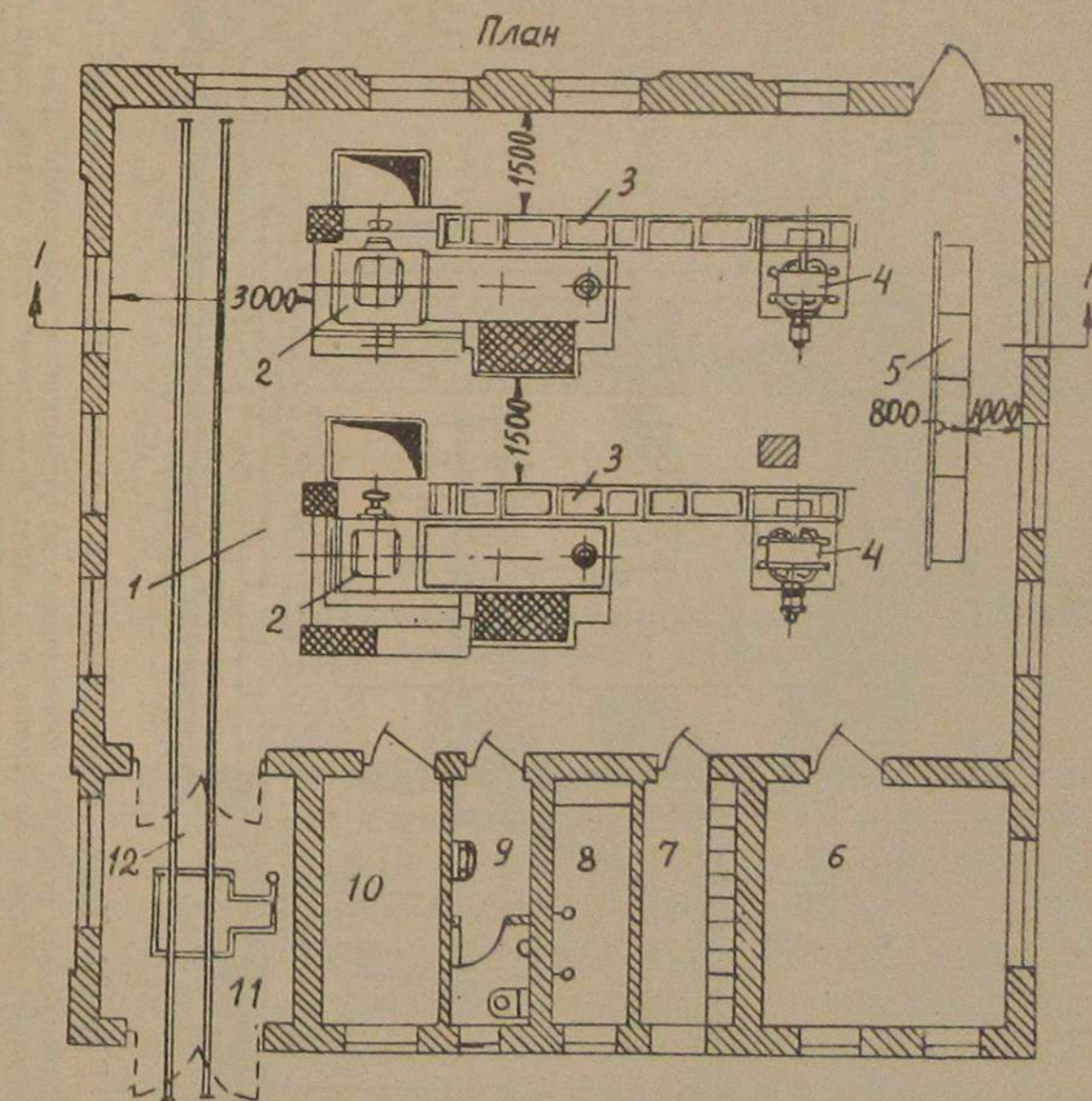
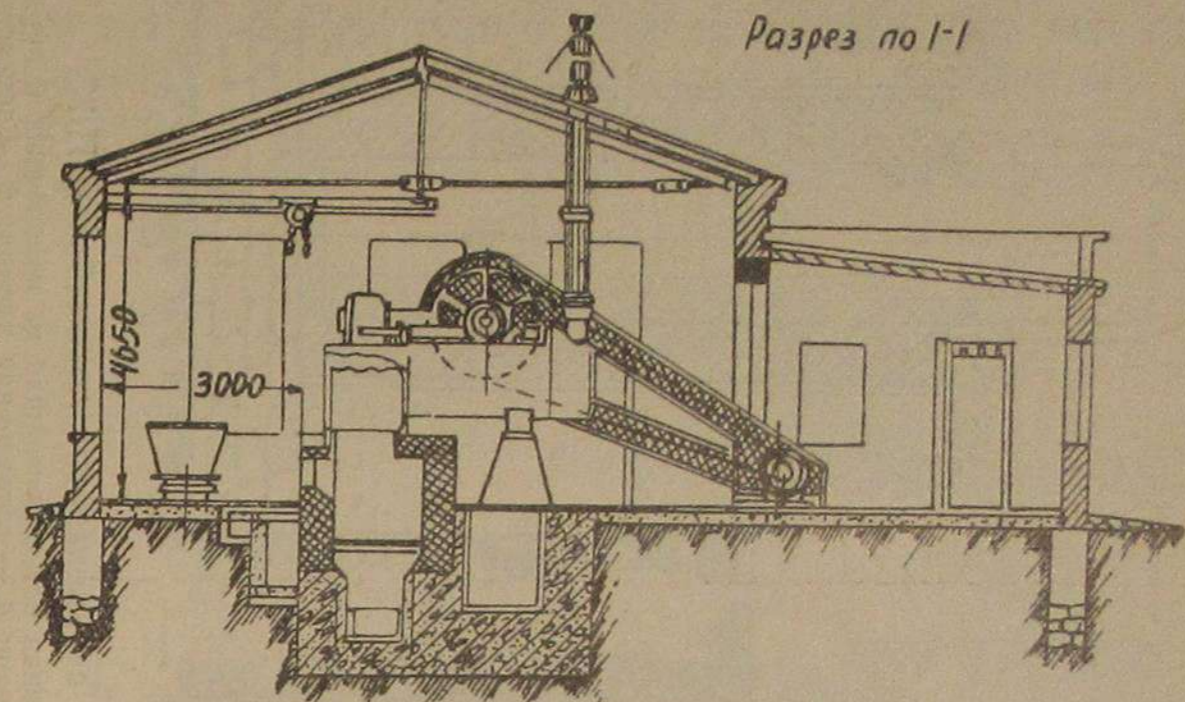


Рис. 25. План и разрез локомотивной электростанции:

1 — котельное и машинное отделение; 2 — локомотивы; 3 — ограждение приводных ремней; 4 — электрические генераторы; 5 — распределительный щит; 6, 7, 8, 9, 10 — вспомогательные помещения; 11 — тамбур; 12 — узкая колея для подачи топлива.



Разрез по I-I

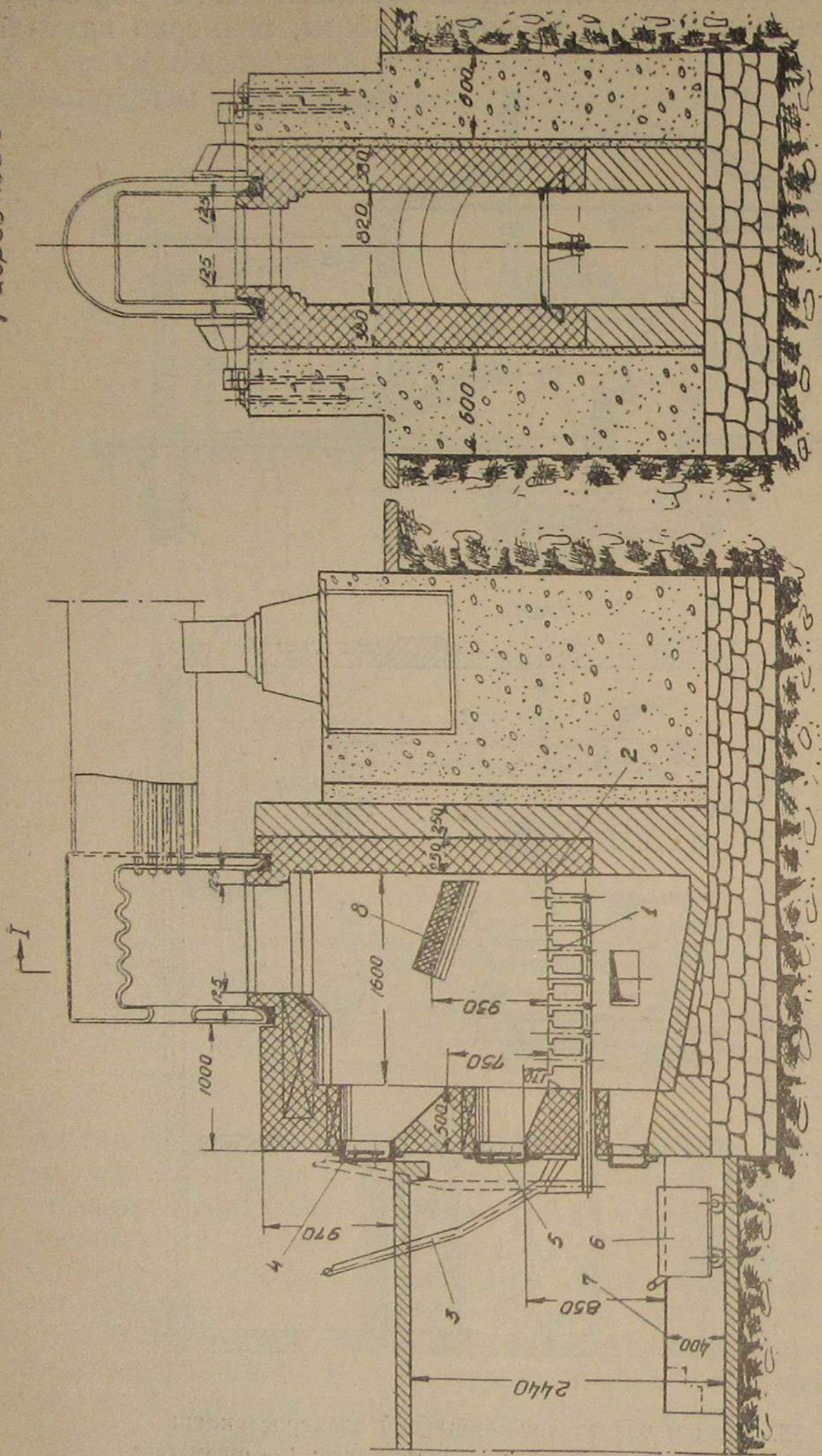


Рис. 26. Топка с качающимися колосниками в компоновке со стационарным локомотивом П-75:

1 — колосниковая решетка, составленная из качающихся колосников; 2 — чугунная рама, состоящая из поперечных и продольных чугунных балок, уложенных в кладку; 3 — рычаг для качания колосников; 4 — загрузочная дверца; 5 — дополнительная загрузочная дверца; 6 — вагонетка для удаления шлаков; 7 — специальная площадка, возвышающаяся над полом приемника, для обслуживания решетки; 8 — закигательный свод.

час, производит по 2—3 качания колосников. Полная очистка решетки в конце смены осуществляется интенсивным качанием колосников. Необходимость подрезки шлаков вручную возникала лишь в том случае, когда кочегар по каким-либо причинам не производил качаний колосников в течение 2—3 часов.

Топка такой конструкции с успехом применяется под котлами стационарных локомотивов при сжигании кусковых бурых углей, а также торфяной крошки влажностью до 45% и зольностью до 25%, кускового торфа с повышенным содержанием

Разрез по AB

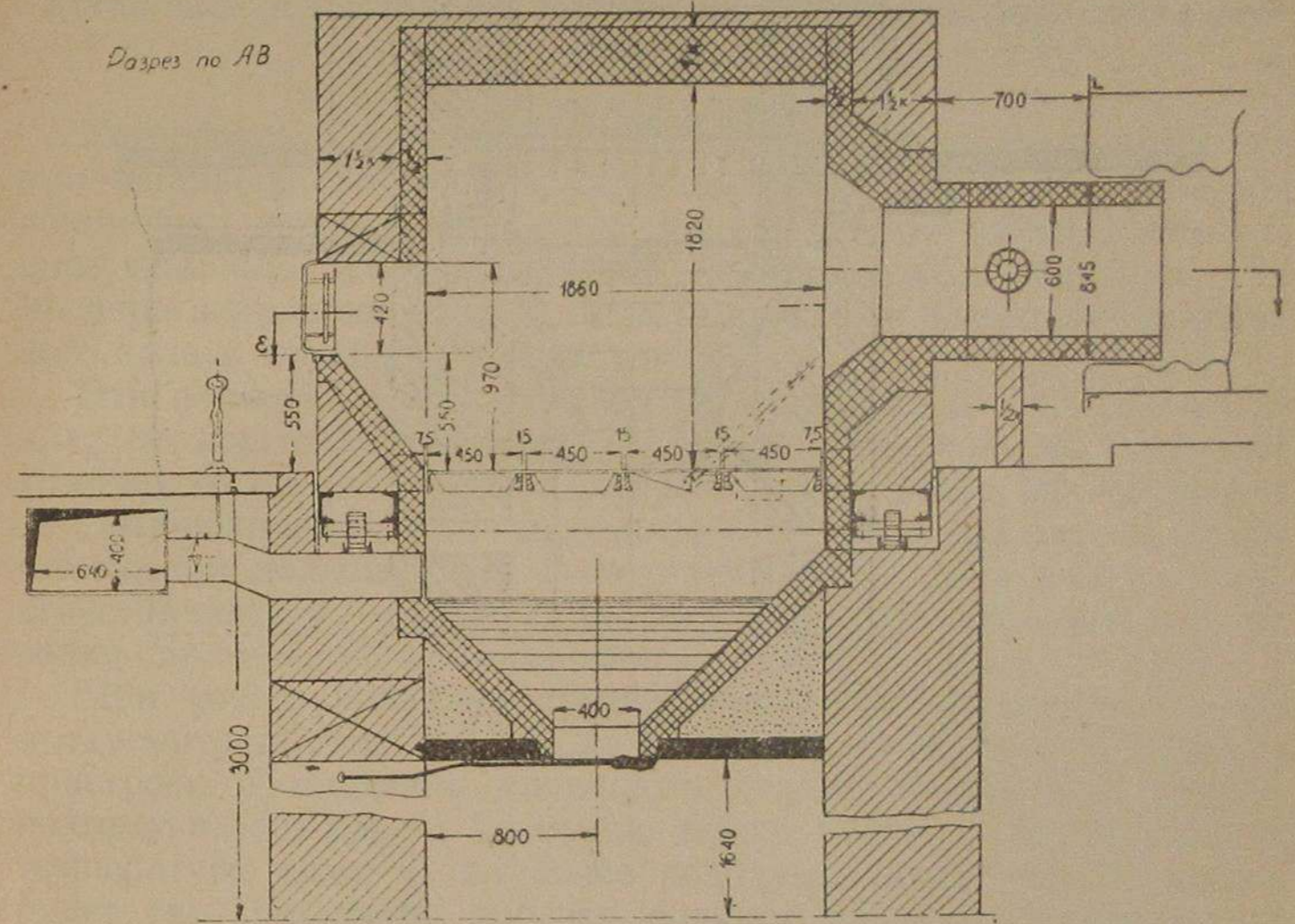


Рис. 27. Топка с опрокидными колосниками для сжигания бурых углей в локомотивных котлах.

мелочи, таких же качеств высокозольных бурых углей западных областей УССР. При сжигании бурых углей с зольностью 35—45% (Иршавский бурый уголь) тепловые напряжения решетки следует снижать до  $400 \div 500 \cdot 10^3$  ккал/м<sup>2</sup>час.

Бурые угли западных областей Украины по своим качествам приближаются к подмосковным углям и с успехом сжигаются в выносных топках с опрокидными колосниками. На рис. 27 приведен один из примеров топки с опрокидными колосниками. Чтобы сохранить интервал между чистками топков 4—6 часов, необходимо предусмотреть наличие на решетке шлака толщиной 500—600 мм. Для этого кромка загрузочной дверцы должна быть не менее чем на 500 мм выше уровня колосниковой решетки.

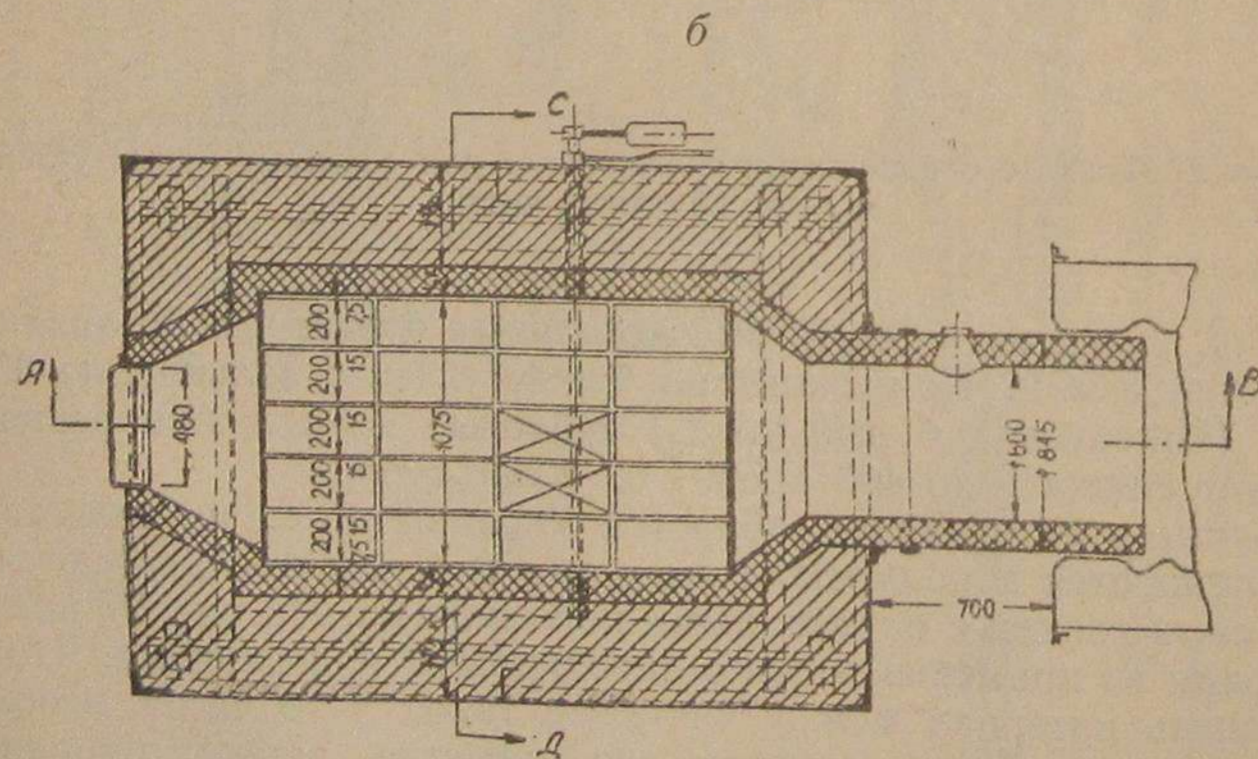
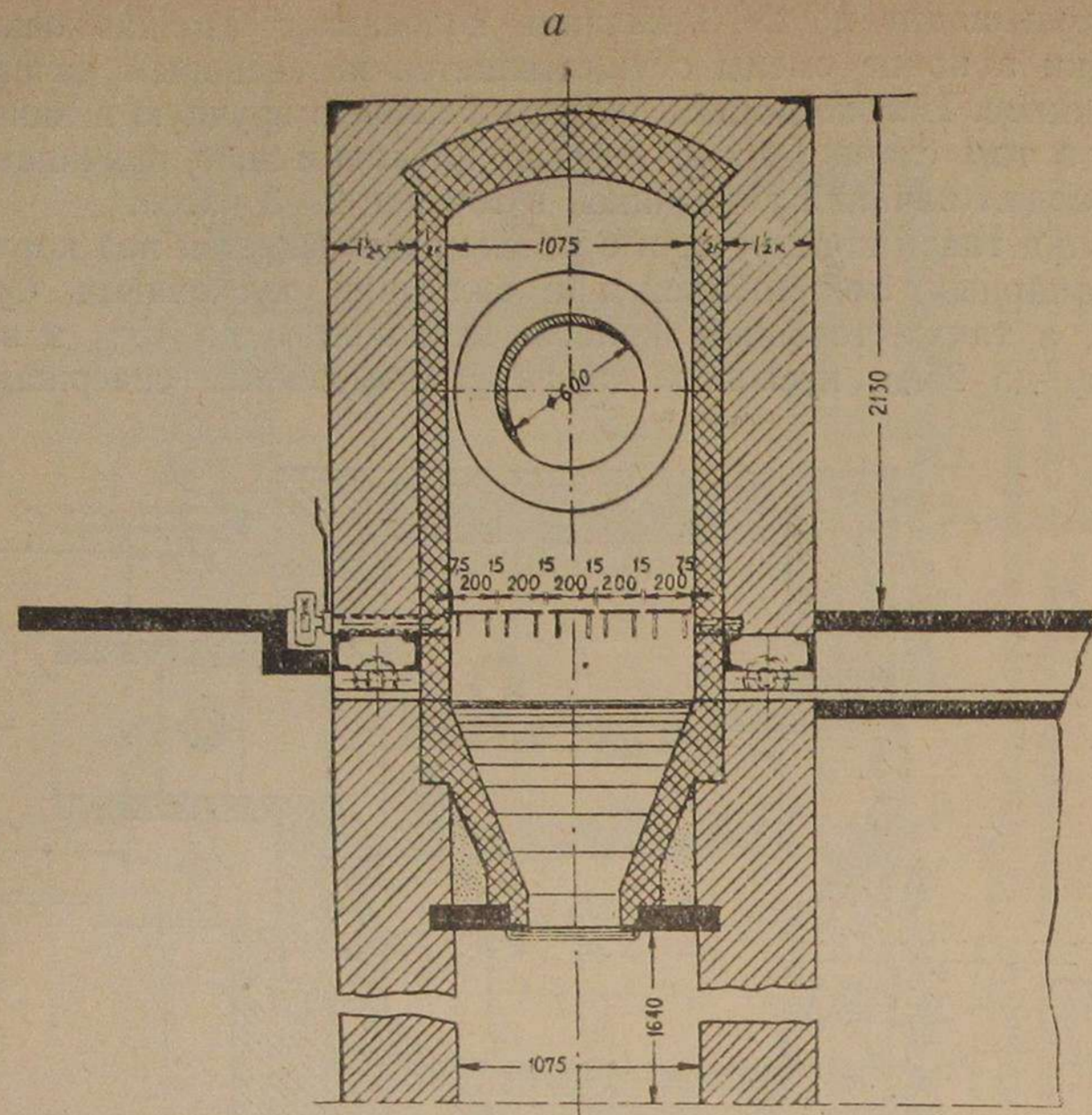


Рис. 27. Топка с опрокидными колосниками для сжигания бурых углей в локомотивных котлах (а — разрез по CD; б — разрез по EF).

Нормальная длина решетки 2,1 м, и как предел — 2,6 м. Нормальная ширина решетки, приходящаяся на одну топочную дверцу, 1,0 м, и как предел — 1,3 м. Применяется вентиляторное дутье, обеспечивающее давление под решеткой 60—80 мм вод. ст. В табл. 22 приведена характеристика топок с поворотными опрокидными колосниками.

Сжигание кускового торфа производится в выносных шахтных топках (см. рис. 7, 7а и 9).

#### Установка локомотивей. Примерная стоимость локомотивной установки

Устройство и содержание помещения, предназначенного для стационарного локомотива, освидетельствование и оборудование локомотивного парового котла должны удовлетворять действующим правилам Государственной инспекции Котлонадзора. Помещение кочегарки должно быть отделено от помещения машинного зала и электрической части.

Эти помещения по характеру производства резко отличаются друг от друга; их следует разделять застекленными стенками. Ширина кочегарки должна допускать свободное размещение в ней выдвижной системы, вынимаемой из котла при чистке. Стены помещения должны быть огнестойкими; крыша и пол — полужелезобетонными и огнестойкими. Ворота, расположенные против топки локомотива, должны иметь тамбур.

При проектировании крыши машинного помещения нужно предусмотреть, чтобы с нее не стекала вода на крыши боковых пристроек. Помещение машинного отделения наиболее теплое, поэтому на его крыше возможно таяние снега. Вода, стекая при температуре ниже 0° на более холодные низкие части здания, будет там замерзать, образуя ледяные запруды. В результате могут возникнуть течи и частое расстройство боковых крыш даже при кровлях повышенной прочности.

При проектировании фундаментов под здание и под оборудование необходимо учесть, что в случаях засорения котельной накипью спускной магистрали или спускного отверстия в котле, иногда приходится при промывках отнимать спускные вентили и выпускать воду из котла непосредственно под котел на фундамент локомотива. Для этого около фундамента каждого локомотива следует предусмотреть грязевой приемник с независимой водосточной магистралью, обеспечивающей пропуск воды, загрязненной завалами накипи.

Пример локомотивной установки приведен на рис. 25.

Место для строительства локомотивной электростанции желательно выбрать недалеко от источника водоснабжения, располагающего достаточным количеством холодной воды, требуемой для конденсационной системы. Таким путем можно обойтись без

градирни или брызгального бассейна. Необходимо предусмотреть также недалеко от электростанции наличие подходящего места — овраг, болото, карьер и т. д. — для вывозки золы и шлаков, что особо должно учитываться при работе на низкосортных углях.

Вынос отходящих газов надежнее осуществлять естественной тягой, что избавит и от излишних затрат электроэнергии на работу дымососа. Дымовая труба должна быть рассчитана на установку экономайзера. Определяя размеры дымохода для работы на низкосортном мелком угле и усиленной тяге, предусматривают возможность работы локомотива при дымоходе, занесенном золой и пылью до 75% живого сечения. Шибер, закрывающий дымоход, рекомендуется располагать непосредственно за пароперегревателем в вертикальном отвале дымохода.

Примерная сметная стоимость локомотивной электростанции с агрегатами СК-125 и СТ-125 общей мощностью 250 л. с. приведена в табл. 40.

Таблица 40

Ориентировочная стоимость локомотивной установки в ценах 1955 г.

Наименование	Единицы измерения	Количество единиц	Стоимость в руб.	
			единицы	общая
Строительные работы . . . . .	м <sup>3</sup>	2830	63,10	178570
Сантехнические работы . . . . .	"	"	3,35	9620
Приобретение и монтаж теплотехнического оборудования . . . . .	агрегат	2	157500—00	315000
Электроосвещение . . . . .	м <sup>3</sup>	2830	1—02	2880
ИТОГО . . . . .				506070

#### Раздел IV

### ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

В МТС могут иметь применение силовые и технологические газогенераторные установки. Силовые газогенераторные установки имеют целью выработку из твердого топлива горючего газа, пригодного для использования в двигателях внутреннего сгорания. Технологические газогенераторы вырабатывают газ для сжигания его в нагревательных печах и приборах. Конструкции газогенераторных установок и количество агрегатов в них обуславливается видом применяемого топлива, способом газификации его, назначением генераторного газа и мощностью установки.

#### Силовые газогенераторные установки

В состав силовых газогенераторных установок обычно входят: 1) газогенератор, производящий газ; 2) охладительно-очистительные устройства; 3) газосборники и 4) вспомогательное оборудование по топливоподаче и золоудалению, по вытяжке дымовых газов, по созданию дутья и тяги, по продувке газовой коммуникации, по водоснабжению, по очистке и обезвреживанию промывных вод.

В небольших силовых установках, применительно к МТС, комплект агрегатов ограничивается газопроизводящими и охладительно-очистительными устройствами. При этом засос воздуха, необходимого для газификации, и протягивание газов через всю коммуникацию газогенераторной установки производятся по всасывающему принципу, то есть за счет создаваемого в цилиндрах двигателя разрежения. Поэтому требуется всемерное снижение сопротивления для газопрохождения и высокая герметичность всей коммуникации, так как подсос воздуха к генераторному газу может создать взрывоопасную смесь.

По количеству потребляемой энергии в современных МТС могут иметь применение силовые газогенераторные установки мощностью в 45—160 л. с. в одном агрегате, а в более крупных МТС — до 200—300 л. с. На такие именно мощности в СССР серийно изготавливаются газовые двигатели в комплекте с газогенераторными установками.

В маломощных электростанциях МТС в зависимости от наличия топлив, пригодных для успешной газификации, могут иметь применение три типа силовых газогенераторов: 1) газогенераторы прямого процесса для бессмольных топлив; 2) газогенераторы обращенного процесса для древесного топлива и 3) двухзонные газогенераторы для торфа и бурых углей. Охлаждительно-очистительная аппаратура при этих газогенераторах обычно мало отличается одна от другой и состоит из мокрых очистителей — скрубберов, стояков и насадочных осушителей газа.

### Установки для газификации бессмольного топлива

В процессе газификации твердого топлива последовательно протекают сухая перегонка его и термохимические реакции образования горючего газа, в основном, неполного соединения углерода с кислородом либо за счет свободного кислорода из воздуха, либо путем использования связанного кислорода из водяного пара при соответственно высоких температурах в газогенераторе. Поддержание высоких температур в активных зонах обеспечивается за счет протекания ряда экзотермических реакций.

Сухая перегонка топлива сопровождается выделением газообразных и жидких продуктов, в частности, смолистых веществ. Смолосодержание в газе не должно превышать 0,03 гр/м<sup>3</sup>. Поэтому газификация небитуминозных видов топлив, дающих при сухой перегонке минимум смол, значительно проще. Газификацию бессмольных видов топлива можно осуществить в наиболее простых газогенераторах прямого процесса, в которых снизу подается паровоздушная смесь, а генераторный газ отсасывается сверху.

Завод им. 25 Октября (г. Первомайск, УССР) выпускает серийно силовые газогенераторные установки А-1 и А-2 типа ОГ-5 для антрацита АМ, АК и АП в комплекте с газовыми двигателями 2ГЧ 18/26 мощностью 45 л. с. и 4ГЧ 18/26 мощностью 90 л. с.

Газогенераторная установка ОГ-5 (рис. 28) состоит из четырех основных агрегатов: газогенератора 1, мокрого стояка 2, скруббера 3 и сухого очистителя газа 4. В дополнение к ним имеется нагнетающий вентилятор для розжига газогенератора с выбросом дымовых газов через вытяжную трубу 5 и для продувки коммуникации газом перед пуском двигателя с выбросом газов через продувочную трубу 6.

Газогенератор имеет вид круглой шахты, футерованной огнеупорным кирпичом и заключенной в железный кожух. В нижней части шахты установлена встряхивающаяся щелевая колосниковая решетка 7 с ручным приводом, а под нею располагается зольник с гидравлическим затвором, служащий одновременно и противозрывным приспособлением.

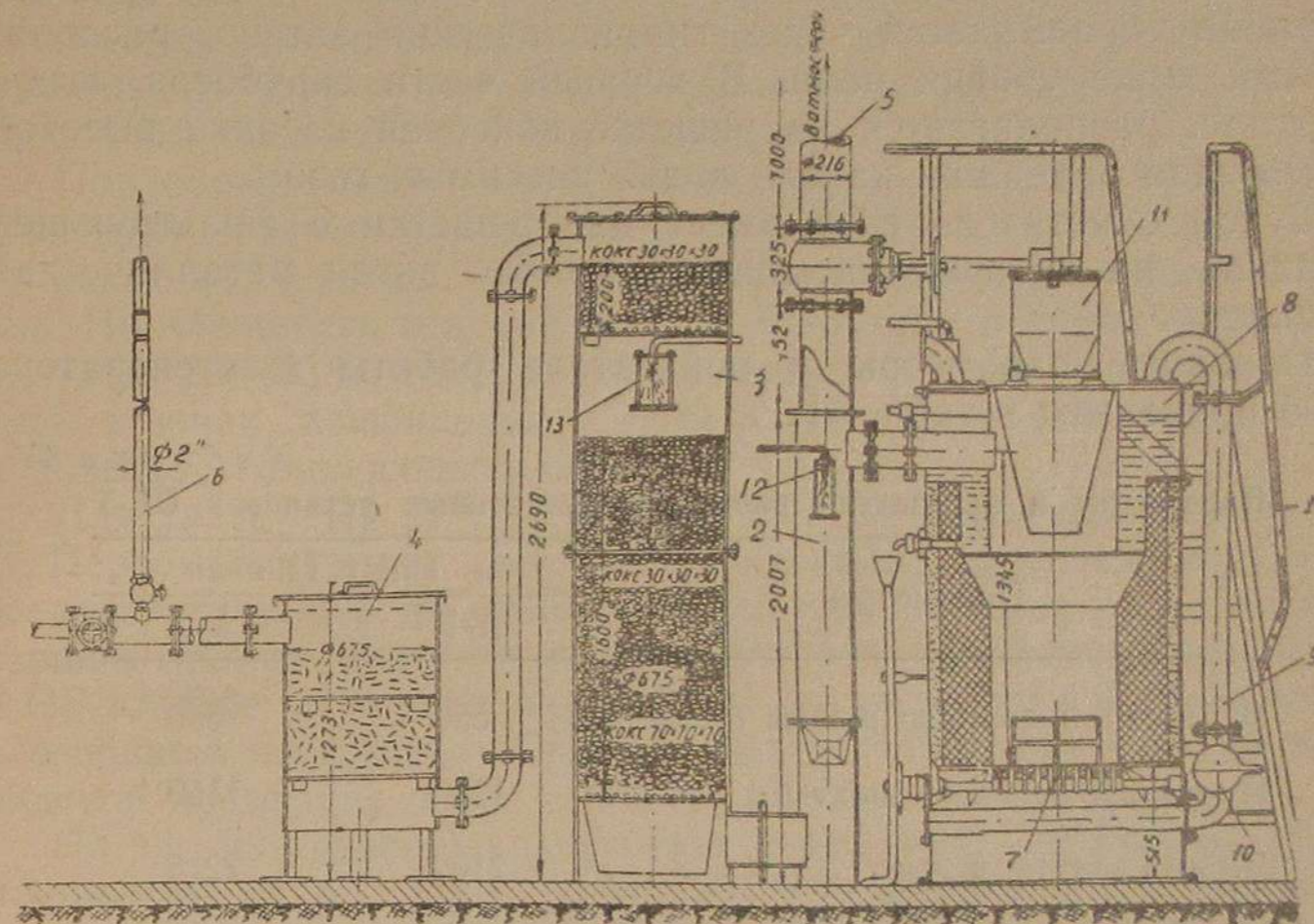


Рис. 28. Схема газогенераторной установки ОГ-5:

1 — газогенератор прямого процесса; 2 — мокрый стояк; 3 — скруббер; 4 — осушитель газа; 5 — вытяжная труба; 6 — продувочная труба; 7 — колосниковая решетка; 8 — испаритель; 9 — паровая труба; 10 — заслонка регулирования паровоздушной смеси; 11 — загрузочное устройство; 12 — водоразбрызгивающее устройство; 13 — оросительное брызгало.

В верхней части газогенератора имеется крышечный испаритель 8, дающий пар для присадки к воздуху, необходимому для газификации топлива. Отбор генераторного газа производится в верхней части; при этом за счет использования его тепла работает испаритель. Воздух, засасываемый в испаритель под влиянием разрежения в системе, насыщается паром и по трубе 9 поступает под колосниковую решетку. Регулирование состава паровоздушной смеси производится заслонкой 10, которая может открывать доступ добавочному воздуху.

Загрузочное устройство состоит из коробки 11 с двумя затворами — крышечным сверху и конусным внизу, под которым находится воронка, предотвращающая попадание пыли в газ при загрузке.

Стояк представляет собой вертикальный цилиндр небольшого диаметра, в котором установлено водоразбрызгивающее

устройство 12 для первичного охлаждения газа и отмывания грубого уноса.

Скруббер предназначен для охлаждения и тонкой очистки газа путем промывания его в коксовой насадке. На нижней решетке скруббера насыпается кокс с размерами кусков 70 мм, слоем 200—250 мм, а выше — с размером 30 мм слоем 1350—1400 мм. Коксовая насадка орошается брызгалом 13, а промывная вода сбрасывается через гидравлический затвор, расположенный ниже уровня пола. В верхней части скруббера, выше брызгала, располагается на решетке коксовая насадка высотой 250 мм для задержки капель воды, уносимых газом.

Сухой очиститель газа имеет две решетки с фильтрующей насадкой, на которые насыпается мелкая витая металлическая стружка.

Основные параметры и показатели работы газогенератора ОГ-5 приведены в табл. 41.

Таблица 41

Параметры и показатели работы антрацитовых установок ОГ-5

Параметры	Тип установки	
	А-1	А-2
Внутренний диаметр шахты в мм .	550	650
Наружный диаметр шахты в мм . .	1100	1150
Высота шахты в мм . . . . .	2100	2215
Производительность по газу в нм <sup>3</sup> .	120	200

Состав газа:  $\text{CO}_2 = 5-7\%$ ;  $\text{CO} = 18-21\%$ ;  $\text{H}_2 = 12-15\%$ ;  $\text{CH}_4 = 1,5-3\%$ ;  $\text{O}_2 = 0,2-0,6\%$ ;  $\text{N}_2 = 63,3-53,4\%$ . Низшая теплотворная способность газа  $Q = 1050-1200$  ккал/нм<sup>3</sup>.

Выход газа из 1 кг топлива составляет в среднем около 4,2 нм<sup>3</sup>/кг.

Антрацит применяется сортированный с размерами кусков 25—50 мм при зольности на сухую массу до 8% и содержании серы до 2,5%.

Расход воды газогенераторной установкой (без двигателя) около 20 л/л. с. час.

Завод «Двигатель революции» разработал антрацитовый газогенератор с неподвижной колосниковой решеткой типа Г-6 по конструкции, аналогичной ОГ-5. Отличием его является устройство отдельного трубчатого испарителя. Вместо коробчатого испарителя ОГ-5, располагаемого в верхней части шахты, возле газогенератора, устанавливается вертикальный трубчатый испаритель, через трубки которого проходит горячий генераторный газ.

Диаметр шахты газогенератора Г-6 равен 940 мм, а производительность его около 500 нм<sup>3</sup>/час. Газогенератор может обеспечить газом двигатель мощностью 240—250 л. с.

## Газогенераторные установки для газификации дров

Древесина в малых и средних установках газифицируется по обращенному процессу, при котором воздух подается в верхней части шахты, а газ отбирается внизу. Зоны термической подготовки топлива находятся выше активных зон. Поэтому смолы и водяные пары, образующиеся в верхней части шахты, проходя вниз через высокотемпературные зоны, вступают в реакции разложения. При этом получается малосмолистый газ даже при повышенном смолосодержании древесины.

При обращенном процессе отпадает необходимость присадки к воздуху водяных паров, так как влага из топлива вполне обеспечивает необходимое для газификации количество водяных паров. Но влажность топлива должна быть строго лимитирована — не более 20—25%, так как избыточная влага занижает температуры в зонах газификации и этим резко ухудшает качество газа и повышает смолосодержание его.

Для двигателей 2ГЧ 18/26 и 4ГЧ 18/26 завод им. 25 Октября (г. Первомайск) выпускает (разработанные Центральным научно-исследовательским дизельным институтом на базе зарекомендовавших себя на практике газогенераторов Г-2) установки ОГ-12 и ОГ-13. Обе установки аналогичны по устройству и отличаются в основном размерами. Они предназначаются для газификации рядовой древесины, даже с повышенной до 45% влажностью.

На рис. 29 приведена схема газогенераторной установки ОГ-13 мощностью 90 л. с. Она состоит из газогенератора 1 и комбинированного охладителя-очистителя 2. Для удаления дымовых газов и избыточных паров установлена вытяжная труба 3 с дренажной трубой для спуска конденсата. Розжиг газогенератора и продувка системы газом производятся ручным вентилятором через продувочную трубу 4.

Газогенератор имеет шахту круглого сечения с металлическим кожухом, внутри футерованную огнеупорным кирпичом. Внутренний диаметр книзу несколько расширяется для предотвращения застревания топлива при опускании его вниз. В верхней части шахты расположена загрузочная горловина с герметической крышкой. Под загрузочной воронкой имеется дырчатый кожух 5 для отвода избыточных паров в вытяжную трубу при повышенной влажности топлива.

Воздух в газогенератор подается через два ряда фурм 6 с регулировочными колпачками, а два ряда верхних фурм предназначены для подвода воздуха при очень влажном топливе. Отверстия 7 служат для шуровки топлива и как «глядельки».

Топливо поддерживается на колосниковой решетке 8 встряхивающего типа с ручным приводом. Отбор газа производится через трубу, расположенную под колосниковой решеткой. Под шахтой в фундаменте расположен гидравлический затвор, через который вручную удаляется зола в мокром виде.

Комбинированный охладитель-очиститель объединяет в себе внизу скруббер с коксовой насадкой, а сверху — сухой очиститель. В скрубберной части насадкой является каменноугольный кокс, насыпаемый слоем в 1775 мм. Над брызгалом в осушитель-

Параметры и показатели работы установок ОГ-12 и ОГ-13

Параметры	Тип установки		
	ОГ-12	ОГ-13	
Внутренний диаметр шахты внизу в мм . . . . .	470	670	
Общая высота газогенератора в мм	4635	4850	
Наружный диаметр газогенератора в мм . . . . .	1000	1200	
Производительность по газу в $\text{нм}^3/\text{час}$	100	200	
Расход дров с влажностью $W_p = 25\%$ в $\text{кг}/\text{час}$ . . . . .	49	97	
Расход дров с влажностью $W_p = 45\%$ в $\text{кг}/\text{час}$ . . . . .	86	192	
Производительность по мощности двигателя в л. с. . . . .	45	90	
Размеры древесных чурок в мм . . . . .	$60 \times 60 \times 120$	$80 \times 80 \times 150$	
Расход воды на охлаждение и очистку газа в л/час:	летом . . . . .	1125	2250
	зимой . . . . .	625	1250

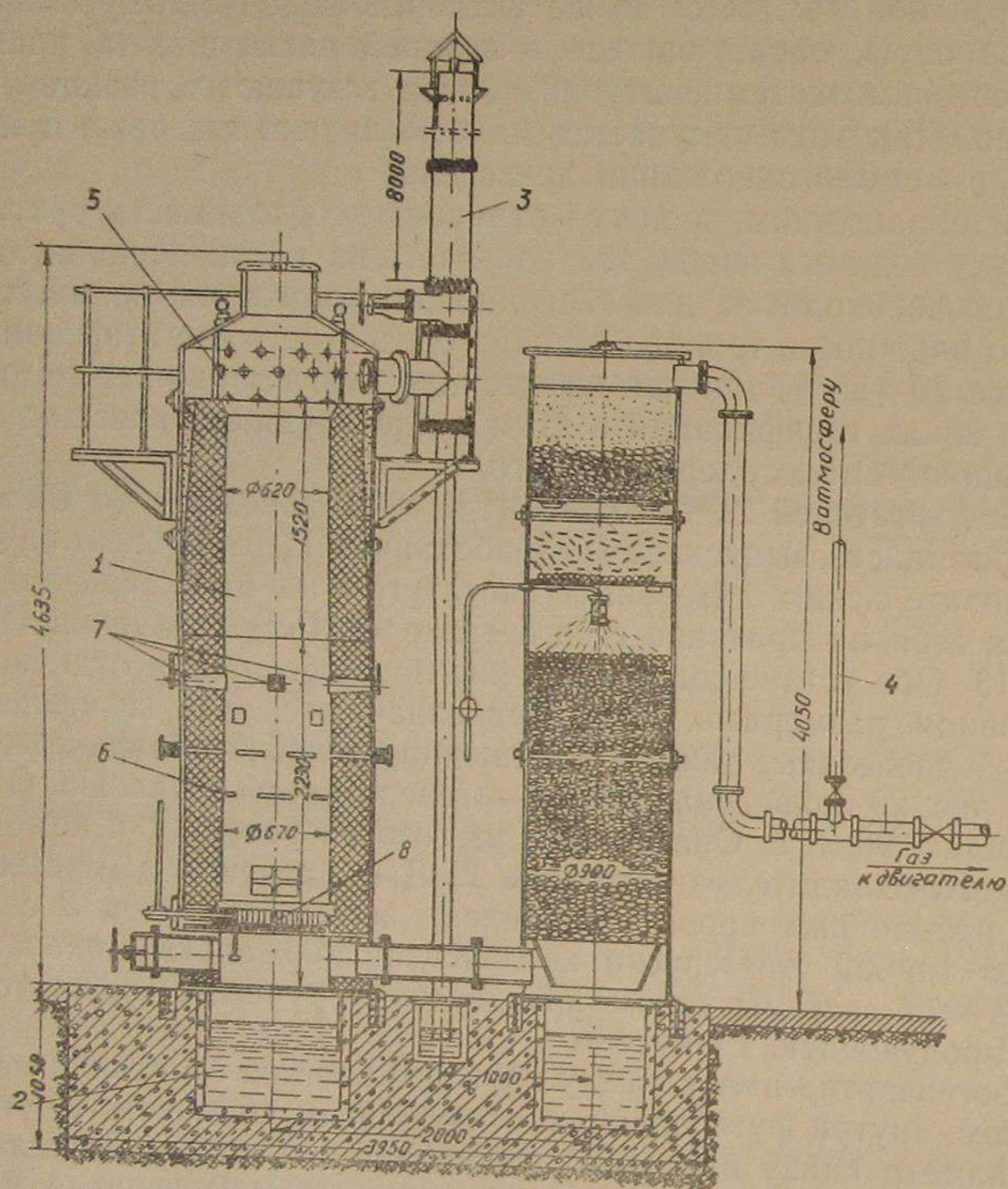


Рис. 29. Схема газогенераторной установки для дров ОГ-13: 1 — газогенератор обращенного процесса; 2 — комбинированный охладитель-очиститель; 3 — вытяжная труба; 4 — продувочная труба; 5 — паропроводной кожух; 6 — воздушные фурмы; 7 — шуровочные отверстия; 8 — колосниковая решетка.

ной части на первой решетке насыпана мелкая витая металлическая стружка, на второй — внизу — древесная чурка, а сверху — древесные опилки.

Основные параметры и показатели работы газогенераторных установок ОГ-12 и ОГ-13 приведены в табл. 42.

Состав генераторного газа в среднем:  $\text{CO}_2 = 13,0\%$ ;  $\text{CO} = 16,24\%$ ;  $\text{H}_2 = 11,28\%$ ;  $\text{CH}_4 = 2,18\%$ ;  $\text{N}_2 = 56,7\%$ ;  $\text{O}_2 = 0,6\%$ . Низшая теплотворная способность газа  $Q_{\text{н}} = 1100 \text{ ккал}/\text{нм}^3$ . Выход сухого газа из 1 кг топлива — около  $2,05 \text{ нм}^3/\text{час}$ .

К. п. д. газогенераторной установки при влажности топлива  $W_p = 25\%$   $\eta_r = 0,735$ , а при влажности  $W_p = 45\%$   $\eta_r = 0,615$ . К. п. д. всей силовой установки вместе с двигателем при влажности топлива  $W_p = 25\%$   $\eta_{\text{гс}} = 0,178$ , а при влажности  $W_p = 45\%$   $\eta_{\text{гс}} = 0,15$ .

Газовые двигатели Д6-ГД мощностью 120 л. с. поставляются с газогенераторами Ш-7, работающими на древесном швырке длиной 0,5 м и толщиной 60—70 мм. Дрова применяются березовые, сосновые и еловые влажностью до 30%. Перед загрузкой дрова связывают в пачки по 9—10 штук.

На рис. 30 показан газогенератор обращенного процесса Ш-7, состоящий из бункера 3, шахты 4 и зольниковой камеры 7. Шахта футерована огнеупорным кирпичом, а снаружи имеет кожух для подогрева воздуха для газификации, который засасывается в активные зоны через два ряда фурм 9. Отводится генераторный газ внизу из-под колосниковой решетки 6 через патрубок 8.

Для очистки и охлаждения газа в установке Ш-7 предусматривается скруббер с коксовой насадкой и гидравлический очис-

титель, состоящий из вертикального резервуара с набором металлических решеток, которые сверху орошаются водой. Для обоих этих агрегатов требуется около  $3,6 \text{ м}^3/\text{час}$  охлаждающей воды.

Продолжение табл. 43

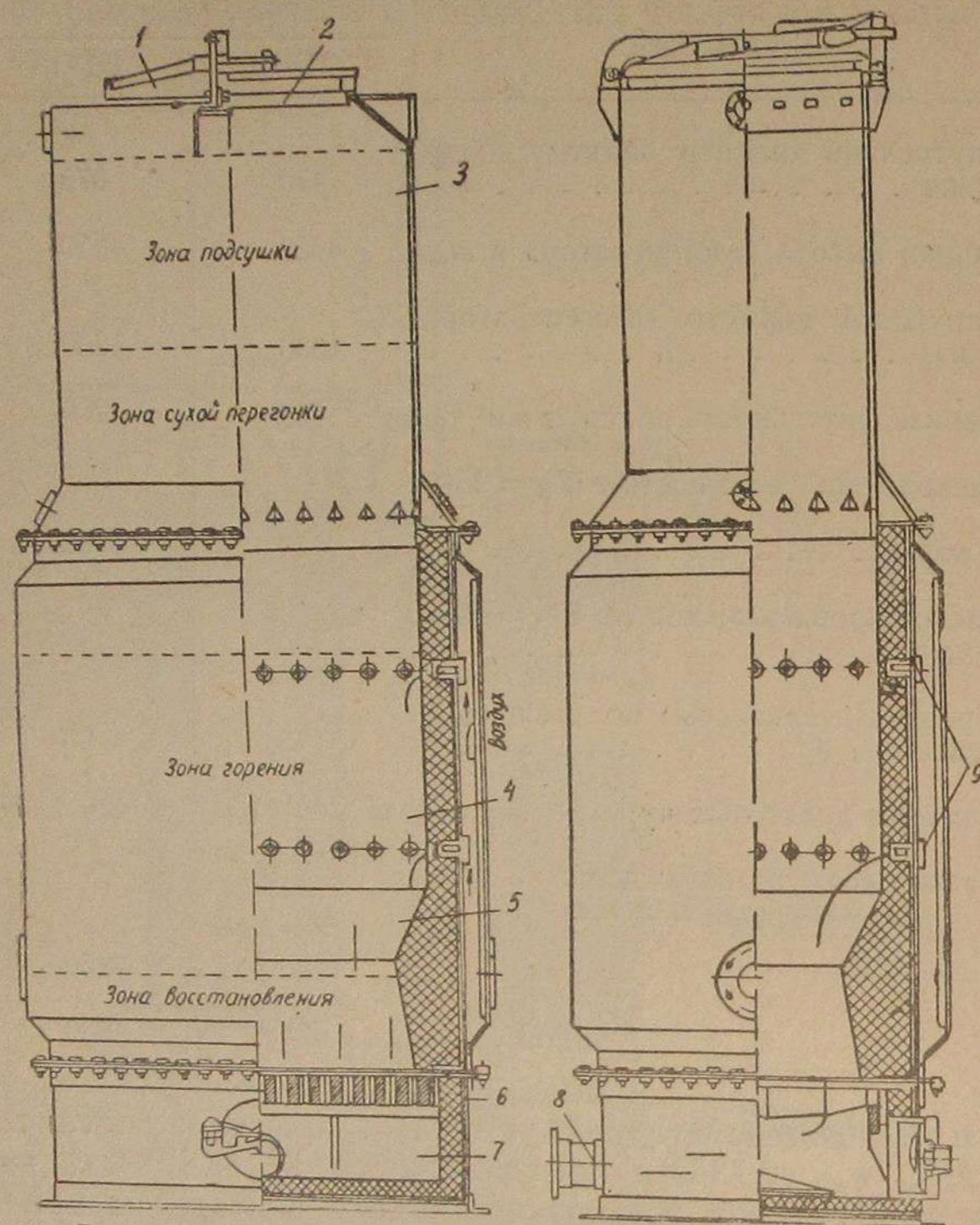


Рис. 30. Газогенератор обращенного процесса Ш-7:

1 — герметизированная крышка; 2 — загрузочное отверстие; 3 — бункер; 4 — футерованная шахта; 5 — топливник; 6 — колосниковая решетка; 7 — зольник; 8 — газоотборный патрубок; 9 — воздухоподводящие фурмы.

Основные данные по газогенераторной установке Ш-7 приведены в табл. 43.

Таблица 43  
Данные по газогенераторной установке Ш-7

Параметры	Единицы измерения	Значения
Производительность установки . . .	$\text{м}^3/\text{час}$	300—350
Средняя теплотворная способность газа . . . . .	$\text{ккал}/\text{м}^3$	1000

Параметры	Единицы измерения	Значения
Габариты генератора:		
высота . . . . .	мм	2510
длина . . . . .	"	750
ширина . . . . .	"	670
Габариты скруббера:		
высота . . . . .	"	1560
диаметр . . . . .	"	400
Габариты гидравлического очистителя:		
высота . . . . .	"	1280
диаметр . . . . .	"	400

### Двухзонные газогенераторные установки для газификации торфа

Для битуминозных видов топлива ухудшенных качеств — низинного торфа, а отчасти и бурых углей УССР, имеющих повышенную зольность, низкоплавкую золу, повышенную влажность, а также и механическую и термическую непрочность кусков, удовлетворительный эффект при силовой газификации с разложением смол дают двухзонные газогенераторы. В этих газогенераторах воздух подводится сверху и снизу, а газ отбирается посредине шахты. Этим обеспечивается газификация с разложением смол в верхней зоне и дожигание мелочи в нижней зоне прямого процесса. В двухзонных газогенераторах можно чистить шлаки на ходу, так как шлаковая дверка находится в нижней части зоны прямого процесса, где подсос воздуха не вызовет значительного нарушения газификации.

Среди конструкций двухзонных газогенераторов для низинного торфа УССР, оправдавших себя на практике, можно использовать в МТС газогенераторы конструкции Украинского научно-исследовательского института местных топлив «Укринстопливо» УТГ-5-45 для двигателей мощностью 45 л. с. и УТГ-3-90 для двигателей мощностью 90 л. с.

На рис. 31 показана схема газогенераторной установки УТГ-5-45, состоящей из двухзонного газогенератора 1, мокрого стояка 6, комбинированного охладителя-очистителя 7, пластинчатого очистителя-сепаратора 8 и продувочного вентилятора 10.

Шахта газогенератора для удобства выкладки сделана восьмиугольной с небольшим расширением книзу для облегчения опу-

скания торфа. Снаружи имеется железный кожух. Для подачи воздуха предусмотрены четыре ряда воздухоподводящих фурм 4. В фурмы второго сверху ряда (через одну) вставляются трубки длиной 600 мм, которые можно вдвигать к середине шахты и в случае надобности создавать центральный подвод воздуха.

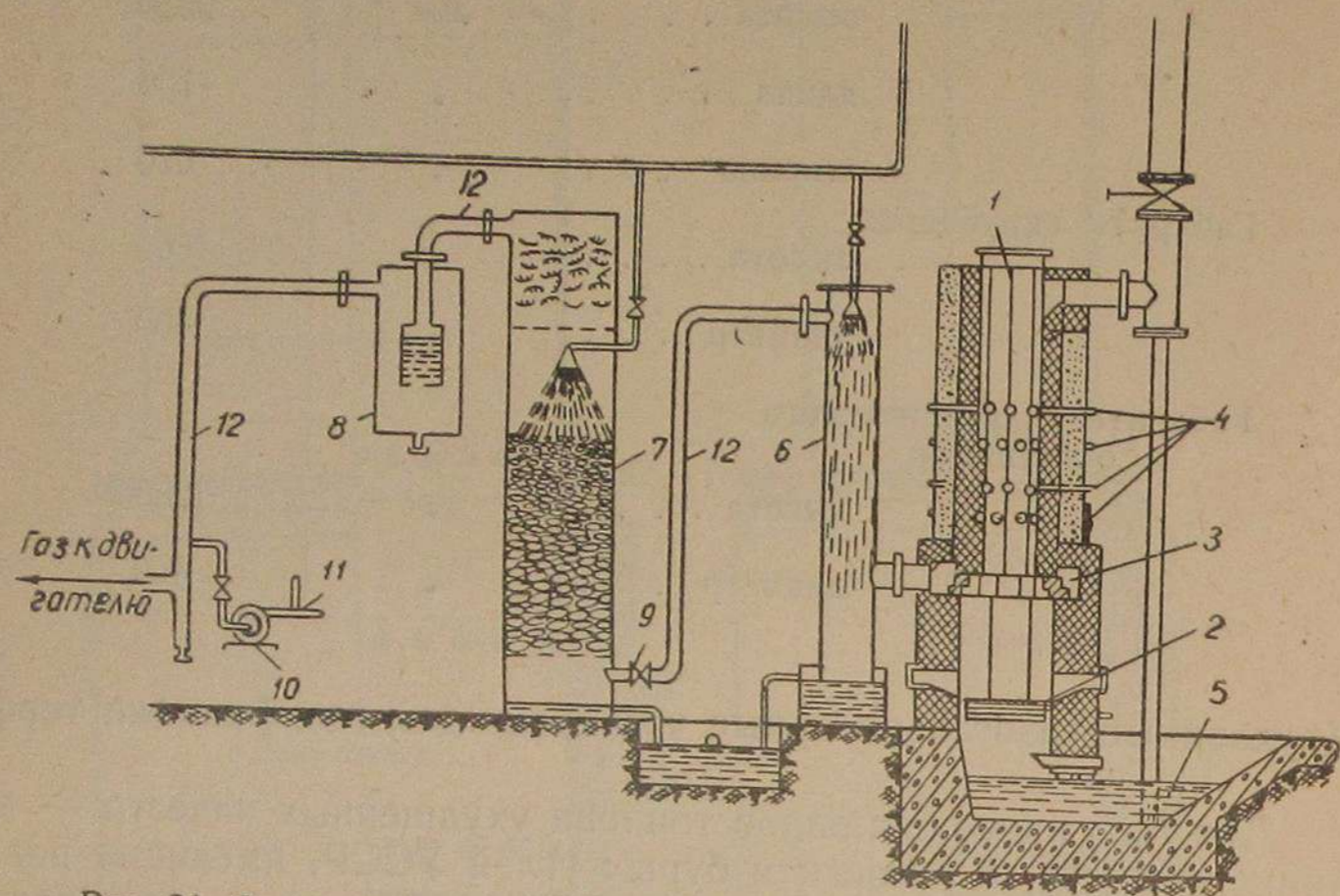


Рис. 31. Схема двухзонной газогенераторной установки УТГ-5-45:  
1 — двухзонный газогенератор; 2 — колосниковая решетка; 3 — газоотборный пояс;  
4 — фурмы; 5 — водяной затвор; 6 — мокрый стояк; 7 — комбинированный охлажда-  
тель-очиститель; 8 — пластинчатый очиститель; 9 — вентиль; 10 — продувочный вен-  
тилятор; 11 — пробный кран; 12 — газопровод.

Для отбора генераторного газа в уширенной части шахты выложен кольцевой канал 3 с окнами, выходящими внутрь шахты. Колосниковая решетка 2 выполнена в виде четырех длинных зубчаток, которые периодически вращаются вручную для про- пуска золы и шлака в зольник.

Воздух в нижнюю зону газификации подводится через трубу с регулировочной заслонкой, расположенную в подколоснико- вом пространстве.

Скруббер 7 имеет внизу орошаемую насадку из крупных кус- ков кокса, а в верхней части его располагается сухой очиститель из слоя древесной упаковочной стружки высотой 500—600 мм.

Пластинчатый очиститель 8 состоит из 10 перфорированных пластин, набранных с промежутками. Из пластинчатого очисти- теля газ направляется к двигателю либо отсасывается вентиля- тором 10 при продувке установки газом.

Техническая характеристика торфяных газогенераторов Укр- инстопливо и показатели работы установки приведены в табл. 44.

Параметры и показатели работы торфяных установок УТГ

Наименование	Мощность установки в л. с.	
	45	90
Характеристика торфа:		
зольность на рабочую массу $A_p$ в %	до 20	
влажность $W_p$ в %	до 35	
размеры кусков в мм	20—100	
наличие мелочи в %	до 25	
Производительность по газу в $нм^3/час$	120	220
Состав генераторного газа (%): $CO = 18—20$ ; $CO_2 = 6—11$ , $H_2 =$ $= 12—16$ ; $CH_4 = 2,3—2,7$ ; $C_mH_n =$ $= 0,3—0,5$ ; $O_2 = 0,4—0,6$ ; $N_2 =$ $= 41,2—59$ .		
Низшая теплотворная способность газа в $ккал/нм^3$	1120—1200	
К. п. д. газогенераторной установки	0,73	0,75
Удельный расход торфа в $кг/л. с. час$	1,37	1,35
Расход воды для газогенераторной установки в $м^3/час$	до 1	до 2
Основные размеры газогенератора в мм:		
диаметр шахты по газоотборному поясу	600	680
высота зоны реакции:		
а) прямого процесса	800	700
б) обращенного процесса	1000	1500
Общая высота газогенератора в мм	3000	3500

Для газификации машинно-формовочного торфа с размерами кусков  $200 \times 80 \times 80$  мм при влажности 40—45% и зольности до 18% ЦНИДИ (Центральный научно-исследовательский ди- зельный институт) разработал конструкцию двухзонных газогенераторов.



нераторов двух типов: ОГ-16 для двигателей мощностью 45 л. с. и ОГ-17 для двигателей мощностью 90 л. с.

Внутренний диаметр у газогенератора ОГ-16—630 мм. На стыке верхней и нижней зон устанавливается чугунная горловина диаметром 500 мм. Габаритная высота газогенератора 6 м.

### Газогенераторы для газификации бурых углей

Землистые молодые бурые угли лучшего качества газифицируются в подсушенном состоянии в экспериментальных двухзонных газогенераторах.

Лучшие результаты дает силовая газификация буроугольных брикетов, при которой требуются квалифицированное обслуживание и соответствующие навыки, так как в высокотемпературных зонах александрийские буроугольные брикеты распадаются на мелочь, что увеличивает недожог и унос мелочи с газом.

Завод «Двигатель революции» запроектировал к двигателям мощностью 160—180 л. с. для газификации бурых углей двухзонный газогенератор типа Г-8 (рис. 32). Газогенератор предназначен для работы на буром угле зольностью 12—15%. В нем предполагается газифицировать также машинно-формовочный и фрезерный торф.

Шахта газогенератора в верхней части имеет огнеупорную футеровку, а внизу — водяную рубашку, служащую испарителем. На стыке верхней и нижней зон газификации против газоотборной трубы 26 предусмотрена чугунная горловина 27 для создания газоотборного пространства.

Газогенератор оборудован вращающимся поддоном с двумя спиральными колосниками в нем, расположенными несимметрично для лучшего шурования нижнего слоя топлива. Колосниковая решетка укреплена в поддоне на стояке. Поддон заполняется водой на 400—500 мм и служит гидравлическим затвором. При вращении поддона зола и шлак выгребаются неподвижным сошником, поставленным наклонно против вращения поддона. Приводится поддон во вращение от электромотора через червячный редуктор, имеющий три ступени скорости: 1; 1,5 и 2 об/час.

В верхнюю зону воздух всасывается от общего регулируемого ввода через центральную трубу с наконечником 9. В нижнюю зону подается воздух через колосниковую решетку с присадкой пара, получаемого в испарителе-рубашке. Рубашка испарителя питается водой через поплавковую камеру 21.

При растопке дымовые газы выходят через вытяжную трубу, присоединяемую к патрубку 7. Воздух подается вентилятором в обе зоны, а также через дополнительное отверстие 11 в середине шахты.

Основные характеристики серии двухзонных газогенераторов для бурых углей и торфа приведены в табл. 45.

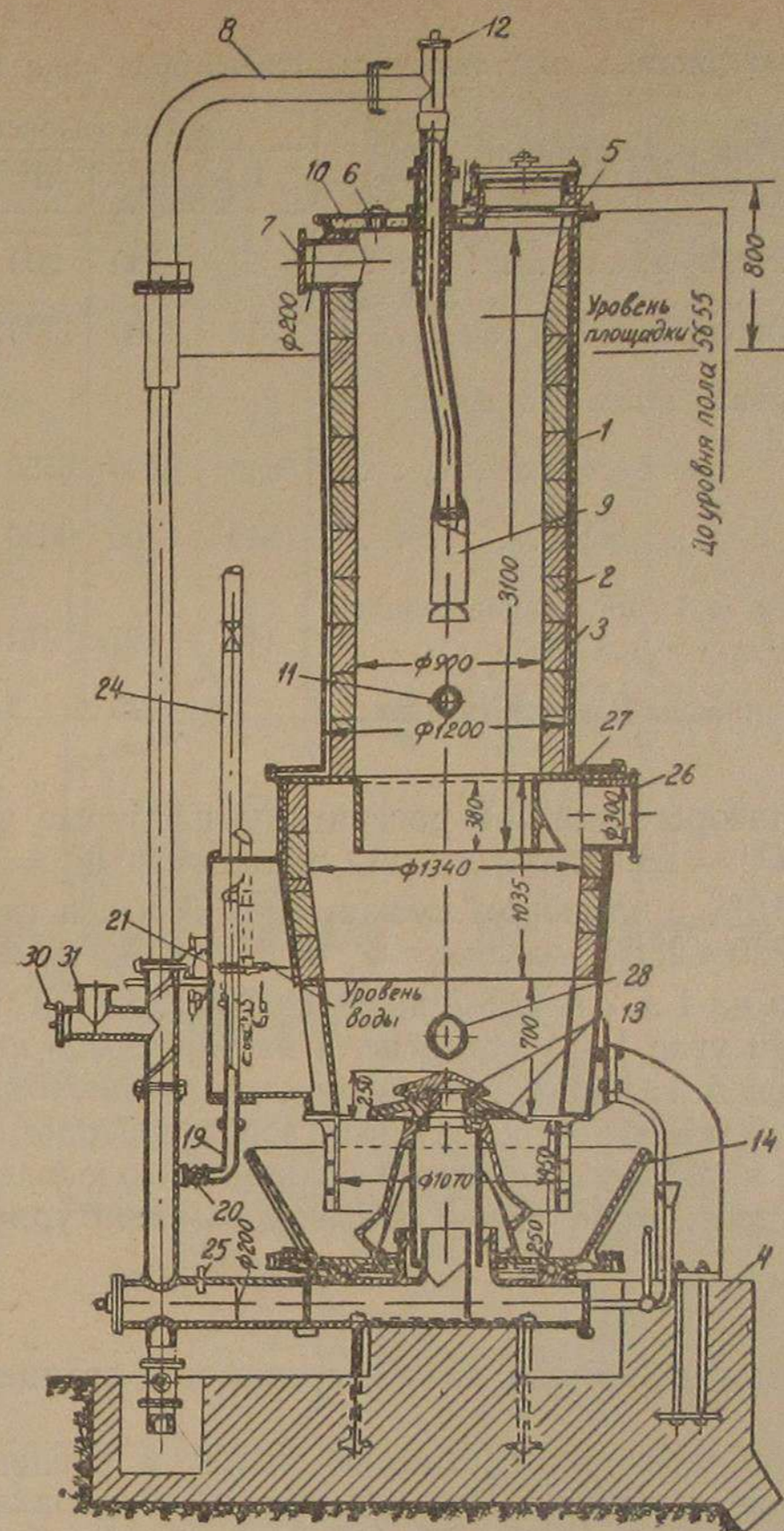


Рис. 32. Двухзонный газогенератор Г-8:

1 — кожух газогенератора; 2 — огнеупорная футеровка; 3 — изоляционная засыпка; 4 — крепление шахты; 5 — загрузочный люк; 6 — шуровочный люк; 7 — отвод дымовых газов; 8 — воздухоподающая труба; 9 — наконечник центральной дутья; 10 — верхнее днище; 11 — раздувочное отверстие; 12 — заглушка центральной трубы; 13 — вращающаяся коническая решетка; 14 — вращающийся поддон; 19 — подвод пара; 20 — регулирование присадки пара; 21 — поплавковая камера; 24 — подача воды в испаритель; 25 — термометр паровоздушной смеси; 26 — отбор газа; 27 — чугунная горловина; 28 — шуровочный люк; 30 — регулирование воздуха; 31 — присоединение раздувочного вентилятора.

## Характеристика двухзонных газогенераторов типа Г-8

Параметры и показатели	Тип газогенератора				
	I	II	III	IV	V
Мощность двигателя в л. с. . . . .	50	100	200	300	400
Внутренний диаметр шахты в мм . . . . .	750	1000	1300	1500	1700
Общая строительная высота в мм:					
для бурого угля . . . . .	5850	6200	6550	6900	7250
для торфа . . . . .	7850	8400	9000	9500	10050
Съем мощности с 1 м <sup>2</sup> сечения шахты в л. с./м <sup>2</sup> час . . . . .	114	127	151	170	176
Мощность для привода поддона в квт . . . . .	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5

Газогенераторы типа Г-8 рассчитаны на бурые угли с теплотворностью  $Q_p^u = 2800$  ккал/кг, при влажности  $W_p = 30\%$  и зольности  $A_p = 18\%$  с размером кусков 10—50 мм, а также на торф при  $Q_p^u = 2300—2800$  ккал/кг;  $W_p = 35—40\%$  и  $A_p = 7—11\%$ . Расход тепла на 1 л. с./час принимался 2800 ккал. Теплотворность газа на буром угле 1000 ккал/м<sup>3</sup>, а на торфе 950 ккал/м<sup>3</sup>.

Для силовой газификации низкокачественных битуминозных видов топлива имеют перспективы газогенераторы с рециркуляцией газов<sup>1</sup>, в которых имеющие большое смолосодержание газы сухой перегонки переводятся в высокотемпературную зону для разложения.

## Двигатели для газогенераторных станций

Для газогенераторных станций малой и средней мощности можно использовать газовые двигатели, изготовляемые отечественными заводами, а также конвертированные (переведенные) на газ жидкотопливные двигатели разных типов. Можно перевести на генераторный газ двигатели, ранее установленные в МТС.

Газовые двигатели. Первомайским заводом им. 25 Октября серийно выпускаются вертикальные 4-тактные газовые двигатели: 1) мощностью 45 л. с. 2ГЧ 18/26 двухцилиндровые в комплекте с электрогенератором (через ременную передачу) СГ-35/6 на 35 ква и 2) четырехцилиндровые двигатели 4ГЧ 18/26 мощностью 90 л. с. с электрогенератором СГ-60/6 на 60 ква.

На рис. 33 показан поперечный разрез двигателей 2-4ГЧ 18/26.

<sup>1</sup> Разработаны в Институте использования газов Академии наук УССР кандидатом технических наук А. Тищенко.

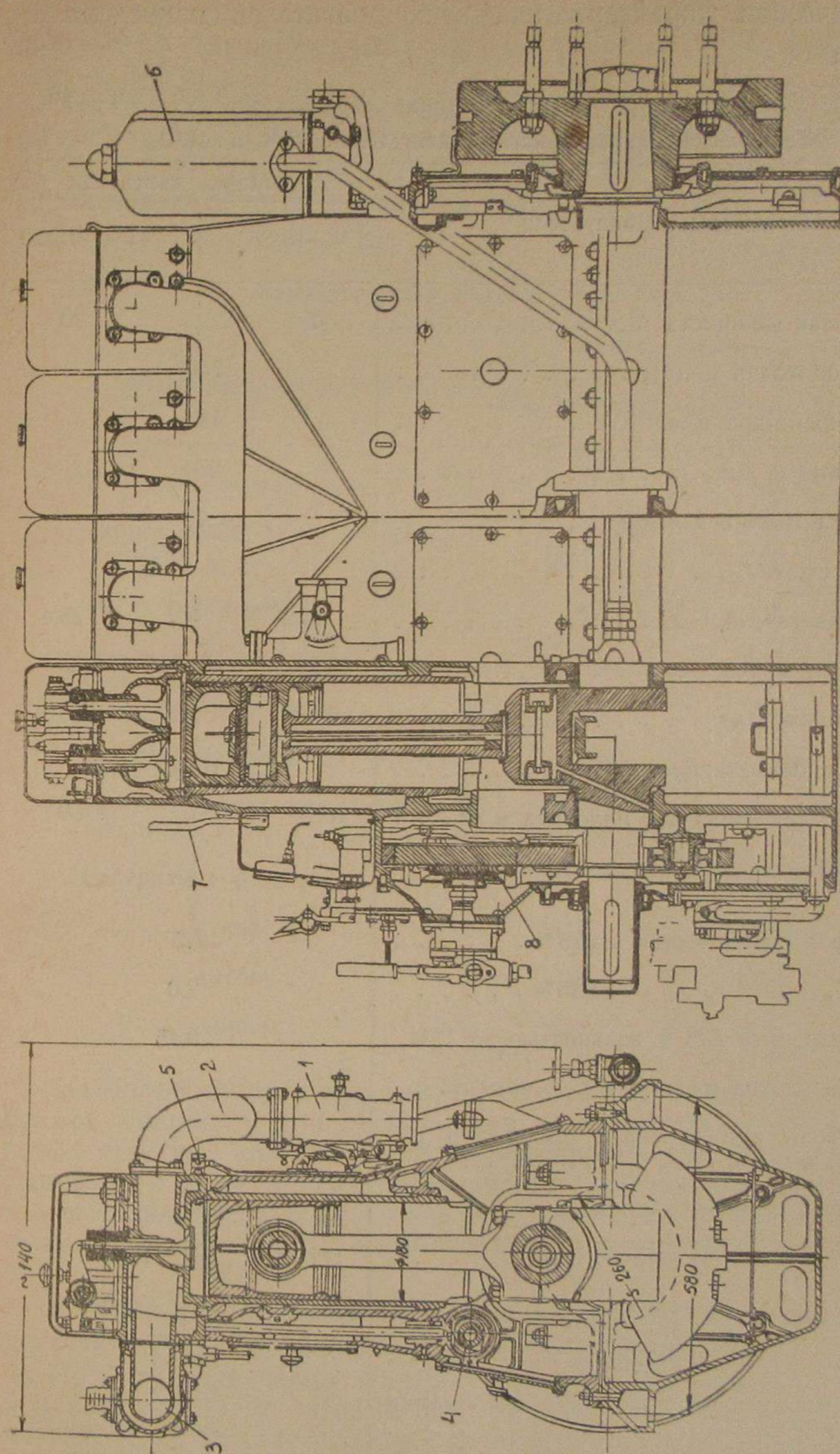


Рис. 33. Газовый двигатель 4ГЧ 18/26:

1 — смеситель; 2 — всасывающий коллектор; 3 — выхлопной коллектор; 4 — распределительный вал; 5 — запальная свеча; 6 — охлаждающий дилник масла; 7 — рукоятка декомпрессионного устройства; 8 — центральный регулятор.

Техническая характеристика этих двигателей приведена в табл. 46.

Таблица 46

Техническая характеристика двигателей 2ГЧ и 4ГЧ

Параметры и показатели	Марка двигателя	
	2ГЧ—18/26	4ГЧ—18/26
Номинальная мощность в э. л. с. . . . .	45	90
Число оборотов в минуту . . . . .	750	
Диаметр цилиндра в мм . . . . .	180	
Ход поршня в мм . . . . .	260	
Давление вспышки в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	до 45	
Степень сжатия . . . . .	8,75—9,25	
Литраж двигателя в л . . . . .	13,2	26,4
Диаметр маховика в мм . . . . .	840	660
Вес маховика в кг . . . . .	606	231
Степень неравномерности . . . . .	1/150	
Сухой вес двигателя без маховика в кг . . . . .	1005	1769
Расход газогенераторного топлива в кг/л. с. час:		
а) дров с влажностью до 25% . . . . .	1,2	
б) " " " до 45% . . . . .	2,0	
в) антрацита АМ с зольностью до 12% . . . . .	0,45	
Удельный расход масла в г/л. с. час . . . . .	8	
Расход воды при перепаде температур 25° в л/л. с. час . . . . .	23	
Габаритные размеры двигателя:		
а) длина в мм . . . . .	1125	1550
б) ширина " " . . . . .	840	690
в) высота " " . . . . .	1440	
Необходимая высота помещения для выемки поршня в мм . . . . .	2000	
Система пуска . . . . .	сжатым воздухом	

Первомайский завод освоил также выпуск шестицилиндровых двигателей (разработанных ЦНИДИ) серии 6ГЧ 18/26 мощностью 135 л. с.

На заводе «Двигатель революции» на базе дизелей Ч-16,5/21 разработаны и построены газовые двигатели мощностью 90 л. с. 4ГСЧ-16,5/21 и мощностью 135 л. с. — 6ГСЧ-16,5/21. Основные характеристики этих двигателей приведены в табл. 47.

Таблица 47

Характеристики газовых двигателей ГСЧ

Характеристика двигателей	Марки двигателей	
	4ГСЧ—16,5/21	6ГСЧ—16,5/21
Номинальная мощность в л. с.	90	135
Номинальное число оборотов в об/мин. . . . .	1000	1000
Число цилиндров . . . . .	4	6
Диаметр цилиндров в мм . . . . .	165	165
Ход поршня в мм . . . . .	210	210
Степень сжатия . . . . .	8,5	8,5
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	4,5	4,5
Габаритные размеры в мм:		
длина . . . . .	1410	1860
высота . . . . .	1340	1350
ширина . . . . .	655	655

Из более мощных газовых двигателей, применительно к требуемой мощности, для МТС можно использовать вертикальные четырехтактные двигатели: шестицилиндровый двигатель 1Д6-ГД Барнаульского завода (переделанный из 1Д6) мощностью 150 л. с. и восьмицилиндровый двигатель 8ГК мощностью 300 л. с. Основные технические характеристики этих двигателей приведены в табл. 48.

Перевод разных типов двигателей на газы как природные, так и генераторные не представляет особых трудностей.

При переводе четырехтактных двигателей замедленного сгорания (дизелей) на газовый цикл при первом такте в цилиндры двигателя должен засасываться не чистый воздух, а рабочая смесь газа с воздухом. При втором такте эта смесь сжимается до уста-

## Техническая характеристика газовых двигателей 1Д6-ГД и 8ГК

Параметры и показатели	Тип двигателя	
	1Д6—ГД	8ГК
Номинальная мощность в л. с. . . . .	150	300
Число оборотов в минуту . . . . .	1500	350
Диаметр цилиндра в мм . . . . .	150	280
Ход поршня в мм . . . . .	180	318,13
Давление вспышки в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	до 40	до 32
Степень сжатия . . . . .	14—15	5—6
Вид топлива . . . . .	Дизельное топливо и генераторный газ	Естественный или нефтяной газ
Расход топлива:		
а) газового в нм <sup>3</sup> /л. с. час . . . . .	1,7—1,8	0,3
б) жидкого в г/л. с. час . . . . .	до 32	—

новленной величины и у верхней мертвой точки воспламеняется от электрической искры. Затем следует рабочий такт и выхлоп.

По этой схеме в конструкцию двигателя замедленного сгорания вносятся следующие изменения:

1. Камера сжатия, во избежание самовоспламенения смеси от высокого сжатия, увеличивается с доведением степени сжатия  $\epsilon$  до 8—9.

2. С двигателя снимается жидкотопливная аппаратура — насосы, форсунки, нефтепроводы и пр.

3. Устанавливается электрическое зажигание — источники тока, прерыватель-распределитель, электропроводка, свечи.

4. Изготавливаются и устанавливаются смесеобразовательные устройства и всасывающие коллекторы, а также связываются газовые регулировочные органы с автоматическим регулятором.

Объем камеры сжатия на практике изменяется следующими способами: а) заменой существующих поршней новыми, которые будут соответствовать новой степени сжатия; б) заменой поршневой головки (в разъемном поршне); в) постановкой прокладки между крышкой и втулкой цилиндра; г) заменой нормального шатуна укороченным и д) удалением части прокладок в шатуне.

Для зажигания рабочей газовой смеси используют обычно электрическую аппаратуру автотракторных двигателей. На двигателях с повышенным числом оборотов устанавливают

магнето высокого напряжения АТЭ, а при более низком числе оборотов — батарейно-катушечное зажигание автомобильного типа. Для малооборотных двигателей (обычно старых конструкций) используются магнето на отрыв.

Смеситель должен обеспечить надежное смешение газа с воздухом и возможность регулирования пропорции смеси. Смесители внешнего, или выносного, смешения могут быть как общие для всех цилиндров, так и индивидуальные для каждого из них. Большие коллекторы представляют опасность в смысле взрыва смеси, и поэтому общие смесители применяются при малых двух- и трехцилиндровых двигателях с мощностью в цилиндре до 40—50 л. с.

Иногда смесеобразование осуществляется в специальных смесительных клапанах, устанавливаемых вместо обычных всасывающих клапанов. Состав смеси регулируется газовыми, воздушными и смесевыми дроссельными заслонками.

В установках со всасывающими газогенераторами при выносных смесеобразователях рекомендуется избегать перекрытия фаз всасывающего и выхлопного клапанов, так как при этом может произойти воспламенение смеси с обратным ударом взрывной волны в смеситель. В таких случаях необходимо, чтобы всасывающий клапан открывался на 10—12° позже закрытия выхлопного.

Работа двигателей замедленного сгорания по чисто газовому циклу сопровождается неизбежным понижением мощности на 15—20%. Это вызывается уменьшением степени сжатия, что сопровождается понижением термического коэффициента полезного действия; а также более низкой теплотворной способностью газовой смеси, и кроме того, уменьшением коэффициента наполнения цилиндров смесью (при всасывающих газогенераторах) из-за дополнительных сопротивлений в системе. Для повышения мощности стремятся работать на малом избытке воздуха ( $\alpha = 1,1—1,15$  при полной нагрузке) и по возможности уменьшать сопротивление для газопрохождения.

При переводе, например, дизеля БО 26/38 мощностью 105 л. с. на газовый цикл применен ряд следующих мероприятий: газ через задвижку и ручной дроссель поступает к общему смесителю с дроссельной заслонкой; на подводе воздуха устанавливается ручная дроссельная заслонка. После смесителя газоздушная смесь поступает непосредственно в отдельные цилиндры. Регулирование смеси производится автоматическим регулятором через рычажную передачу. Степень сжатия понижена до  $\epsilon = 7,5—9,3$  путем укорочения шатунов и уменьшения толщины верхней кромки поршня с удалением верхнего поршневого кольца. Зажигание принято по типу автомобильного батарейно-катушечного. Мощность двигателя при  $\epsilon = 7,5$  доводится до 73 л. с., а при  $\epsilon = 9,5$  — до 93 л. с.

При конвертировании дизелей по газожид-

костному циклу степень сжатия остается столь же высокой. Газ и воздух подаются в четырехтактных двигателях при ходе всасывания; для воспламенения газовой смеси через форсунку подается небольшое количество нефтетоплива. Расход нефтетоплива составляет в среднем 10—20% от расхода его при работе двигателя только на нефти. Мощность двигателя обычно остается номинальной. При этом экономичность двигателя такая же, как при цикле быстрого сгорания.

При конвертировании двигателя для работы по газожидкостному процессу требуется: а) установка газоподводящих и смешивающих устройств, как и при чисто газовом цикле; б) увязка воздействий регулятора на подачу газовой смеси и нефти; в) приспособление нефтяного насоса и форсунки к работе с наименьшей подачей горючего. При высоких степенях сжатия приходится несколько уменьшать ее величину.

В период сжатия газожидкостная смесь нагревается до температуры 550—600°, которая обычно ниже температуры самовоспламенения газов и выше температуры самовоспламенения нефти. В конце сжатия в цилиндр впрыскивается доза нефти, которая самовоспламеняется и вызывает сгорание газовой смеси. При запуске двигатель питается только жидким топливом и лишь после общего прогрева двигателя включается газ.

При газожидкостном цикле степень сжатия принимается  $\epsilon = 12—13$ . При этом необходимо проверить запас прочности основных деталей, так как при работе по газожидкостному процессу максимальное давление выше, чем при работе на нефти, на 10—15%.

Система регулирования и управления двигателем может быть осуществлена различными способами в зависимости от конструкции двигателя, например по приведенной на рис. 34 схеме.

В данном случае коромысло регулятора связано с газовой заслонкой жесткой связью, а с валом отсечных клапанов топливного насоса — упругой связью. Упругое звено топливного насоса выполнено так, что при работе двигателя только на жидком топливе увеличение подачи топлива производится через пружину, а уменьшение — помимо пружины. Таким образом, при неисправности в механизме насоса пружина не может служить причиной поломки двигателя.

Корпус упругого звена соединен с рычагом отсечного валика. Воздействуя на корпус при помощи рычага переключателя, подачу жидкого топлива можно уменьшить до нуля, не мешая регулятору перемещать газовую заслонку. Таким образом, при отклонении верхнего конца рычага переключателя вправо ограничивается подача насоса и устанавливается нужная доза жидкого топлива. Регулятор, получая дополнительную нагрузку от упругого звена, действует только на газ. Однако, если установившаяся доза жидкого топлива велика, то при малых нагрузках регулятор не только прикроет дроссель, но и уменьшит подачу жидкого горючего.

Рычаг переключения фиксируется только в двух положениях: работы на жидком топливе и работы на газе с присадкой жидкого топлива. Для того, чтобы второе положение соответствовало же-

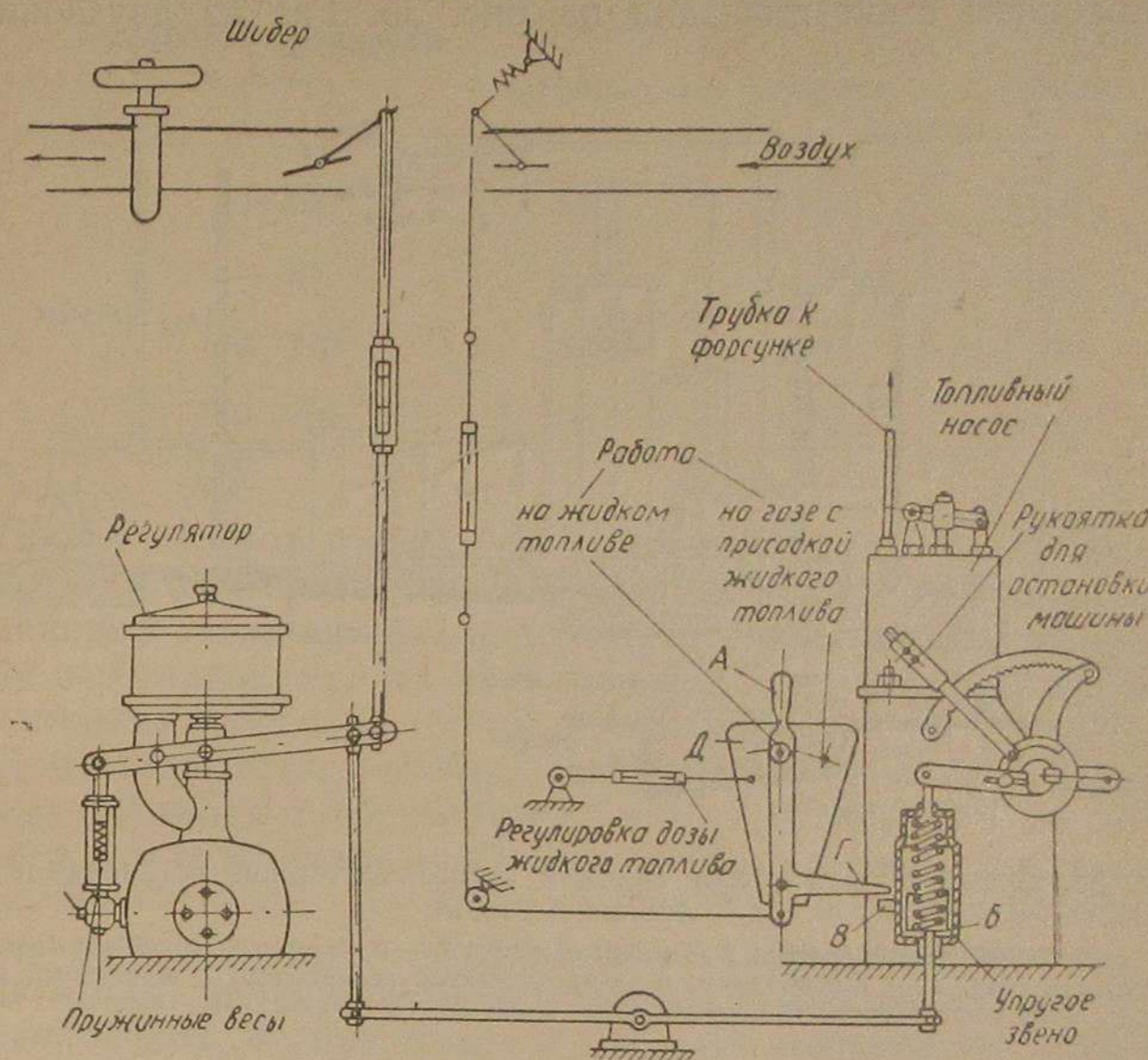


Рис. 34. Схема регулирования и управления конвертированным газожидкостным двигателем.

лаемой величине присадки, деталь, относительно которой производится фиксация рычага, может перемещаться.

Для прикрытия воздушного дросселя при переходе на газ дроссель может быть связан с рычагом переключения.

### Оборудование силовых газогенераторных станций

Оборудование силовой газогенераторной установки и количество входящих в нее агрегатов зависит от вида топлива, целевого назначения установки в части разложения или улавливания смол, мощности установки и выбранного способа газификации. Возможны три типа газогенераторных силовых установок: 1) установки для бессмольных топлив; 2) установки с разложением смол и 3) установки с улавливанием побочных смол.

При улавливании смол для обеспечения медленного прогрева топлива требуются газогенераторы вдвое большей высоты (до 8 м) и довольно сложная смолаулавливающая аппаратура. Поэтому газификация битуминозных топлив с улавливанием смол

выгодна только для крупных установок примерно мощностью свыше 200—300 л. с. в одном агрегате.

Типовая схема силовой газогенераторной станции для торфа с разложением смол показана на рис. 35. Газ из двухзонного

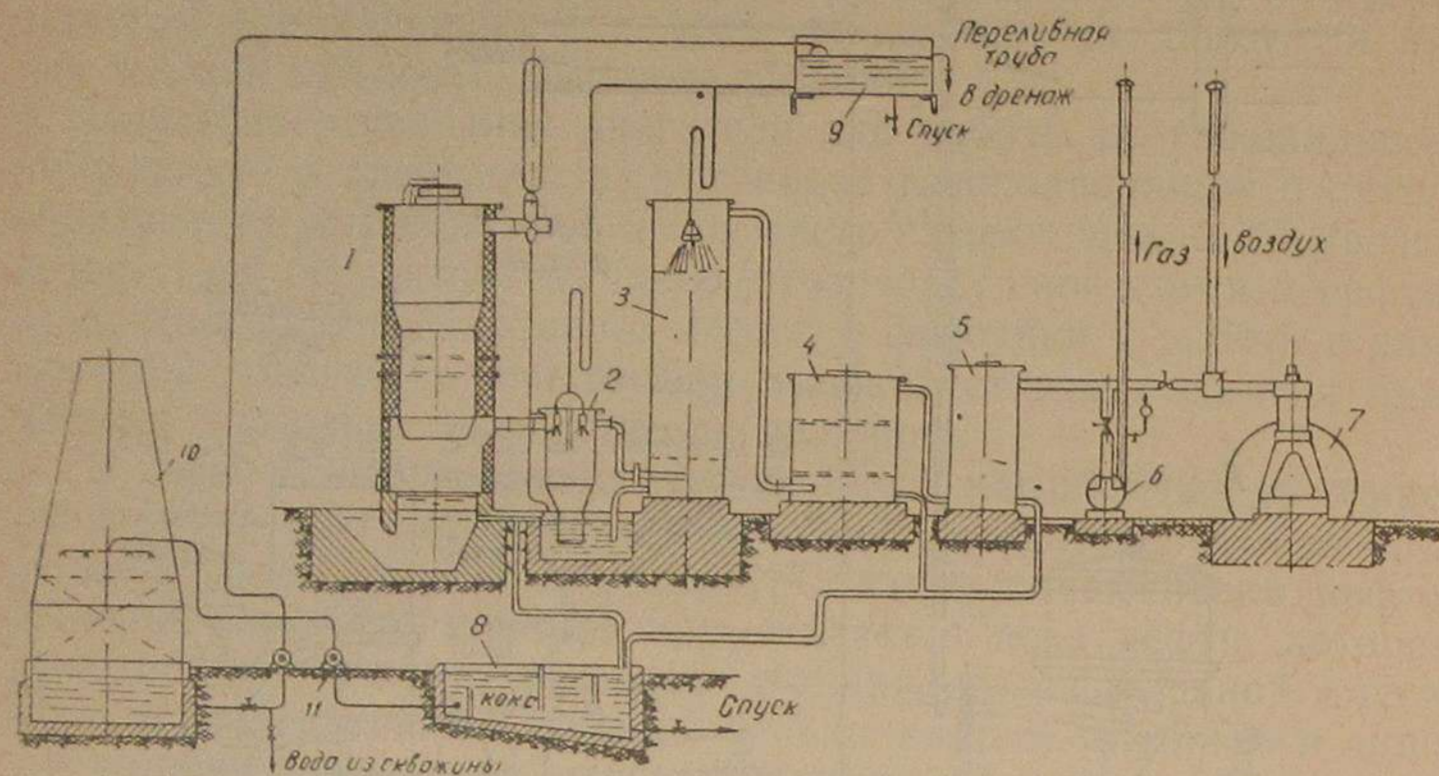


Рис. 35. Схема оборудования силовой газогенераторной установки с разложением смол:

1 — двухзонный газогенератор; 2 — мокрый стояк; 3 — насадочный скруббер; 4 — сухой очиститель газа; 5 — газосборник; 6 — продувочный вентилятор; 7 — газовый двигатель; 8 — смолоотстойник; 9 — расходный бак; 10 — градирня; 11 — водяные насосы.

газогенератора 1 проходит через двухходовой орошаемый стояк 2, затем движется через насадочный скруббер 3, а дальше через сухой очиститель 4 и газосборник 5 поступает к газовому двигателю 7.

Промывные скрубберные воды, а также вода из гидравлического затвора под газогенератором, как и конденсат из сухого очистителя и газосборника, спускаются в смолоотстойник 8. Он предназначен для отделения от скрубберных вод смолы и масел.

Смолоотстойник имеет три отделения: отстойник легких смол и масел, в котором последние всплывают, отстойник тяжелых осаждающихся смол и коксовый или торфяной фильтр. Обычно отстойники сооружаются в виде двух параллельных секций, что позволяет одну из них отключать на очистку. После фильтра промывная вода поступает либо на сброс, либо на вторичное охлаждение.

Основные размеры фильтров-смолоотстойников для разных мощностей газогенераторных установок приведены в табл. 49.

Размеры фильтров-смолоотстойников

Мощность установки в л. с.	Размеры в мм		
	длина	ширина	глубина
45—60	3385	1100	1100
65—95	3740	1200	1100
100—140	4015	1200	1100
150—200	4415	1300	1300

После смолоотстойника при большом содержании уксусной кислоты подсмольную воду пропускают через нейтрализатор — деревянный ящик-лоток с поперечными чередующимися сверху и снизу перегородками. На  $\frac{3}{4}$  этот лоток загружается известняком с размерами кусков 5—15 см.

Для охлаждения и мокрой очистки газа в силовых газогенераторных установках расходуется на 1 л. с. зимой от 15 до 25 л воды, а в летнее время — до 30 л; для охлаждения двигателей — около 23—35 л/л. с. час. Если вблизи МТС имеются большие водоемы — река, озеро, пруд, то охлаждение генераторного газа и двигателей принимается проточное. В маломощных установках водоснабжение осуществляется либо из местной системы водоснабжения, либо из колодцев.

Для бесперебойности водоснабжения и постоянного напора в газогенераторном помещении на 1—1,5 м выше скруббера располагается напорный водяной бак. Из него вода через сифоны (для предотвращения возможности попадания воздуха в газовую систему при перебоях в водоснабжении) поступает в орошаемый сток и в скруббер.

В случае затрудненной водоподачи приходится применять циркуляционную систему со вторичным охлаждением воды в градирне или в брызгальных бассейнах. При этом теплая вода из смолоотстойника насосом подается на градирню, а оттуда охлажденная вода вторым насосом подается в напорный бак.

Скрубберные воды непригодны для охлаждения двигателей ввиду загрязненности их смолами. Поэтому градирню надо по высоте разделить водонепроницаемой перегородкой, чтобы скрубберные воды не могли попасть в воду, охлаждающую двигатели. По мере увеличения концентрации растворимых загрязнений в циркуляционной скрубберной воде последнюю периодически сбрасывают и из скважины подают в систему свежую воду.

В скрубберных водах, особенно при битуминозных топливах, имеются кислоты, смолы, масла, фенолы, аммиак и другие вред-

ные и дурнопахнущие примеси. Так, при работе на дровах в скрубберных водах содержание смол может быть до 40 мг/л, а фенолов — до 230 мг/л. Поэтому такие воды без предварительной очистки нельзя спускать в водоемы общего пользования. Спуск скрубберных вод в пруды и озера вредно отражается на рыбном хозяйстве. При содержании 1 мг/л фенолов в воде она становится непригодной для питья и даже при 0,01 мг/л фенола приобретает неприятный запах.

Спуск промывных вод газогенераторных станций представляет значительные трудности. Проще всего эти воды спускать в болота и в неиспользуемые овраги, если таковые имеются вблизи, либо в поглотительные колодцы, если это не отражается на чистоте вод вблизи расположенных питьевых колодцев. В более сложной обстановке для обезвреживания скрубберных вод приходится применять громоздкие водоочистительные установки — биофильтры и поля фильтрации.

Биофильтры требуют больших затрат на содержание и дополнительное перекачивание скрубберных вод. Поля фильтрации требуют значительных площадей; необходимая площадь для них рассчитывается по допустимой удельной нагрузке (табл. 50).

Таблица 50

Допустимая удельная нагрузка полей фильтрации

Характер грунтов	Суточная нагрузка в м <sup>3</sup> /га	Допустимая концентрация смол по фенолам в мг/л	
		при смеси с ф. кально-хозяйственными водами	при смеси с водопроводной водой
Глинистые . . . . .	25	300	500
Суглинистые . . . . .	50	150	250
Супесчаные . . . . .	75	100	175
Песчаные . . . . .	100	75	125

Здание силовой газогенераторной станции обычно состоит из двух смежных помещений: машинного зала, где располагаются двигатели и электрогенераторы с их оборудованием, и газогенераторной — для размещения газогенераторов, охлаждающе-очистительных агрегатов и вспомогательного оборудования. Кроме того, в состав главного здания электростанции входят еще бытовые помещения (раздевалки, души, уборные), вспомогательные производственные помещения — мастерские, кладовые, лаборатории, а также помещения для обслуживающего персонала — кабинеты, конторы и т. д. Оба основных помещения междуэтажных перекрытий не имеют и сооружаются огнестойкими.

Размеры газогенераторной и машинного зала зависят от мощности станций, количества установленных агрегатов и компоновки их. В газогенераторном помещении агрегаты располагаются при малых мощностях установки обычно по осевой линии помещения с промежутками между агрегатами 0,5—1 м, а от стен — не менее 1—1,5 м. Разрывы между отдельными газогенераторами должны быть не менее 1,3 полусуммы наружных диаметров газогенераторов. При повышенных мощностях установки и при увеличенном количестве агрегатов их располагают иногда в два ряда, чтобы уменьшить площадь газогенераторной. Последний газоочистительный агрегат располагается по возможности ближе к смесителю двигателя.

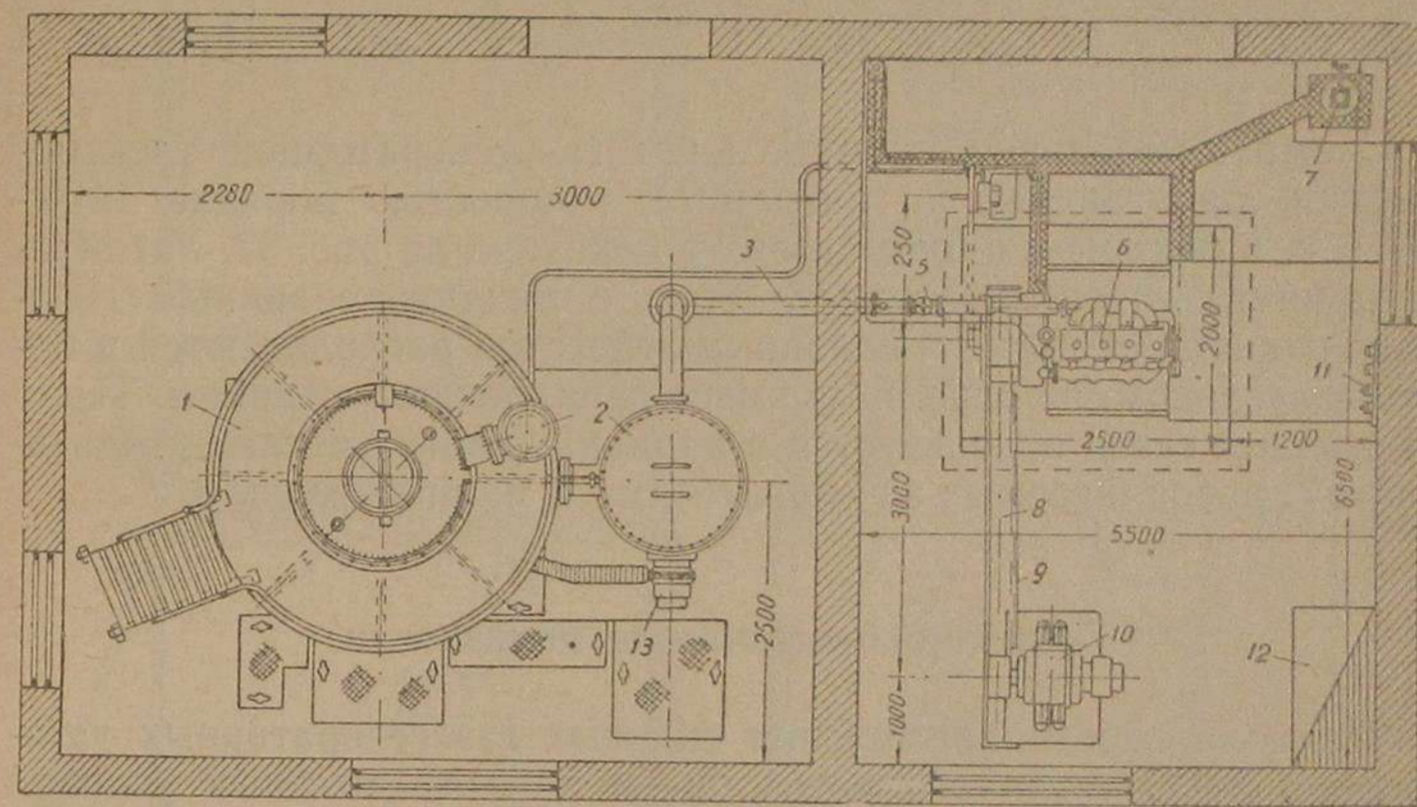


Рис. 36. Размещение агрегатов газогенераторной станции мощностью 90 л. с.:

1 — газогенератор ОГ-13; 2 — комбинированный охладитель-очиститель; 3 — газопровод; 4 — компрессор; 5 — вентиль газопровода; 6 — двигатель 4ГЧ 18/26; 7 — воздушный пусковой баллон; 8 — ременная передача; 9 — ограждение ремня; 10 — электрогенератор; 11 — распределительный щит; 12 — отопительная печь; 13 — нагнетающий вентилятор.

Компоновка двигателей и электрогенераторов в машинном зале обуславливается способом соединения их непосредственным или же при помощи ременной передачи. Проход между торцом двигателя со стороны управления и стеной или каким-либо расположенным у стен оборудованием должен быть не менее 2 м. При наличии ременной передачи двигатель и электрогенератор располагаются не менее как на расстоянии 3,5 м между осями их.

Примерная схема расположения агрегатов однокомплектной древесной газогенераторной установки ОГ-13 с двигателем 4ГЧ 18/26 мощностью 90 л. с. приведена на рис. 36.

Габаритные размеры газогенераторного помещения при обратном или двухзонном способе газификации дров или торфа

и при двухрядном расположении агрегатов для разных мощностей установки приведены в табл. 51.

Таблица 51

Размеры газогенераторных помещений

Внутренние размеры газогенераторной в м	Мощность установки в л. с.			
	60—80	100—120	140—160	200—250
Ширина . . . . .	6,0	6,5	6,9	8,2
Высота . . . . .	6,7	7,0	7,1	7,5
Длина . . . . .	8,9	9,5	10,2	12,8

Схема компоновки оборудования газогенераторной электростанции, работающей на антраците, мощностью порядка 140—150 л. с. и больше в одном агрегате показана на рис. 37. Установка принята газовсасывающего типа с механизированным газогенератором. Комплекты основных агрегатов располагаются в последовательном порядке по прямым параллельным линиям. Тепло выхлопных газов используется в индивидуальных котлах-утилизаторах 7, располагаемых за двигателями в машинном зале.

### Технико-экономические показатели

Рациональность применения силовых газогенераторных установок в МТС устанавливается путем анализа местных условий и сопоставлением эффективности их с аналогичными паросиловыми установками-локомотивами.

По виду твердого топлива, которое может быть использовано для выработки силовой энергии, локомотивные и газогенераторные установки имеют почти одинаковую характеристику. Обе указанные установки могут работать на местных видах топлива — дровах, торфе, бурых углях и топливных отходах. В газогенераторных установках малой и средней мощности применяются топлива повышенного качества в части зольности, влажности, спекаемости и наличия мелочи. В локомотивных же установках используются местные виды топлива и пониженных качеств, но при таких видах топлива требуется конструктивная разработка и сооружение соответствующих топков, а также усложненное обслуживание их.

Экономический к. п. д. силовых газогенераторных станций по топливу состоит из к. п. д. газогенераторной установки  $\eta$  и к. п. д. газового двигателя  $\eta_d$ :

$$\eta_{гс} = \eta_r \cdot \eta_d \quad (54)$$

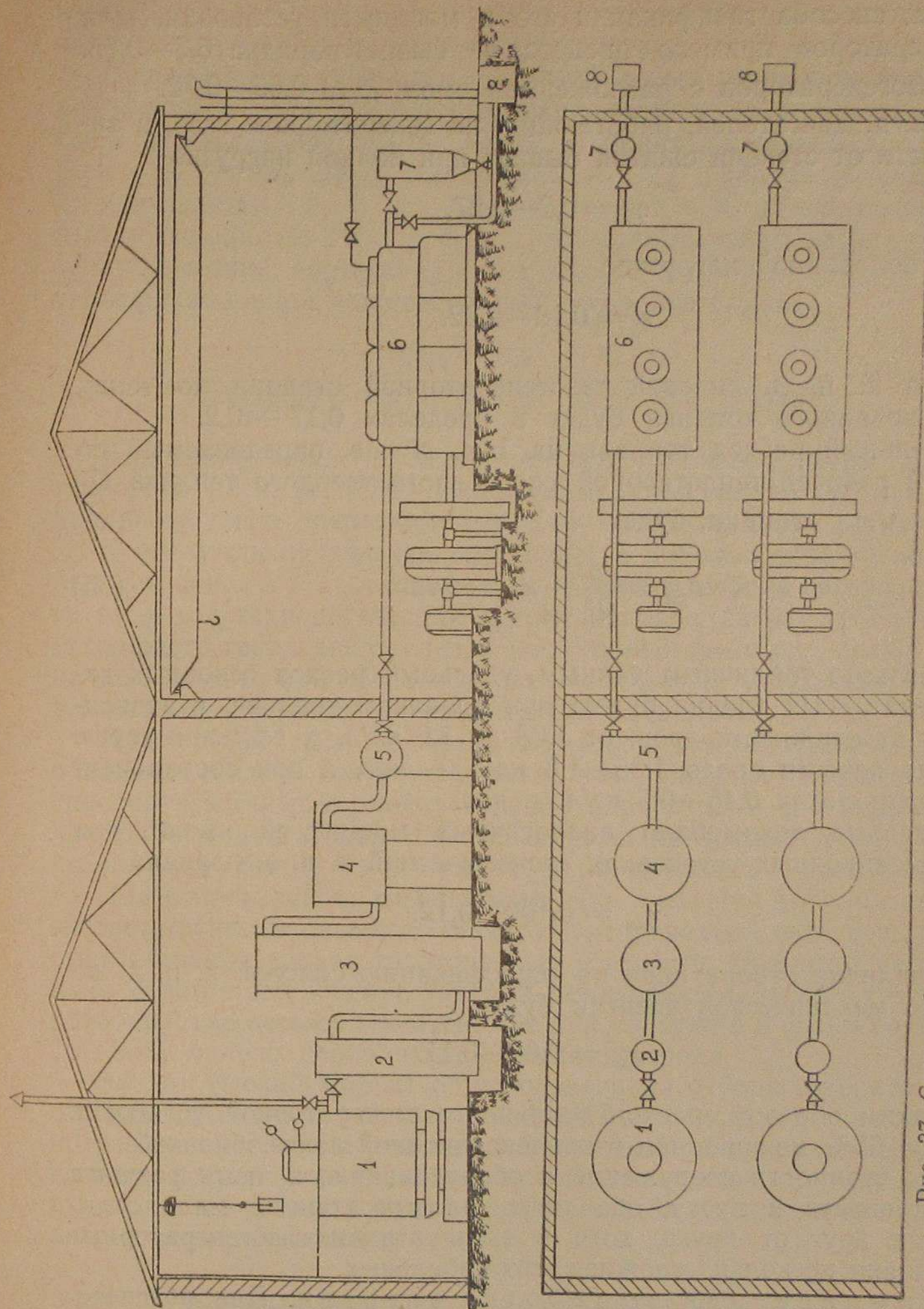


Рис. 37. Схема оборудования газогенераторной электростанции на антраците:

1 — газогенератор прямого процесса с вращающимся поддоном; 2 — грубый очиститель; 3 — скруббер; 4 — сухой очиститель; 5 — газосборник; 6 — четырехцилиндровый газовый двигатель; 7 — котел-утилизатор за двигателем; 8 — глушитель.



К. п. д. силовой газогенераторной установки зависит от вида топлива, способа газификации его и мощности установки. Для газогенераторов прямого процесса  $\eta_r^n$  бывает порядка 0,7—0,75. Для газогенераторов с разложением смол  $\eta_r^p = 0,65—0,72$ .

К. п. д. двигателей, работающих на генераторном газе, в зависимости от степени сжатия бывает при полной нагрузке

$$\eta_d = 0,2—0,27,$$

а при половинной нагрузке

$$\eta'_d = 0,18—0,22.$$

Отсюда к. п. д. силовой газогенераторной станции по теплу использованного топлива будет в пределах  $0,17 \div 0,2$ .

Удельный расход топлива на 1 л. с. час, определяемый по нижней рабочей теплотворной способности твердого топлива  $Q_p^n$  и к. п. д.  $\eta_{гс}$  станции, будет

$$b_{уд} = \frac{632}{Q_p^n \eta_{гс}} \text{ кг/л.с. час.} \quad (55)$$

Согласно табличным данным, удельный расход основных газогенераторных топлив будет: при дровяном топливе, в зависимости от влажности дров, от 1,08 до 1,9 кг/л. с. час; при торфе разных качеств около 1,35—1,8 кг/л. с. час, а при сортированных антрацитах 0,45—0,5 кг/л. с. час.

Паровые локомобили аналогичных мощностей имеют при конденсационных установках экономический к. п. д. порядка

$$\eta_{лк} = 0,109—0,12.$$

При наличии отбора пара на теплофикацию силовой к. п. д. по отдаче механической энергии будет

$$\eta_{лт} = 0,08—0,11.$$

Таким образом, расход топлива газогенераторной установки на 50—65% меньше, чем в конденсационной локомобильной.

По стоимости сооружений и оборудованию, в части розжига и готовности к пуску, оба типа силовых станций мало отличаются друг от друга, хотя в эксплуатации газогенераторные установки несколько сложнее локомобильных.

Комплексная выработка энергии. Для обеспечения энергией тепловых и силовых потребителей в МТС наиболее целесообразным вариантом энергоснабжения является комплексная выработка обоих видов энергии. В МТС имеется два вида потребителей тепла: отопительно-производственные потребители, требующие низкотемпературных теплоносителей в виде горячей воды

или пара с давлением до 3 ата, и нагревательные производственные теплопотребители, требующие создания высокого пирометрического эффекта, т. е. высоких температур.

Большим преимуществом локомобильных установок является возможность получать от теплофикационных локомобилей СТ и СТК отработавший пар на теплоснабжение давлением до 3 ата. При этом суммарный к. п. д. по силовому  $\eta_{лт}$  и тепловому эффекту  $\eta_r$  повышается в 3—5 раз по сравнению с к. п. д. конденсационных локомобилей. Тепловой к. п. д. отработавшего пара сравнительно высокий, порядка  $\eta_r = 0,4—0,55$ . Тогда суммарный к. п. д. теплофикационной локомобильной установки будет

$$\begin{aligned} \eta_{сум} &= \eta_{лт} + \eta_r = \\ &= (0,08 \div 0,1) + (0,4 \div 0,55) = 0,5 \div 0,65. \end{aligned} \quad (56)$$

Теплофикационные локомобили могут покрыть лишь  $1/3—1/2$  теплового расхода МТС. Недостающее количество низкопотенциального тепла покрывается сооружением котельной установки.

К числу специфических преимуществ силовых газогенераторных установок в МТС относится возможность отбора генераторного газа для технологических потребностей, а также утилизация отходящего тепла двигателей. Генераторный газ имеет целый ряд ценных качеств при использовании его в механических цехах для высокотемпературных нагревательных операций.

Для отбора газа на технологическое теплопотребление необходимо создать соответствующий вентиляционный отсос его от силовой газогенераторной установки параллельно с отбором его для работы двигателей. Газогенераторы допускают форсировку отбора газа обычно в довольно широких пределах — на 25—40%.

Для использования отбираемого газа требуется дополнительно соответствующая разводка газа по газопроводной сети и устройство в нужных местах газотопочных устройств. При этом необходимо строгое соблюдение техники безопасности, поскольку генераторный газ весьма токсичен, так как содержит в своем составе 18—25% сильно отравляющей окиси углерода.

Экономический эффект от использования отбора генераторного газа на технологические нужды МТС зависит от количества потребляемого газа и режима отбора его. При правильной организации потребления технологического газа дополнительное оборудование по газоснабжению оправдывает себя на протяжении первого года эксплуатации.

### Технологические газогенераторные установки

Технологические потребители газа не предъявляют столь высоких требований к очистке и охлаждению газа, как силовые установки. Кроме того, они допускают более широкие колебания состава и качества газа. Наиболее вредный для силовых устано-

вок компонент генераторного газа — смолы в технологических установках не лимитируют применимость газа. При этом увеличенное смолосодержание в газе повышает теплотворную способность его, так как смолы при сжигании дают около 9000 ккал/кг.

Охлаждение генераторного газа при технологическом использовании его не обязательно. Высокая температура горячего газа (600—200°) при сжигании его в печах способствует созданию более высоких температур, что имеет существенное значение там, где требуется высокий температурный эффект. При каменном угле экономия от использования физического тепла горячего газа бывает около 7%. При топливе с большой влажностью, когда температура выходящего из генератора газа невысока, физическая теплота не оказывает заметного влияния на повышение тепловой экономичности при сжигании газа.

Если газогенераторы расположены вблизи обслуживаемых ими печей, а также и при индивидуальных газогенераторах возле каждой печи в технологических установках будет приемлемым и неочищенный горячий генераторный газ. Важным преимуществом установки для получения горячего газа является отсутствие довольно сложной водяной системы для охлаждения газа. В установках, где получается горячий газ, количество агрегатов сводится до одного газогенератора либо с добавкой к нему простого пылеуловителя.

Протяженный транспорт и рассредоточенное распределение неочищенного и неохлажденного газа между многими потребителями весьма затруднительны. Поэтому при групповых газогенераторах и в особенности там, где теплотворная способность влажного газа не обеспечивает технологических потребителей, а также при слишком смолистом газе прибегают к установке простейших охладителей-очистителей газа по типу силовых газогенераторных установок. Снижение температуры газа путем охлаждения его, помимо увеличения транспортабельности газа, также повышает и теплотворную способность его благодаря уменьшению содержания в газе балластной влаги.

Технологические схемы. На рис. 38 представлена простейшая технологическая схема получения горячего генератор-

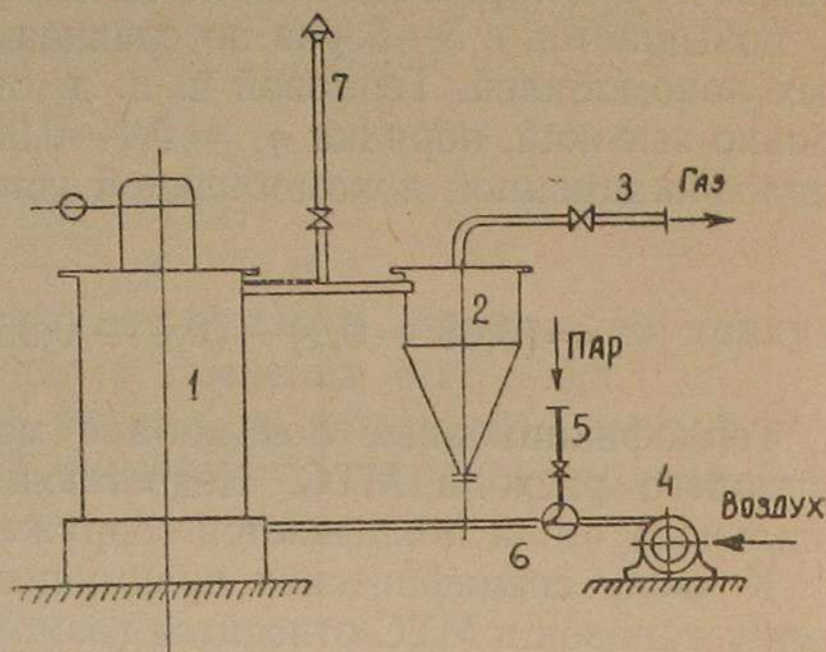


Рис. 38. Схема получения горячего генераторного газа:

1 — газогенератор прямого процесса; 2 — пылеуловитель; 3 — газопровод к потребителям; 4 — дутьевой вентилятор; 5 — паропровод; 6 — смеситель пара с воздухом; 7 — вытяжная труба в атмосферу.

ного газа. В этом случае, кроме газогенератора прямого процесса, предусматривается только грубый очиститель газа от уноса и пыли в виде циклона или иного пылеуловителя.

Водяной пар, необходимый для присадки к дутьевому воздуху, получается от постороннего источника. Такими источниками в МТС служат локомобили или паровые котлы. При топливе с большой влажностью воздух под колосниковую решетку подается без присадки водяного пара.

Практика газификации дров и торфа в небольших установках свидетельствует об эффективном использовании неочищенного генераторного газа для технологических потребителей. Текучесть смол из этих топлив относительно велика и при уклоне газопроводов более 0,01 конденсат водяных паров и смол сравнительно легко стекает к конденсатоотводчикам. При этом необходимо оборудовать всю газовую коммуникацию устройствами для легкой очистки ее от смол, а также для промывки газопроводов горячей водой.

При выборе технологической схемы получения генераторного газа наиболее сложным вопросом является смолосодержание в газе, которое зависит от вида топлива и способа газификации его. Примерное количество смол в газе при прямом процессе газификации приведено в табл. 52.

Таблица 52  
Содержание смол в газе

Вид топлива	Смолосодержание в газе в г/м <sup>3</sup>
Древесина . . . . .	35—100
Торф . . . . .	25— 50
Бурые угли . . . . .	10— 50
Каменные угли . . . . .	3— 15
Антрациты . . . . .	0— 1

Поскольку в МТС применяются в основном местные и низкосортные виды топлива, затрудняющие газопрохождение в генераторах, то иногда приходится использовать не только дутье воздуха в газогенератор, но и отсос газа из газогенератора путем газодувки, создающей требуемый напор газа перед газогорелочным устройством.

На рис. 39 приведена технологическая схема получения горячего газа с газодувкой. Газ, образующийся в газогенераторе прямого процесса из углей или антрацитов и имеющий температуру порядка 500—600°, поступает в пылеотделитель 2 и проходит через котел-утилизатор газотрубного типа 3, где температура газа

снижается примерно до 300°. За счет использования части физического тепла газа в котле образуется пар, необходимый для присадки к дутьевому воздуху.

Прохождение газа по распределительной сети осуществляется газодувкой 5. Воздух, необходимый для газификации, вдувается вентилятором 6 через смеситель пара с воздухом 7. Выброс дымовых газов при розжиге газогенератора производится через вытяжную трубу 8.

В малых установках можно ограничиться одним отсасывающим вентилятором, воздух же будет поступать под влиянием

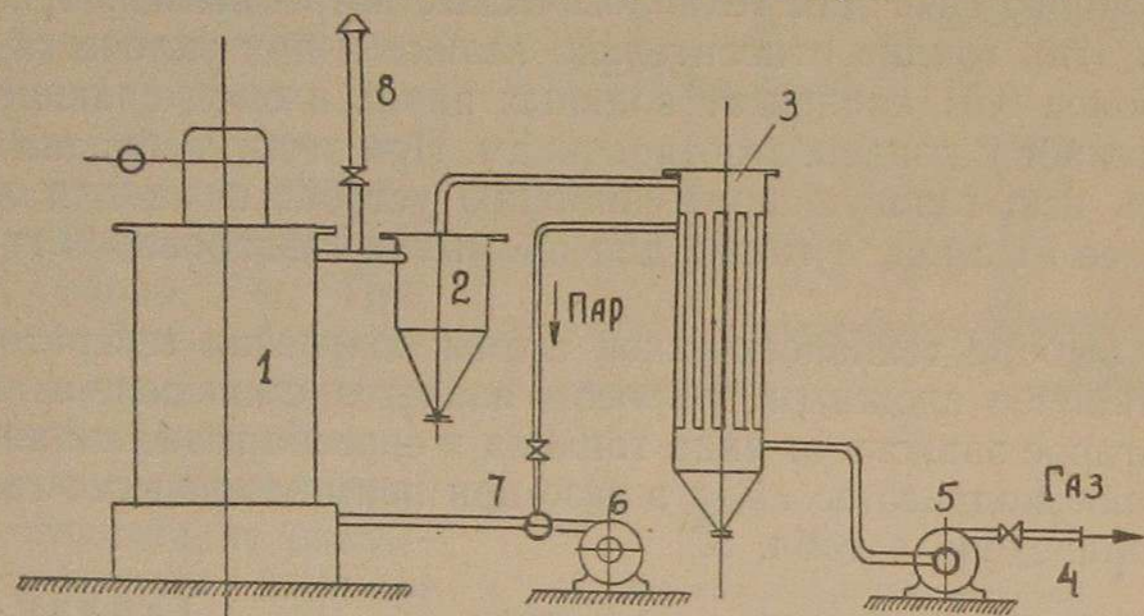


Рис. 39. Схема газогенераторной установки с газодувкой:  
1 — газогенератор прямого процесса; 2 — пылеотделительный циклон;  
3 — котел-утилизатор; 4 — газопровод к потребителям; 5 — газодувка;  
6 — дутьевой вентилятор; 7 — смеситель пара с воздухом; 8 — вытяжная труба.

разрежения, создаваемого газодувкой. Преимуществом этого способа движения газа является разрежение, под которым находится как газогенератор, так и основная система газопроводов. Этим предотвращается выход сильно отравляющего газа в помещение через неплотности. Однако герметизация газопроводов и агрегатов требуется очень высокая независимо от поддержания разрежения под сравнительно малым напором за ней.

Типы газогенераторов. Для технологических потребителей МТС требуются сравнительно малые количества газа в час. Поэтому здесь могут найти применение только простейшие газогенераторы с ручным обслуживанием различных конструктивных типов в зависимости от используемого вида топлива.

На рис. 40 показана схема небольшого газогенератора прямого процесса для торфа, дров и древесных отходов. Шахта его выложена из строительного кирпича с огнеупорной футеровкой в зонах высоких температур. Для лучшей герметизации и прочности такие газогенераторы выполняют в металлическом кожухе круглого сечения. Топливо засыпается через загрузочное устройство с песочным затвором 2.

Колосниковая решетка 3 выполняется для торфа и дров дву-

скатной крышеобразной формы. Во время чистки шлаков через специальные отверстия выше колосниковой решетки вдвигаются металлические стержни, являющиеся временной вспомогательной решеткой. Для антрацита применяются горизонтальные плиточные колосниковые решетки с живым сечением 5—10% при искус-

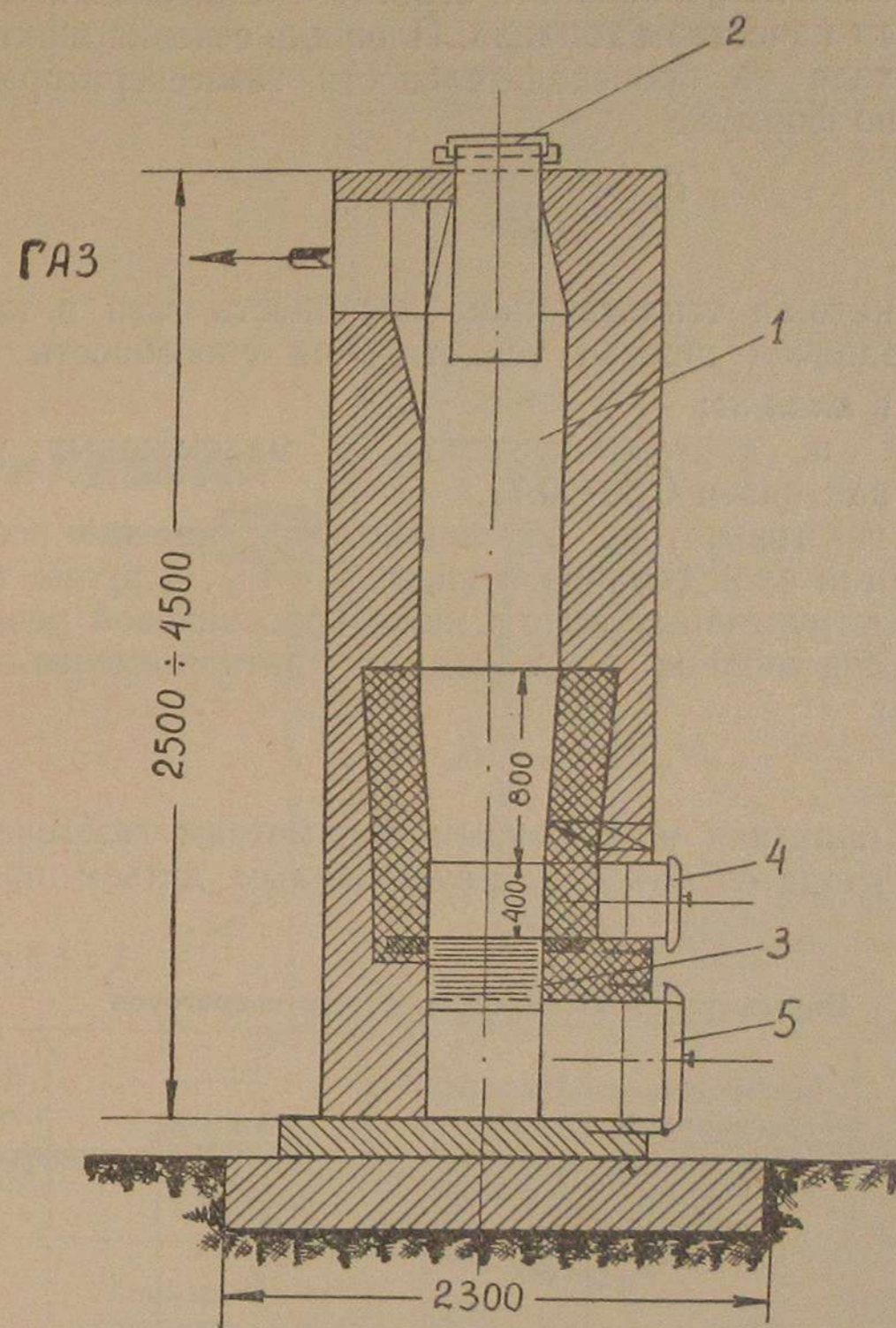


Рис. 40. Газогенератор с крышеобразной решеткой:

1 — шахта газогенератора; 2 — загрузочное устройство;  
3 — крышеобразная колосниковая решетка; 4 — шлаковая дверца; 5 — зольниковая дверца.

ственным дутье. Для чистки колосниковой решетки имеется шлаковая дверца 4. Зола выгребается через нижнюю дверцу 5.

При работе на антрацитах требуется присадка к воздуху водяного пара. Для этого в верхней части монтируется кольцевая коробка испарителя по типу ОГ-5. Он соединяется паровоздушной трубой с подколосниковым пространством.

Основные размеры газогенераторов. Внутреннее сечение камеры газогенератора рассчитывается по напряженности колосниковой решетки. Примерная напряженность колосниковой решетки в  $кг/м^2$  час при газификации разных видов топлива в маломощных газогенераторах приведена в табл. 53. При этом большие значения напряженности относятся к интенсивному дутью и повышенным качествам топлива. Площадь сечения шахты определяется исходя из производительности газогенератора в час  $V_r$  ( $нм^3$  час) по формуле

$$F_{ш} = \frac{V_r Q_n}{Q_p^n \eta_r} m^2, \quad (57)$$

где  $Q_n$  — низшая теплотворная способность газа в  $ккал/нм^3$ ;  
 $Q_p^n$  — рабочая низшая теплотворная способность топлива в  $ккал/кг$ ;  
 $\eta_r$  — к. п. д. газогенератора, в маломощных установках равен 0,65—0,72.

Высота газогенератора обуславливается прежде всего требуемой высотой слоя топлива в шахте —  $h_{сл}$ , а кроме того, зависит от конструктивных высот: ниже колосниковой решетки —  $h_n$  и выше слоя топлива —  $h_b$ . Тогда габаритная высота газогенератора будет

$$H_r = h_{сл} + h_b + h_n. \quad (58)$$

Данные практики по основным параметрам газогенераторов малой производительности с искусственным дутьем приведены в табл. 53.

Таблица 53  
 Параметры технологических газогенераторов

Вид топлива	Напряженность колосниковой решетки в $кг/м^2$ час	Высота слоя топлива $h_{сл}$ в м	Кондиции по топливу	Низшая теплотворная способность сухого газа в $ккал/нм^3$
Дрова с влажностью $W_p = 35\%$	150—250	2—2,5	Швырок длиной 350 мм, толщиной 70—100 мм	1300—1450
Древесные отходы	300—450	1—2	Размеры кусков до 350 мм, влажность до 45%	1350—1400
Торф кусковой с влажностью $W_p = 30\%$	250—350	2—3	Зольность до 20%, мелочи до 15—20%	1200—1400
Антрацит	100—150	0,9—1,2	Сортированный, с тугоплавкой золой	1150—1250

Бóльшие значения высоты слоя топлива относятся к крупнокусковому топливу.

Охлаждение и очистка газа. Для охлаждения и очистки технологического генераторного газа, что часто бывает необходимо при смолистых топливах — дровах, торфе и бурых

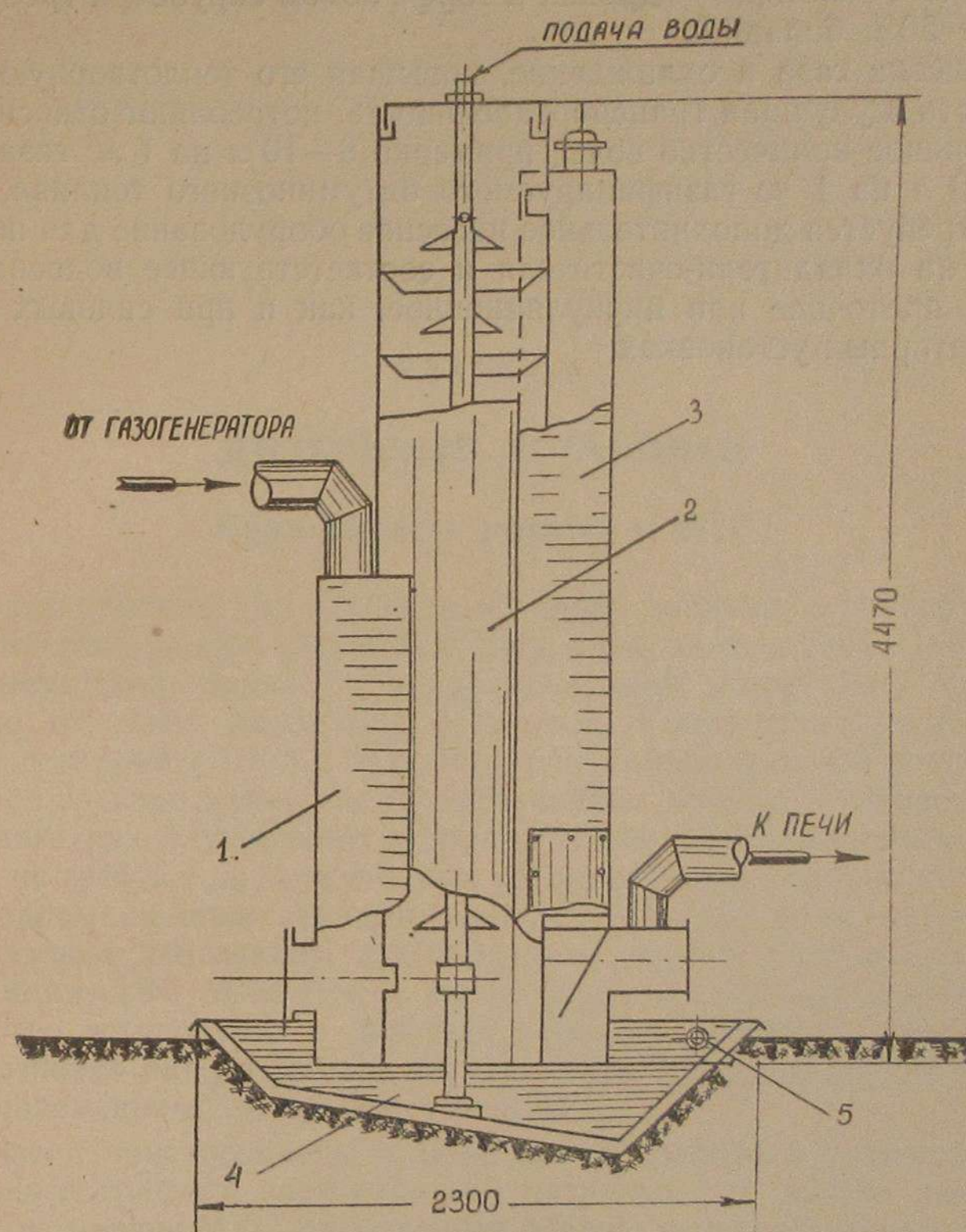


Рис. 41. Охлаждительно-очистительная установка:  
 1 — орошаемый стояк; 2 — каскадный скруббер; 3 — сухой очиститель;  
 4 — гидравлический затвор; 5 — переливная труба.

углях, устанавливают за газогенератором простейшую охлаждающе-очистительную установку. На рис. 41 приведена схема комбинированной охлаждающе-очистительной установки, состоящей из стояка 1, каскадного скруббера 2 и сухого очистителя 3.

Газ из газогенератора поступает в орошаемую колонку стояка, дальше, поднимаясь снизу вверх, он промывается через целый ряд водных каскадов, переливающихся через малые и большие

тарелки. Сильно увлажненный газ осушается в сухом очистителе, заполненном неплотной насадкой с малым газовым сопротивлением.

Объем скруббера при антрацитовом газе составляет 0,7—1% от часовой производительности газогенераторной установки. При смолистых топливах — дровах и торфе объем скруббера требуется на 30—50% больший.

Очистка газа и охлаждение, повышая его теплотворную способность и улучшая транспортабельность, потребляют относительно большое количество воды, примерно 8—10 л на 1 м<sup>3</sup> газа, или 15—20 л на 1 кг газифицируемого битуминозного топлива. При этом требуется дополнительное насосное оборудование для подачи воды на охладители-очистители и соответствующее водоснабжение — проточное или циркуляционное, как и при силовых газогенераторных установках.

## Раздел V

### ДИЗЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

#### Применимость дизелей в МТС

В тех районах, где нет местных видов топлива, а подвоз твердого топлива из других районов затруднен, энергоснабжение МТС при отсутствии подачи электроэнергии извне может быть организовано от своей дизельной установки. Сооружение дизельных электростанций (ДЭС) в МТС является самым простым решением вопроса электроснабжения от собственных электроустановок.

Двигатели внутреннего сгорания с самовоспламенением (дизели) не требуют промежуточных установок вроде паровых котлов при паромашинных станциях или газогенераторных установок при газовых двигателях, использующих твердое топливо. В эксплуатации ДЭС относятся к числу наиболее простых, надежных и быстро вступающих в действие силовых установок, длительно и безотказно работающих в эксплуатации при правильном уходе и своевременном проведении ремонта.

Дизели приспособлены к экономичной работе в условиях переменного графика электрической нагрузки, что важно для силовых установок МТС, работающих обычно некруглосуточно. Если для растопки паровых котлов или газогенераторных установок требуется несколько часов, то дизели пускаются в ход за несколько минут. Поэтому их не приходится держать во время перерывов в работе в горячем резерве, что связано со значительными расходами топлива.

Важным положительным фактором ДЭС является простота хранения топлива и сравнительно малый расход его, так как жидких видов топлива для дизелей требуется в 3—3,5 раза меньше, чем низкосортных твердых для локомобильных установок. ДЭС значительно меньше расходуют воды на охлаждение, чем

иные силовые установки. Также меньше расходы на обслуживающий персонал, так как отпадает необходимость подачи топлива к промежуточным агрегатам и обслуживание их.

В части капиталовложений ДЭС требуют значительно меньших затрат как по приобретению оборудования, так и по сооружениям вследствие отсутствия промежуточных агрегатов — котлов или газогенераторов, требующих отдельных помещений, приблизительно таких же, как и для машинного зала. Правда, локомобильные станции не требуют двух отдельных помещений, но необходимая кубатура здания для них на 40—50% больше, чем для ДЭС.

Относительная стоимость одного установленного кВт на локомобильной электростанции примерно на 15—17% больше, чем на ДЭС такой же мощности, а на газогенераторной станции больше на 30—32%. Данные об удельной стоимости ДЭС, на основании сметно-финансовых расчетов, приведены в табл. 54.

Таблица 54

Удельные стоимости ДЭС

Показатели	Число установленных двигателей			
	2	2	3	3
Единичная мощность двигателя в л. с.	50	140	150	240
Установленная мощность ДЭС в л. с.	100	280	450	740
Установленная мощность электрогенераторов в квт . . . . .	72	200	375	480
Стоимость 1 л. с. на валу двигателя в руб/л. с. . . . .	3500	3400	2900	3450
Стоимость 1 квт установленной мощности электрогенераторов в руб/квт	4900	4750	4150	3950

Отрицательными факторами, которые надо учитывать при выборе дизельных силовых установок для МТС, в первую очередь, является дальность транспортировки жидкого топлива, а также то, что такое топливо предназначено, как правило, для потребителей, не имеющих возможности использовать местные и низкосортные виды топлива.

Существенным недостатком ДЭС является также и невозможность на ней совместной выработки электрической и тепловой энергии, как в паросиловых установках. Правда, при ДЭС можно частично утилизировать тепло выхлопных газов и охлаждающей воды, но для этого требуется сравнительно сложное котельное оборудование, а охлаждающая вода дает трудно используемое низкотемпературное тепло.

Если для выработки электроэнергии в отдельных МТС будут разнаряжены по Госплану нефтепродукты, то, помимо всех прочих

преимуществ ДЭС, стоимость выработки электроэнергии в них будет несколько ниже (на 20—40%), чем при паромашинных, локомобильных или газогенераторных станциях.

### Характеристики дизелей для МТС

Выбор типа дизелей для силовой станции МТС обуславливается прежде всего мощностью ее, режимом нагрузки и качеством разнаряжаемого нефтетоплива, а также эксплуатационными условиями в части обслуживания дизелей. Типовая мощность собственной электростанции для МТС с учетом производственных и коммунально-бытовых нужд ее при объеме ремонтных работ на 60—100 тракторов в год ориентировочно составляет 160—240 л. с. Ввиду того, что суточный и годовой графики электрической нагрузки в МТС резко переменные, целесообразно установить на ДЭС 2—3 агрегата мощностью 80—120 л. с. каждый.

В условиях МТС наиболее эффективными являются дизели, малочувствительные к тонкости очистки топлива и не требующие высококвалифицированного обслуживания.

В качестве примера можно указать на такие четырехтактные быстроходные двигатели, как КДМ-46 мощностью 80 л. с. в комплекте с электрическим генератором типа СГ 60/6 мощностью 60 квт при 1000 об/мин или дизель 6Ч 12/14 мощностью 80 л. с., а также более мощные двигатели Д6 мощностью 150 л. с. при 1500 об/мин.

Краткая характеристика этих трех типов двигателей приведена в табл. 55.

Таблица 55

Характеристика четырехтактных двигателей мощностью 80—150 л. с.

Параметры и показатели	Марка двигателя		
	КДМ-46	6Ч 12/14	Д6
Мощность двигателя в л. с. . . . .	80	80	150
Число об/мин. . . . .	1000	1500	1500
Диаметр цилиндров в мм . . . . .	145	120	150
Ход поршня в мм	205	140	180
Число цилиндров	4	6	6
Степень сжатия . . . . .	15,5	15—16	15

Параметры и показатели	Марка двигателя		
	КДМ-46	6Ч 12/14	Д6
Топливо . . . . .	Дизельное	Дизельное или соляровое масло	Дизельное ДТ или газойль Э
Расход топлива в г/л.с. час . . . . .	205—220	220	190
Расход масла в г/л.с. час . . . . .	11	8	12
Система пуска . . . . .	Пусковой двигатель П-46	Электростартер или сжатый воздух	Электростартер или сжатый воздух
Давление впрыска в <i>ати</i> . . . . .	120	110—120	200
Габариты в мм:			
длина . . . . .	1843	—	1435
ширина . . . . .	948	—	700
высота . . . . .	2005	—	1105
Сухой вес двигателя с маховиком в кг . . . . .	2000	1180	950

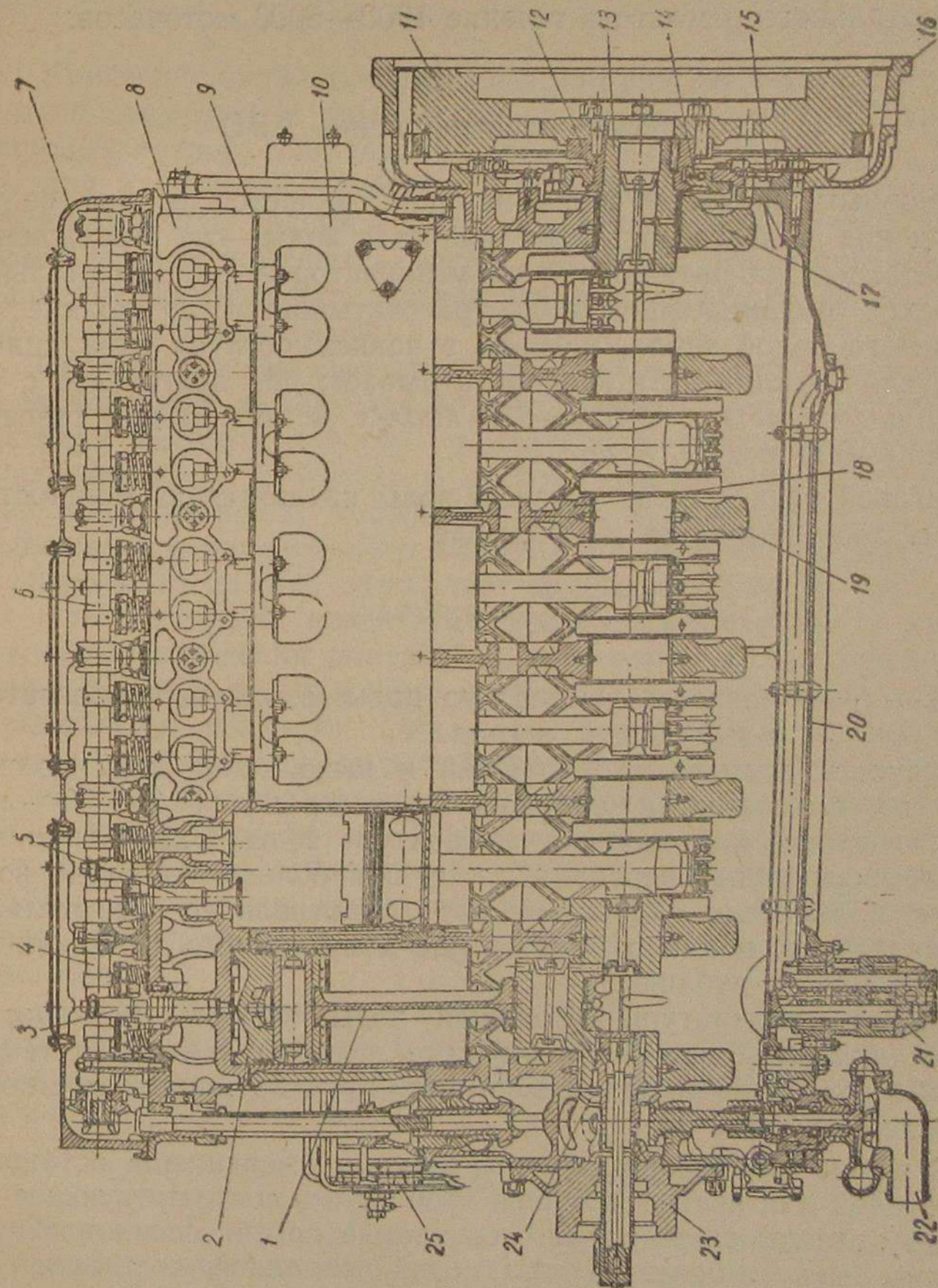
Двигатели 6Ч 12/14 представляют собой бескомпрессорные дизели с вихрекамерным смесеобразованием. Они выпускаются в качестве судовых двигателей, однако технические данные позволяют широко использовать их в других отраслях народного хозяйства, в частности в МТС. В этих двигателях по сравнению с двигателями такой же мощности 4Ч 13/18 вибрация сведена до минимума, что значительно повысило срок их службы.

Двигатели Д6 отличаются относительно малым весом, несложным монтажом и экономным расходом горючего.

На рис. 42 показан продольный разрез двигателя Д6. Двигатель состоит из таких основных частей: картера, вертикального шестицилиндрового блока с двумя распределительными валами для 12 впускных и 12 выпускных клапанов, кривошипно-шатунного механизма, передаточного механизма и систем: топливной, смазки, охлаждения и пуска.

Дизели Д6 выпускаются в шести модификациях, из которых в стационарных установках применяются Д6, 1Д6 и 6Д6. Все эти модификации отличаются друг от друга лишь теми навесными агрегатами, которые установлены на основной двигатель Д6. Большинство деталей и узлов этих двигателей взаимозаменяемые.

Рис. 42. Продольный разрез двигателя Д6:



1 — шатун; 2 — поршень; 3 — форсунка; 4 — распределительный вал впуска; 5 — клапаны газораспределения; 6 — распределительный вал выпуска; 7 — крышка головки; 8 — головка цилиндра; 9 — прокладка; 10 — рубашка цилиндра; 11 — маховик; 12 — фланец коленчатого вала; 13 — коленчатый вал; 14 — корпус уплотнения; 15 — прокладка; 16 — кожух маховика; 17 — подвеска упорного коренного подшипника; 18 — верхний картер; 19 — подвеска; 20 — маслоотсасывающая труба; 21 — масляный насос; 22 — водяной насос; 23 — передняя опора; 24 — коническая шестерня передачи к газораспределению и агрегатам, обслуживающим двигатель; 25 — воздухоподогреватель.

Двигатель 1Д6 предназначен как для стационарных, так и для передвижных установок. Он отличается от Д6 наличием вентилятора и способом крепления двигателя к основанию. Для соединения с ведомым агрегатом 1Д6 снабжен гибкой муфтой, такой же, как и двигатель Д6.

Двигатель 6Д6 используется как стационарный, приводящий в действие агрегаты, имеющие число оборотов в два раза меньше, чем у ведущего двигателя. Этот двигатель имеет редуктор и охлаждаемый выпускной коллектор.

Практика показала, что при правильной эксплуатации и своевременных ремонтах двигателя Д6 могут работать бесперебойно без капитального ремонта в течение 4000—5000 моточасов.

### Техническое водоснабжение ДЭС

Основным расходом воды на ДЭС является подача ее на охлаждение двигателей. Иные расходы воды — на охлаждение компрессоров, на питание котлов-утилизаторов — незначительны.

Расход охлаждающей воды рассчитывается по количеству отводимого водой тепла, которое в зависимости от типа двигателей, конструкции их и мощности бывает: для двигателей с самовоспламенением  $q_B = 650—850$  ккал/л. с. час, а для газовых  $q_B = 800—900$  ккал/л. с. час.

Часовой расход охлаждающей воды на двигатель мощностью  $N$  л. с. рассчитывается по формуле

$$G_B = \frac{q_B N}{t_2 - t_1} \text{ л/л.с. час,} \quad (59)$$

где  $t_2 - t_1$  — разность температур воды, входящей в двигатель и выходящей, в град.

Разность температур входящей и выходящей воды должна быть по возможности небольшой — в пределах  $8—15^\circ$  — при достаточно высокой средней температуре воды. Однако при малых температурных перепадах, т. е. при большом расходе воды может повыситься гидравлическое сопротивление двигателя, а следовательно, и напор будет выше допустимого по механической прочности рубашек.

Выбор температуры уходящей воды зависит от качества охлаждающей воды. Рекомендуемые пределы изменения температуры уходящей воды в зависимости от ее временной жесткости приведены в табл. 56.

С целью улучшения теплопередачи и уменьшения остановок двигателей для чистки рубашек необходимо соответствующее качество охлаждающей воды. Содержание органических примесей должно быть не более 25 мг/л, солей временной жесткости — не более 3,6 мг-экв/л ( $10^\circ$ ), масла — не более 5 мг/л.

Допускаемые пределы изменения температур уходящей воды

Временная жесткость воды $\frac{\text{мг-экв}}{\text{л}}$ в град.	Допускаемая температура уходящей воды в град.	
	не ниже	не выше
Жесткость до 1,4 (4)	55	70
„ от 1,4 до 2,5 (4—7)	50	55
„ свыше 2,5 (7)	30	40

Умягчение охлаждающей воды для двигателей может производиться совместно с химической очисткой питательной воды для паровых котлов, если таковая предусмотрена при МТС. Специально для двигателей наиболее приемлемым способом химической обработки воды является метод стабилизирующих присадок, чаще всего гексаметафосфата натрия ( $\text{NaPO}_3$ ). Приготовленный раствор гексаметафосфата подается во всасывающий колодец или в резервуары охладителей.

Содержание гексаметафосфата натрия в циркуляционной воде в зависимости от качества воды и условий эксплуатации охлаждающей системы должно находиться в пределах  $0,5—2$  мг/л, ориентировочно до 5 мг/л. В зависимости от качества охлаждающей воды предельно допустимая карбонатная жесткость, не оказывающая отрицательного влияния на эффект присадки гексаметафосфата натрия, составляет приблизительно  $15—18^\circ$ .

При отсутствии возле МТС водоемов, достаточных для проточного охлаждения двигателей, в качестве охладителей циркуляционного водоснабжения наиболее целесообразны открытые брызгальные градирни. Они имеют сравнительно малую высоту и по всему объему продуваются воздухом через боковые жалюзи.

На рис. 43 показана конструкция открытой брызгальной градирни квадратной формы. Боковые стенки ее выполнены из досок в виде жалюзи. Разбрызгивание теплой воды производится чаще ударными соплами, направленными вниз. В зимнее время всю воду или часть ее подводят помимо сопел на средние высоты градирни.

Высота градирни над поддоном  $1,5—4$  м. Требуемый напор воды перед соплами  $4—6$  м вод. ст. Рассчитывается площадь градирни по плотности дождя, которая для открытого типа принимается  $2—4$  м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup> час.

### Оборудование ДЭС

В здании дизельной электростанции малой мощности, кроме основного и вспомогательного оборудования, располагаются также и необходимые производственно-бытовые помещения. Пример-



ная кубатура главного здания и основных составляющих его приведена в табл. 57.

Таблица 57

Кубатура здания дизельных электростанций

Показатели	Число двигателей				
	2	2	3	2	3
Единичная мощность двигателей в л.с. . . . .	50	70	105	140	140
Суммарная мощность станции в л.с. . . . .	100	140	315	280	420

Удельный объем здания в м<sup>3</sup>/л.с.

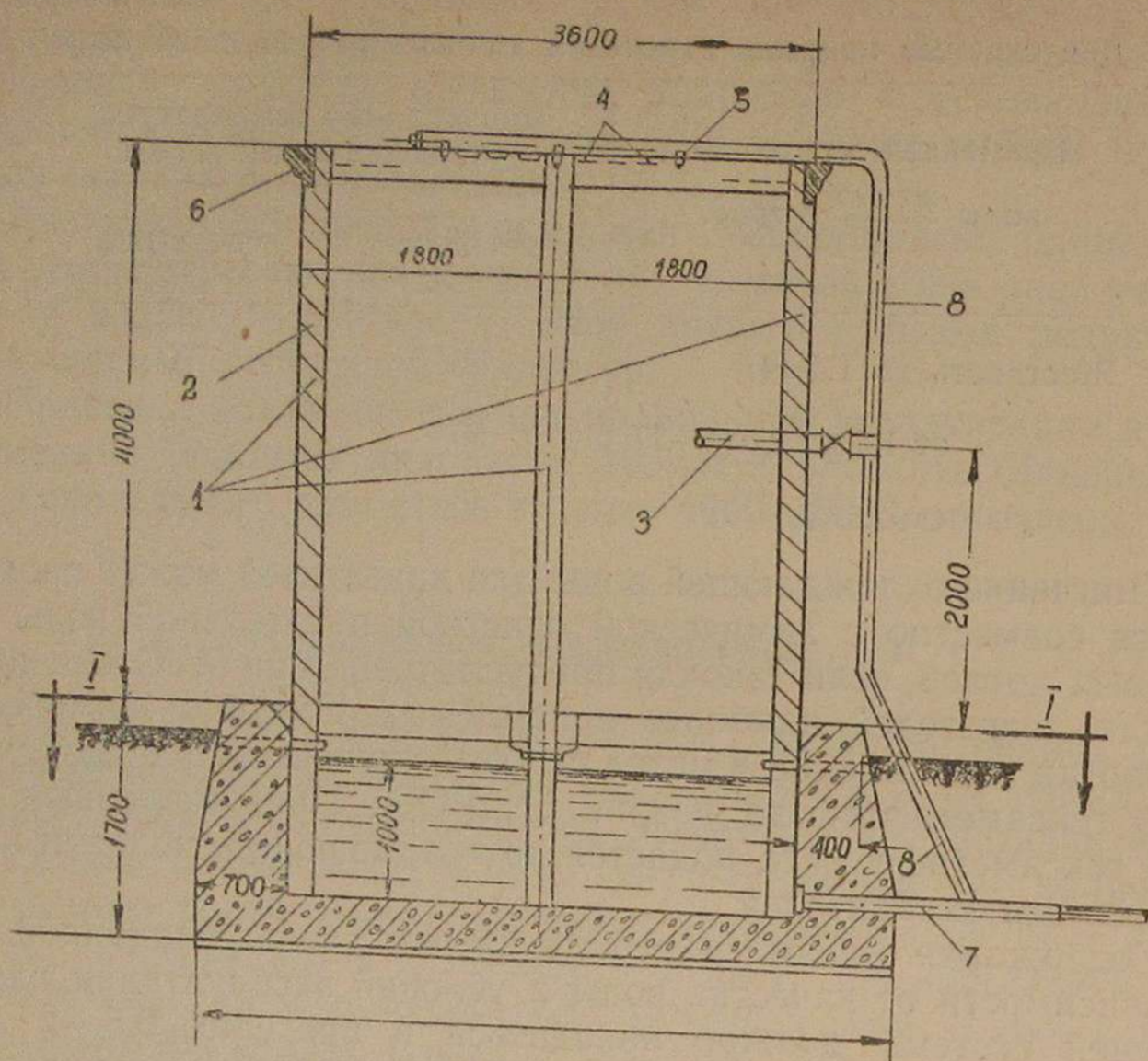
Машинный зал . . . . .	3,12	2,47	1,41	1,29	1,26
Котельная . . . . .	—	—	0,16	0,18	0,11
Помещения электрических устройств . . . . .	0,95	0,74	0,51	0,43	0,57
Прочие производственные помещения . . . . .	—	—	1,25	1,51	1,23
Бытовые помещения . . . . .	1,45	1,13	0,33	0,43	0,38
Фундаменты под оборудование . . . . .	0,17	0,16	0,15	0,12	0,13
Всего . . . . .	5,69	4,50	3,81	3,96	3,68

В машинном зале двигатель и электрогенератор располагаются в один ряд, осями перпендикулярно к оси зала. Проход у стен со стороны управления должен быть не менее 2 м. Вспомогательное оборудование (баллоны, фильтры и т. п.), не требующее обслуживания со всех сторон, можно устанавливать вплотную к стенам. В одном из торцов машинного зала предусматриваются монтажные площадки, необходимые для размещения частей двигателей во время ремонта.

На рис. 44 показана компоновка ДЭС с двумя двигателями типа 4Д-19/32 по 140 л. с. Эта станция работает на топливе ДТ-2.

Подготовка топлива предусмотрена по схеме «отстой—фильтрация». Подогрев топлива и масла производится водой, нагреваемой в котлах-утилизаторах, а также в водогрейном котле Стреля с топкой. Последний используется также для отопления вспомогательных помещений и для аварийного отопления машинного зала, если при ДЭС нет центральной котельной.

Схема водоснабжения предусматривает подачу воды насосом через двигатель непосредственно на охладитель. Оборудование топливоподготовки и регенерации масла установлено на втором этаже двухэтажной башни размером 4 × 8,25 м, в первом этаже которой помещаются насосы водоснабжения и водогрейный котел.



Разрез по I-I

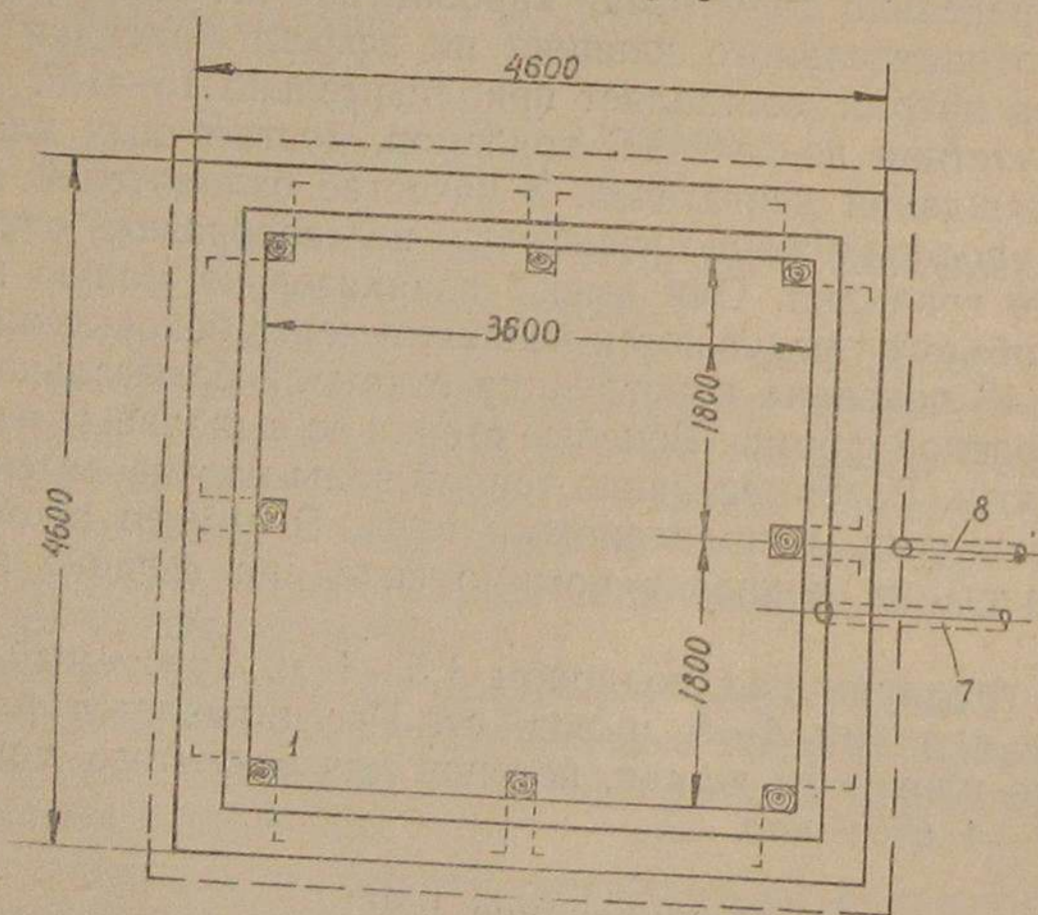


Рис. 43. Открытая брызгальная градирня:  
1 — стойки; 2 — жалюзи из досок; 3 — зимний сброс воды; 4 — ходовые доски; 5 — сопла; 6 — карниз из бруса; 7 — водоотводящие трубы; 8 — труба, подводящая воду к градирне.

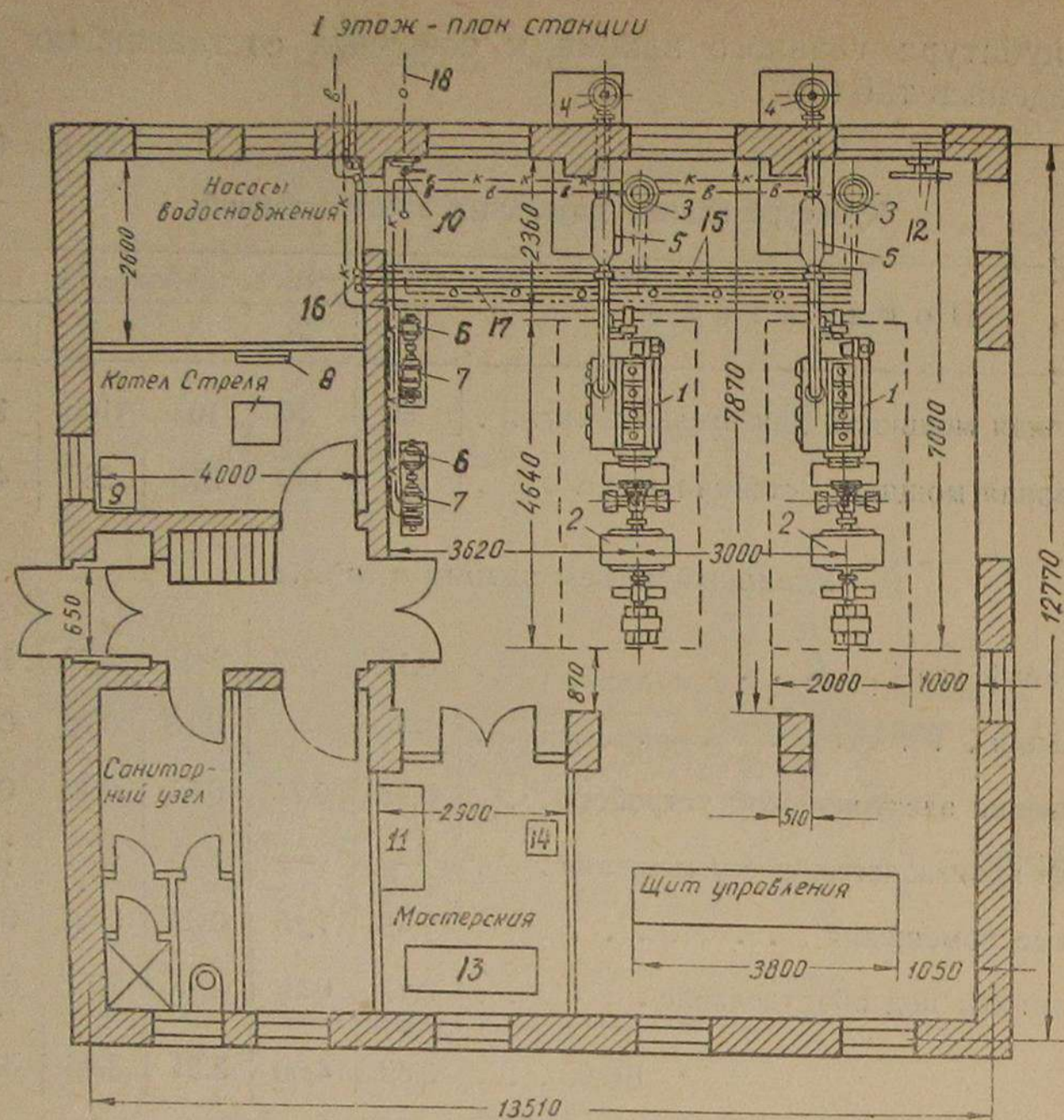


Рис. 44. План дизельной электростанции с двумя двигателями по 140 л. с.

1 — дизели; 2 — электрогенераторы; 3 — баллоны пускового воздуха; 4 — глушители; 5 — котлы-утилизаторы НИДИ; 6, 7 — электронасосы к котлам-утилизаторам и двигателям; 8 — коллектор горячей воды; 9 — бак для шлама и перелива; 10 — ручной насос; 11 — верстак; 12 — ручной поршневой компрессор; 13 — токарно-винторезный станок; 14 — ручной сверлильный станок; 15 — топливо для двигателя; 16 — чистое масло; 17 — холодная вода к двигателю; 18 — сброс нагретой воды.

Необходимый размер территории ДЭС в зависимости от мощности приведен в табл. 58.

Таблица 58

Мощность в л.с.	Размер территории ДЭС		Процент застройки
	га	м <sup>2</sup> /л.с.	
2 × 50	0,18	18,0	8,7
2 × 70	0,22	16,0	9,4
2 × 140	0,42	15,0	10,0
3 × 105	0,45	14,3	10,2

При выборе площадки для ДЭС важным фактором является возможность присоединения к сетям водопровода и канализации, а также дальнейшего расширения ДЭС. Надо отдавать предпочтение площадкам, расположенным вблизи возможных потребителей отходов тепла.

### Использование отходов тепла

Схемы утилизации тепловых отходов. Двигатели внутреннего сгорания теряют с охлаждающей водой и отходящими газами в среднем около 60% тепла затраченного топлива. Количество используемых отходов тепла зависит от принятой схемы утилизации тепла и температуры отходящих газов и охлаждающей воды. Для использования тепла отходящих газов их пропускают через котлы-утилизаторы. При выборе схемы рационального использования тепловых отходов следует учитывать, что значительное количество отбросного тепла необходимо для покрытия собственных тепловых нужд электростанции особенно на ДЭС, работающих на тяжелых топливах. При расчете возможной отдачи тепла утилизационной установкой необходимо также учитывать режим работы электростанции.

Ориентировочный расчет можно произвести по балансу тепла двигателей. По технико-экономическим соображениям расчетная температура после утилизаторов обычно не снижается ниже 200°. Если учесть потери в котлах-утилизаторах, то количество тепла, получаемого в них от выхлопных газов, редко превосходит 10% от тепла, содержащегося в израсходованном топливе.

На 1 л. с. час современные дизели в эксплуатационных условиях расходуют примерно 1600—2100 ккал/л. с. час, а газовые двигатели — 2400—3000 ккал/л. с. час. Тогда от дизелей можно получить в утилизаторах  $q_y^d = 160—210$  ккал/л. с. час, а от газового двигателя  $q_y^g = 240—300$  ккал/л. с. час.

Полученное в утилизаторах тепло можно использовать либо на подогрев воды, либо на получение пара. Воду в котел-утилизатор целесообразно направлять из системы охлаждения двигателя, которая имеет температуру примерно  $t_0 = 60—65^\circ$ . Если принять схему с водогрейным котлом-утилизатором, в котором вода должна подогреваться до отопительной температуры  $t = 95^\circ$ , то количество горячей воды на 1 л. с. час можно получить при дизелях

$$W_d = \frac{q_y^d}{t_r - t_0} \text{ кг/л.с. час}; \quad (60)$$

$$W_d = \frac{160 \div 210}{95 - 60} = 4,6 \div 6 \text{ кг/л.с. час};$$

при газовых двигателях

$$W_g = \frac{q_y^g}{t_r - t_0} = \frac{240 \div 300}{95 - 60} = 6,9 \div 8,6 \text{ кг/л.с. час}.$$

Таким образом, если взять среднюю мощность двигательной станции МТС в 200 л. с., то горячей воды, пригодной для отопления, можно получить при дизелях 920—1200 кг/час, а при газовых двигателях около 1380—1920 кг/час.

Если назначение котла-утилизатора давать пар низкого давления  $p = 2 \text{ ата}$  при температуре питательной воды  $t = 60^\circ$  и теплосодержании пара  $i = 645,8 \text{ ккал/кг}$ , то на 1 л. с. час можно получить пара при дизелях

$$d_{\text{п}} = \frac{q_{\text{г}}^{\text{д}}}{i_{\text{п}} - t_{\text{п}}} = \frac{160 \div 210}{645,8 - 60} = 0,27 \div 0,36 \text{ кг/л.с. час},$$

а при газовых двигателях:

$$d_{\text{г}} = 0,41 \div 0,51 \text{ кг/л.с. час}.$$

Расход пара на производственные нужды ДЭС, работающих на топливах ДТ-2 и ДТ-3, в условиях нормальной эксплуатации составляет примерно 0,1—0,25 кг/л. с. час.

Можно за исходный теплоноситель брать охлаждающую воду двигателей. Тогда с охлаждающей водой при дизелях отводится приблизительно 30% от тепла сгоревшего топлива, а при газовых двигателях это количество тепла снижается иногда до 20%. Если бы были потребители для низкотемпературной воды  $t_{\text{е}} = 40—65^\circ$ , то уходящую из двигателей воду можно было бы полностью использовать на нужды соответствующих теплопотребителей.

Возможна схема совместного использования охлаждающей воды двигателей и тепла выхлопных газов. Тогда температуру охлаждающей воды можно несколько повысить в котлах-утилизаторах. Если взять по зимнему периоду температуру входящей в двигатель воды  $t_1 = 5^\circ$ , а максимальную температуру выходящей воды  $t_2 = 65^\circ$ , то минимальное количество проходящей воды на 1 кг нефтетоплива с теплотворностью  $Q_{\text{п}} = 10000 \text{ ккал/кг}$  будет

$$W_0 = \frac{Q_{\text{п}} \cdot 0,3}{t_2 - t_1} = \frac{10000 \cdot 0,3}{65 - 5} = 50 \text{ кг/кг}.$$

На 1 л. с. час минимальное количество охлаждающей воды при указанной выше разности температур воды при удельном расходе нефтетоплива в небольших двигателях  $b = 0,2 \text{ кг/л. с. час}$  составит

$$W_{\text{м}} = W_0 \cdot 0,2 = 50 \cdot 0,2 = 10 \text{ кг/л.с. час}.$$

За счет используемого тепла уходящих газов это количество охлаждающей воды может быть повышено на

$$\Delta t = \frac{Q_{\text{г}} \cdot 0,1}{W_0} = \frac{10000 \cdot 0,1}{50} = 20^\circ.$$

Если же расход охлаждающей воды по летнему периоду будет 40 л/л. с. час, то охлаждающая вода может быть подогрета в утилизаторах только на  $5^\circ$ . Таким образом, температура охлаж-

дающей воды может быть повышена в зимний период до  $65 + 20 = 85^\circ$ , а в летний период — до  $65 + 5 = 70^\circ$ . Всего при этом варианте может быть использовано  $30 + 10 = 40\%$  от тепла израсходованного топлива. Но для этого нужно иметь теплопотребителей, требующих температуру теплоносителя порядка  $70—85^\circ$ .

Для отопления МТС желательна перегретая вода с  $t = 110^\circ$ . Если принять температуру обратной воды  $t_{\text{об}} = 65^\circ$ , то в котле-утилизаторе до  $t_{\text{г}}$  может быть подогрета вода при расчете на 1 кг топлива

$$W_{\text{пв}} = \frac{Q_{\text{п}} \cdot 0,1}{t_{\text{г}} - t_{\text{об}}} = \frac{10000 \cdot 0,1}{110 - 65} = 22,2 \text{ кг/кг}.$$

Это составит на 1 л. с. час 4,5 кг/л. с. час, а для  $N = 200 \text{ л. с.}$  — 900 кг перегретой воды в час.

На дизельных электростанциях МТС, имеющих малую мощность (до 200—300 л. с.), для утилизации тепловых отходов целесообразна установка на выхлопных газах водогрейных котлов-утилизаторов, предназначенных в основном для собственных нужд: для отопления производственных и вспомогательных помещений и для разогрева топлива или масла как в здании электростанции, так и в наружном топливном хозяйстве. При этом параллельно с котлами-утилизаторами должен быть предусмотрен в качестве резерва также и водогрейный котел с огневой топкой. Схема такого теплоснабжения приведена на рис. 45.

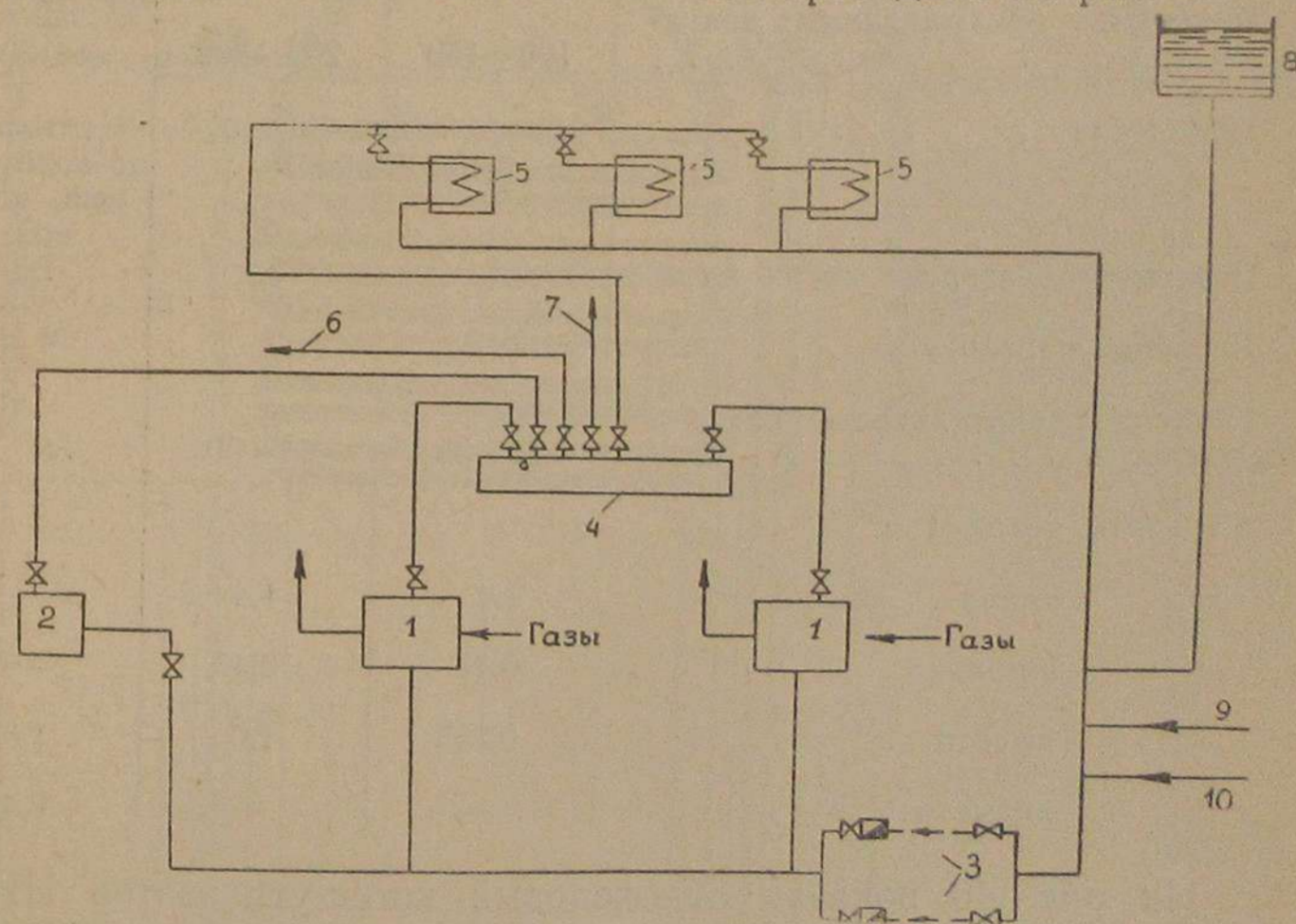


Рис. 45. Схема теплоснабжения от водогрейных котлов-утилизаторов: 1 — водогрейные котлы-утилизаторы; 2 — водогрейный котел с огневой топкой; 3 — циркуляционные насосы; 4 — коллектор горячей воды; 5 — обогреваемые резервуары в здании станции; 6 — горячая вода к наружному топливному хозяйству; 7 — горячая вода на отопление; 8 — расширительный сосуд; 9 — вода от наружного топливного хозяйства; 10 — вода из отопительной системы.

На этой схеме показаны два водогрейных котла-утилизатора 1 и один водогрейный котел с огневой топкой, параллельно работающие на циркуляционную насосную водяную систему. Система имеет три кольца теплоснабжения: 1) кольцо горячего теплоснабжения для обогрева резервуаров с топливом и маслом внутри здания 5; 2) кольцо отопительной системы для собственных нужд 6 и 3) кольцо горячей воды к наружному топливному хозяйству. При неполном использовании горячей воды на технологические нужды самой электростанции в большем или меньшем объеме могут быть подключены технологические потребители МТС.

Утилизационные котлы. В качестве утилизаторов тепла выхлопных газов чаще выбирают водогрейные или паровые водотрубные котлы-утилизаторы НИДИ. Основные характеристики котлов-утилизаторов НИДИ приведены в табл. 59.

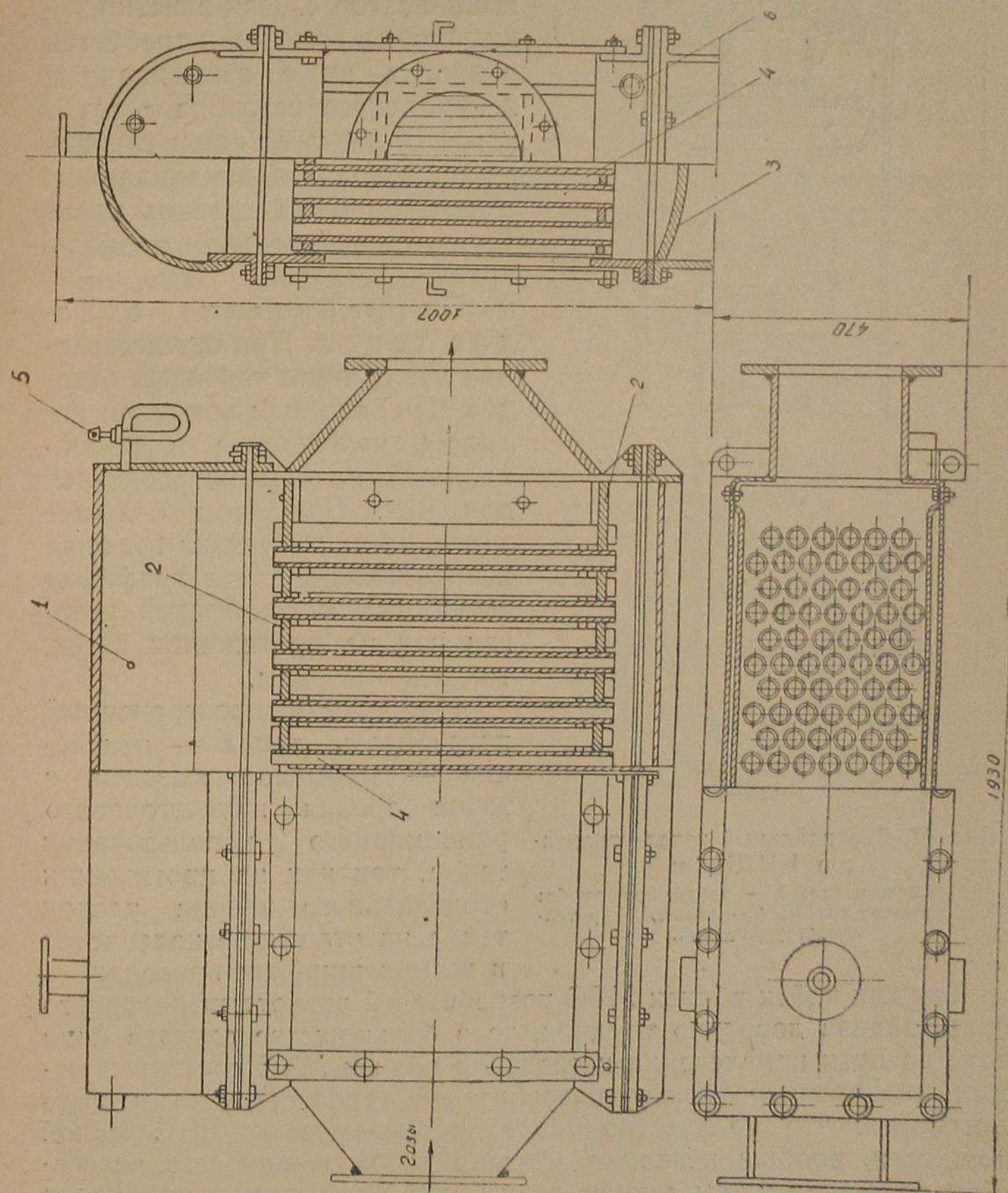
Таблица 59

Характеризующие данные котлов-утилизаторов НИДИ

Параметры и показатели	Марки котлов-утилизаторов		
	НИДИ-1S		НИДИ-1a
	малый	большой	
Мощность обслуживаемых двигателей в л.с. . . . .	100—150	200—300	до 300
Тип котла . . . . .	Горизонтально-водотрубный, паровой		Вертикально-водотрубный, паровой
Поверхность нагрева котла в м <sup>2</sup> . . . . .	2,7	5,4	1,3
Давление пара в ати . . . . .	2	2	4
Паропроизводительность котла в кг/час . . . . .	22—30	44—60	35
Габариты котла в м:			
длина . . . . .	1,4	1,4	—
ширина . . . . .	0,47	0,47	—
высота . . . . .	0,755	1,0	1,8
диаметр . . . . .	—	—	0,47

На рис. 46 показан одноходовый котел-утилизатор НИДИ сундучного типа. В нем выхлопные газы движутся горизонтально, пересекая расположенные в шахматном порядке вертикальные трубки с водой. Сверху над трубками располагается паровое пространство. Для очистки труб от накипи верхняя крышка утили-

Рис. 46. Одноходовый котел-утилизатор НИДИ-1S:  
1 — паровое пространство;  
2 — трубные решетки; 3 — днище;  
4 — кипящие трубки;  
5 — трубка к манометру; 6 — питание котла.



затрачивается. От сажи и нагара трубки очищаются щетками, пропускаемыми между расположенными в шахматном порядке трубками, после снятия боковых крышек.

Вертикальный цилиндрический котел-утилизатор НИДИ-1а

показан на рис. 47. В нем водяные трубки расположены в перекрестном порядке по высоте центрального газохода. Для компенсации температурных удлинений внутренней трубы котла имеется эластичный компенсатор 4. Для очистки таких котлов от накипи требуется разборка их с вытягиванием центрального газохода с трубками. Очистка от сажи и нагара производится накаливанием путем пропуска горячих газов через опорожненный от воды котел.

Потребители отходов тепла. При осуществлении утилизации тепловых отходов ДЭС важным вопросом является нахождение и рациональный подбор потребителей для них. При этом большое значение имеет увязка графика потребления тепла с графиком выработки механической энергии как на протяжении суток, так и по сезонам.

Наиболее распространенный потребитель тепла — отопление — наименее выгоден с точки зрения круглогодичного равномерного использования тепла, так как на протяжении отопительного сезона расход тепла на отопление колеблется в весьма широких пределах.

Так как найти вблизи МТС потребителей низкотемпературного тепла задача довольно трудная, то в большинстве случаев надо идти по пути привлечения и создания вблизи МТС соответствующих низкотемпературных потребителей тепла. При этом надо учитывать, что количество тепла, получаемое от ДЭС малой мощности, вообще невелико. Отсюда использование его целесообразно только в том случае, если будут подысканы потребители

тепла на протяжении всего года или большей части его.

Круглогодичными потребителями тепла при МТС могут быть бани и прачечные. На каждого пропускаемого баней человека в час требуется нагрузка двигательной установки по горячей воде (55—65°) примерно 8—10 л. с., а вместе с отоплением в зимнее время — порядка 20—25 л. с. Для пропуска через прачечную 100 кг белья в час надо иметь нагрузку двигателей: по горячей воде 33—48 л. с., а по пару 35—56 л. с.

Для выравнивания графика теплоснабжения большой интерес представляют потребители, нуждающиеся в получении тепловой энергии в весенний, летний и осенний периоды, когда расход тепла на отопление резко сокращается либо совсем прекращается. В качестве весеннего потребителя тепла при МТС может быть искусственный подогрев парников, а в качестве осеннего и летнего потребителей — всякого рода сушилки для фруктов, овощей, зерна и т. п.

Весьма рациональными потребителями низкотемпературного тепла в тех районах, где возможен широкий сбыт свежих овощей, являются теплицы, но и они потребляют тепло только в холодное время года.

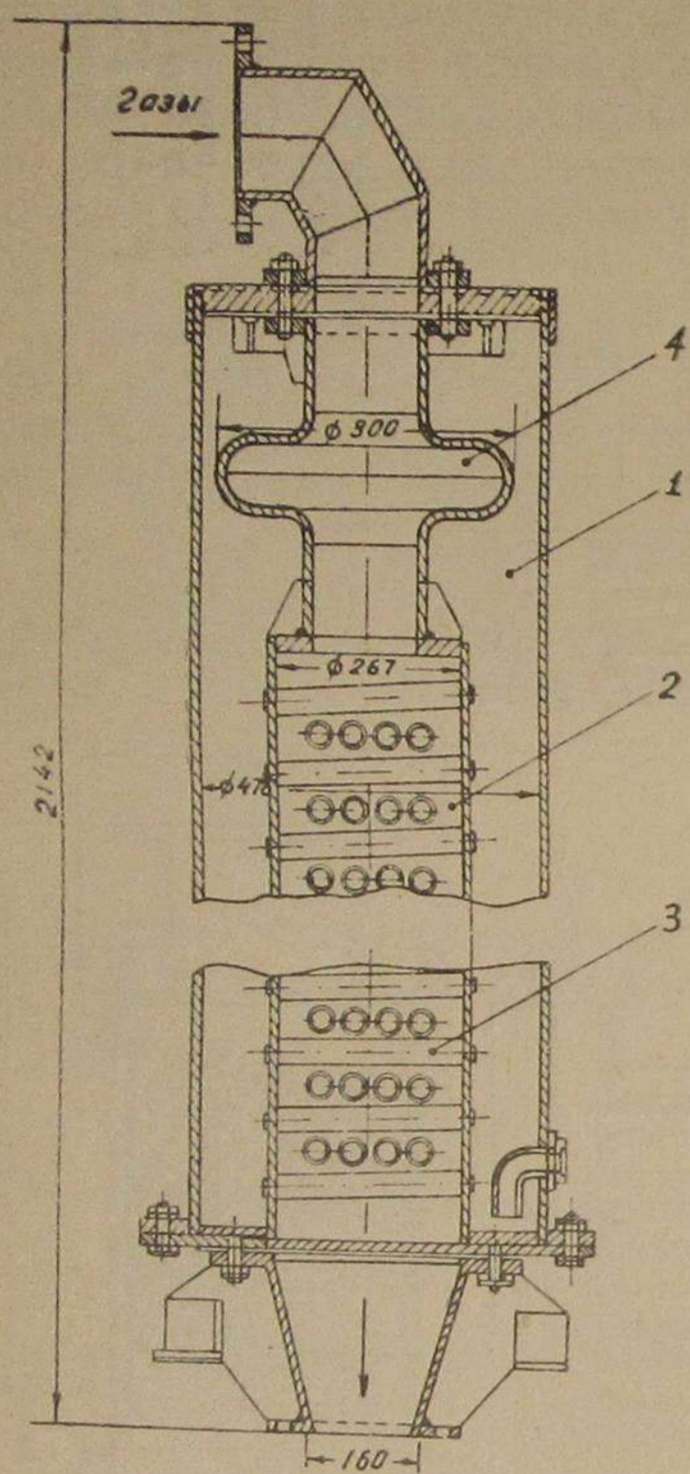


Рис. 47. Вертикальный котел-утилизатор НИДИ-1а:

1 — кожух котла; 2 — внутренняя труба; 3 — водяные трубки; 4 — компенсатор тепловых удлинений.

## ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ МТС

### Системы централизованного теплоснабжения

Для теплоэнергетического хозяйства советских городов и сел применяется централизованное теплоснабжение. При этом используются две системы: теплофикация и районное теплоснабжение.

Теплофикация как централизованное теплоснабжение на базе комбинированной выработки тепловой и электрической энергии мало применима в условиях МТС ввиду большого расхождения между потребным количеством тепловой и электрической энергии. Значительность расстояний между отдельными МТС и другими тепло- и электропотребителями не позволяет объединять несколько машинно-тракторных станций в одну систему комбинированного энергоснабжения.

При районном теплоснабжении источником тепла является районная котельная, обслуживающая производственные, общественно-бытовые и жилые здания. Районная котельная в условиях МТС должна быть оборудована котлами, приспособленными для сжигания местного низкосортного топлива с высоким коэффициентом полезного действия, а также рационально выбранными тепловыми сетями, что обеспечивает значительное снижение расходов по теплоснабжению.

В качестве теплоносителя в системах централизованного теплоснабжения могут быть использованы вода и пар.

Схема теплоснабжения подбирается в зависимости от планировки обслуживаемого объекта и вида теплоносителя. Для теплоснабжения производственного и жилого секторов машинно-тракторной станции наиболее простой и экономичной является система централизованного теплоснабжения с теплоносителем — перегретой водой при температуре 110—115°. Предел нагрева

теплоносителя ( $t = 115^\circ$ ) обусловлен технико-экономическими соображениями как по выработке теплоносителя, так и по транспортировке его.

Перегретая вода, получаемая в водогрейных котлах, направляется в наружные сети теплопроводов, которые связывают отдельных теплопотребителей с источником тепловой энергии. Системы отопления отдельных теплопотребителей (абонентов) подсоединяются к наружной сети теплоснабжения с помощью вводов.

Теплоноситель может поступать непосредственно в систему абонента, как это показано на схеме (рис. 48,а). В тех случаях,

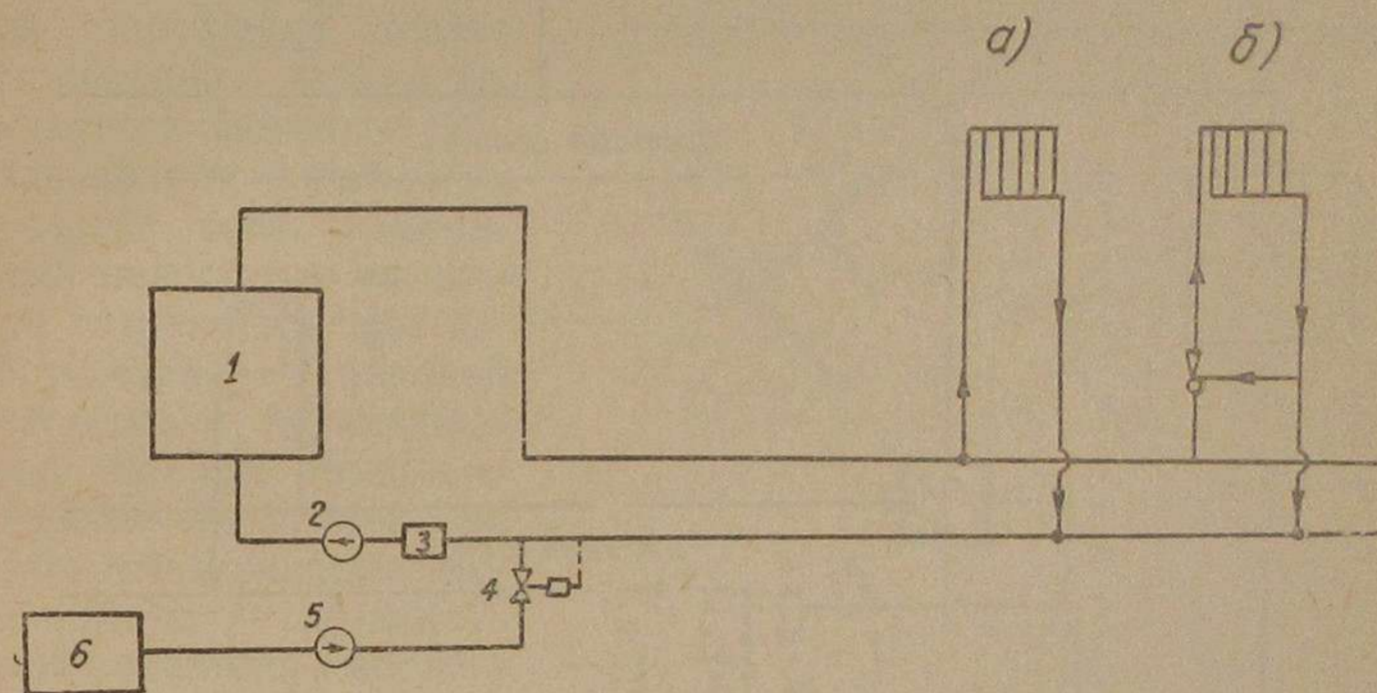


Рис. 48. Схема районного теплоснабжения от водогрейного котла:  
1 — котел, 2 — сетевой насос, 3 — грязевик, 4 — задвижка, 5 — подпиточный насос,  
6 — химическая водообработка.

когда для домовой системы отопления нужно снизить температуру теплоносителя, на вводе к горячей воде с помощью элеватора подмешивается обратная охлажденная вода (рис. 48,б). Переменной количества подмешиваемой воды можно регулировать температуру в домовых системах отопления.

При теплоносителе-воде возможна также центральная качественная регулировка подачи тепла. Она заключается в изменении температуры теплоносителя соответственно изменениям температуры наружного воздуха. Благодаря качественному регулированию значительно снижается расход тепла, повышается качество и экономичность теплоснабжения.

В случае использования теплоносителя — пара схема централизованного теплоснабжения намного усложняется. Пар из котла поступает в систему теплоснабжения, в частности и к промышленным объектам для технологических нужд. Конденсат, возвращающийся от теплопотребителей, собирают в сборный бак, откуда с помощью насоса он возвращается на питание котлов. Часть пара направляется в пароводяные бойлеры, где осуществляется

подогрев воды для отопления общественно-бытовых и жилых зданий.

При использовании теплоносителя — пара возможность качественной регулировки исключена, что намного снижает качество эксплуатации системы, вызывает частый перегрев зданий абонентов и перерасход топлива. Абоненты могут быть непосредственно подключены к паровой сети (рис. 49,а), а в случае необ-

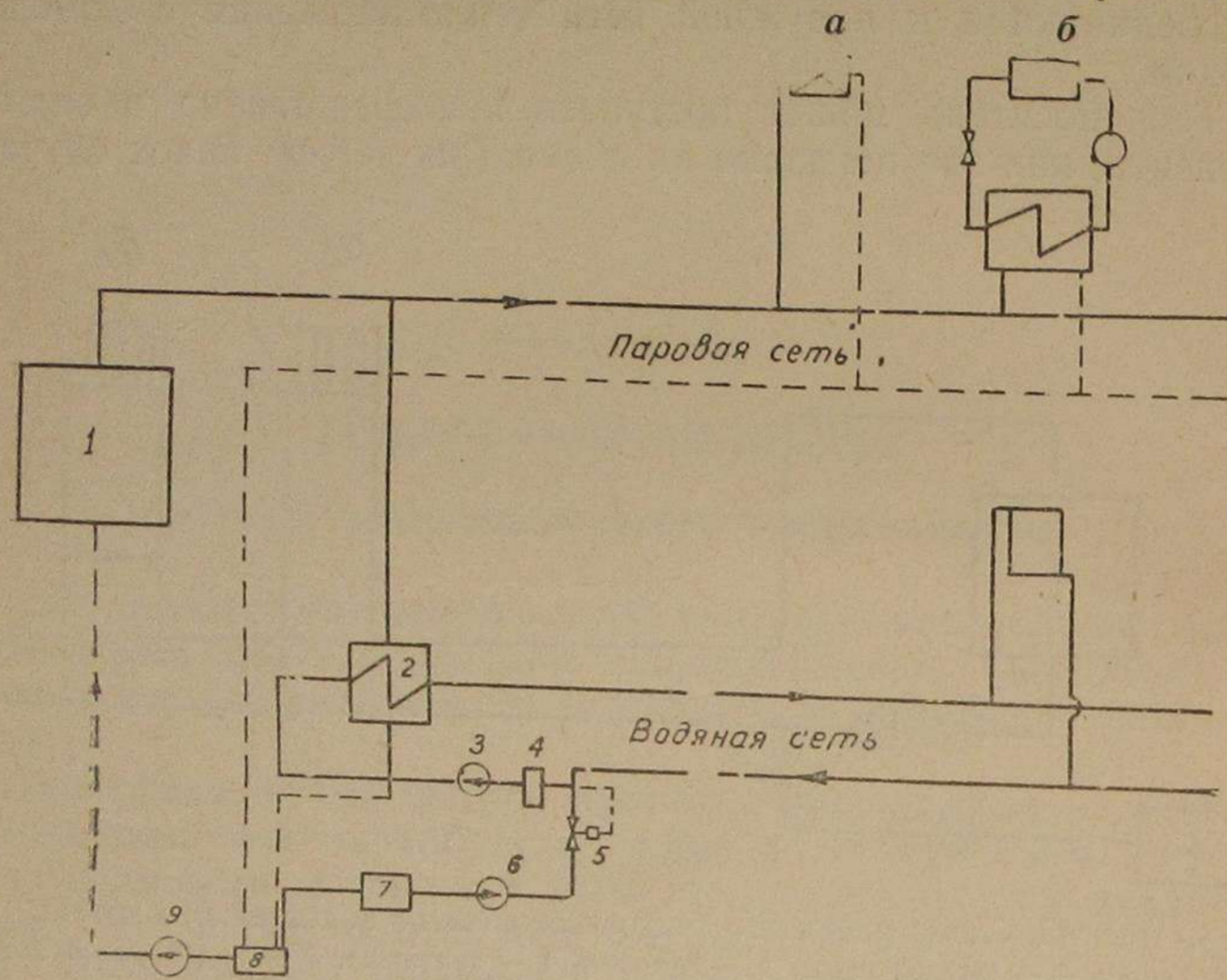


Рис. 49. Схема районного теплоснабжения от парового котла:  
1 — паровой котел, 2 — водоподогреватель, 3 — насос, 4 — грязевик, 5 — задвижка,  
6 — подпиточный насос, 7 — химическая водоочистка, 8 — конденсатный блок;  
9 — конденсатный насос.

ходимости иметь теплоноситель с более низкими температурами, позволяющий регулировать температуры теплоносителя, присоединение осуществляется через пароводяной бойлер, т. е. используется промежуточный теплоноситель — вода (рис. 49,б). К водяной сети производят непосредственное подключение абонентов — системы отопления общественно-бытовых и жилых зданий.

Использование промежуточного теплоносителя — воды значительно усложняет и удорожает схему теплоснабжения и оборудование котельной, вследствие чего применять такие системы в условиях МТС не рекомендуется.

### Сети теплоснабжения

Бесперебойная подача теплоносителя от источника тепла к потребителю зависит от правильности проектирования сетей, т. е. от выбора их конфигурации, теплового и гидравлического расче-

та трубопроводов и типа теплопроводов. В практике централизованного теплоснабжения применяют в основном две конфигурации сетей: тупиковую (лучевую) и кольцевую. Разновидностью указанных конфигураций являются тупиковая с перемычками и кольцевая с попутным движением теплоносителя системы (рис. 50).

Тупиковая система отличается простотой устройства и малой стоимостью. Основным недостатком ее является нарушение теплоснабжения отдельных участков системы в случае аварии в головном участке сети. Указанный недостаток частично устраняется при сооружении тупиковой системы с перемычками, которая несколько дороже тупиковой, но дает возможность бесперебойно подавать теплоноситель абонентам, хотя и в уменьшенном количестве.

Кольцевая схема тепловой сети по стоимости значительно дороже тупиковой, что вызвано большей протяженностью сети и использованием на всей протяженности труб одного диаметра (по максимальному расходу). Однако при кольцевой сети бесперебойная подача теплоносителя гарантируется.

Применение кольцевой сети с попутным движением теплоносителя — воды улучшает и регулировку и работу. Кольцевые сети с попутным движением теплоносителя дороже тупиковых, но относительное удорожание оправдывается удобством и простотой в эксплуатации.

Сравнительные данные удельных денежных затрат на трубопровод, выполненный по тупиковой схеме, отнесенных к

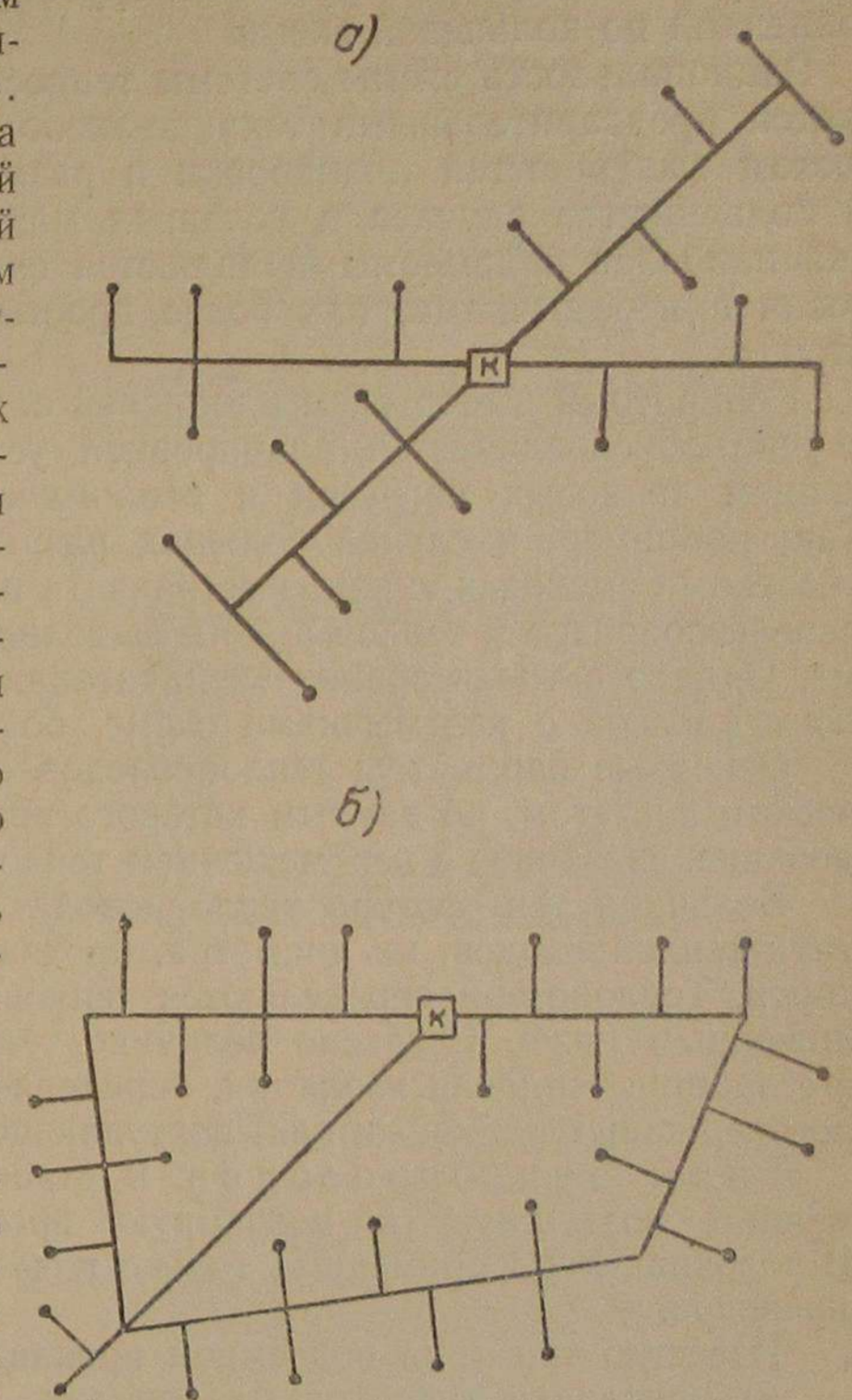


Рис. 50. Конфигурации тепловых сетей.  
а: I — лучевая, I' — лучевая с перемычкой;  
б: II — кольцевая, II' — кольцевая с попутным движением.

1000 ккал/час, приблизительно в 1,01 раза ниже затрат на трубопровод для системы, выполненной по тупиковой с перемычками схеме, в 1,52 раза ниже затраты на трубопровод для системы по кольцевой схеме с попутным движением теплоносителя и в 2,23 раза ниже, чем затраты на трубопровод для системы, выполненной по кольцевой схеме.

Рациональность схемы системы теплоснабжения МТС определяется предварительными технико-экономическими расчетами с учетом особенностей планировки и размещения усадьбы МТС. В большинстве случаев в условиях машинно-тракторных станций наиболее приемлемыми являются схемы тупиковая и тупиковая с перемычками, как более простые и достаточно экономичные.

Конкретный выбор схемы тепловой сети в каждом отдельном случае обуславливается планировкой усадьбы МТС, распределением тепловых нагрузок и экономическими соображениями. Так, например, в случае больших разрывов между конечными участками смежных тупиков устраивать перемычки экономически нецелесообразно и тепловые сети выполняются по тупиковой схеме. Однако с точки зрения эксплуатации системы, выполненные по тупиковой с перемычками схеме, более удобны и надежны.

Основные параметры теплопроводов определяются гидравлическим расчетом, по данным которого подбирается также оборудование, связанное с перемещением теплоносителя.

Величина теплотеря теплопровода зависит в основном от типа теплопроводов, их диаметра, протяженности и других факторов. Теплотери определяются тепловым расчетом сетей, изложенным ниже. Согласно величине теплотеря теплопровода выбирается тепловая изоляция, определяется температура и теплосодержание теплоносителя, поступающего к абоненту.

Типы теплопроводов. В строительной практике применяют воздушную и подземную прокладки теплопроводов. В условиях МТС применима только подземная прокладка теплопроводов.

Известно три типа подземной прокладки теплопроводов:

- а) прокладка в проходных каналах,
- б) прокладка в непроходных каналах,
- в) прокладка бесканальная.

В отношении удобства обслуживания сетей, быстроты выявления и ликвидации аварий наиболее совершенной является прокладка в проходных каналах. Однако применение проходных каналов допускается только при больших теплопроизводительностях сетей и большом числе магистральных трубопроводов в связи с их высокой стоимостью. Для сетей теплоснабжения машинно-тракторных станций проходные каналы не пригодны.

Прокладка теплопроводов в непроходных каналах является наиболее распространенным типом подземной прокладки. Непроходные каналы чаще всего применяются кирпичные с перекры-

тием железобетонными плитами. Толщина стенок канала зависит от диаметра теплопровода, так, например, при диаметре труб до 100 мм толщина стенки принимается в  $\frac{1}{2}$  кирпича (120 мм); при диаметре более 100 мм — толщина стенки в 1 кирпич (250 мм).

Дно канала в большинстве случаев выполняется из щебенки, залитой тощим бетоном. Для обеспечения стока случайно попавшей воды дно непроходных каналов выполняют с продольным уклоном не менее 0,001 и поперечным — 0,01. Сборные железобетонные плиты-перекрытия изготавливаются из бетона марок 110—140. Они могут быть плоскими, но желательно, чтобы поверхность была с поперечным уклоном 0,03 ÷ 0,05, на два ската для стока грунтовых вод.

Для ускорения производства работ по прокладке наружных сетей и механизации их непроходные каналы выполняются из заранее изготовленных (заводским или полигонным способами) блоков, выполненных в виде железобетонных скорлуп и др. Стенки и перекрытие канала из скорлуп имеют очертание полукруга с небольшими прямолинейными участками на концах. Основанием служит железобетонная плита, изготовленная на месте. Стыки скорлуп соединяются с помощью цементного раствора.

В последние годы в строительной практике стали применять сборные конструкции непроходных каналов из сплошных (пенобетона, ракушечника, пористого кирпича и т. п.) или пустотелых

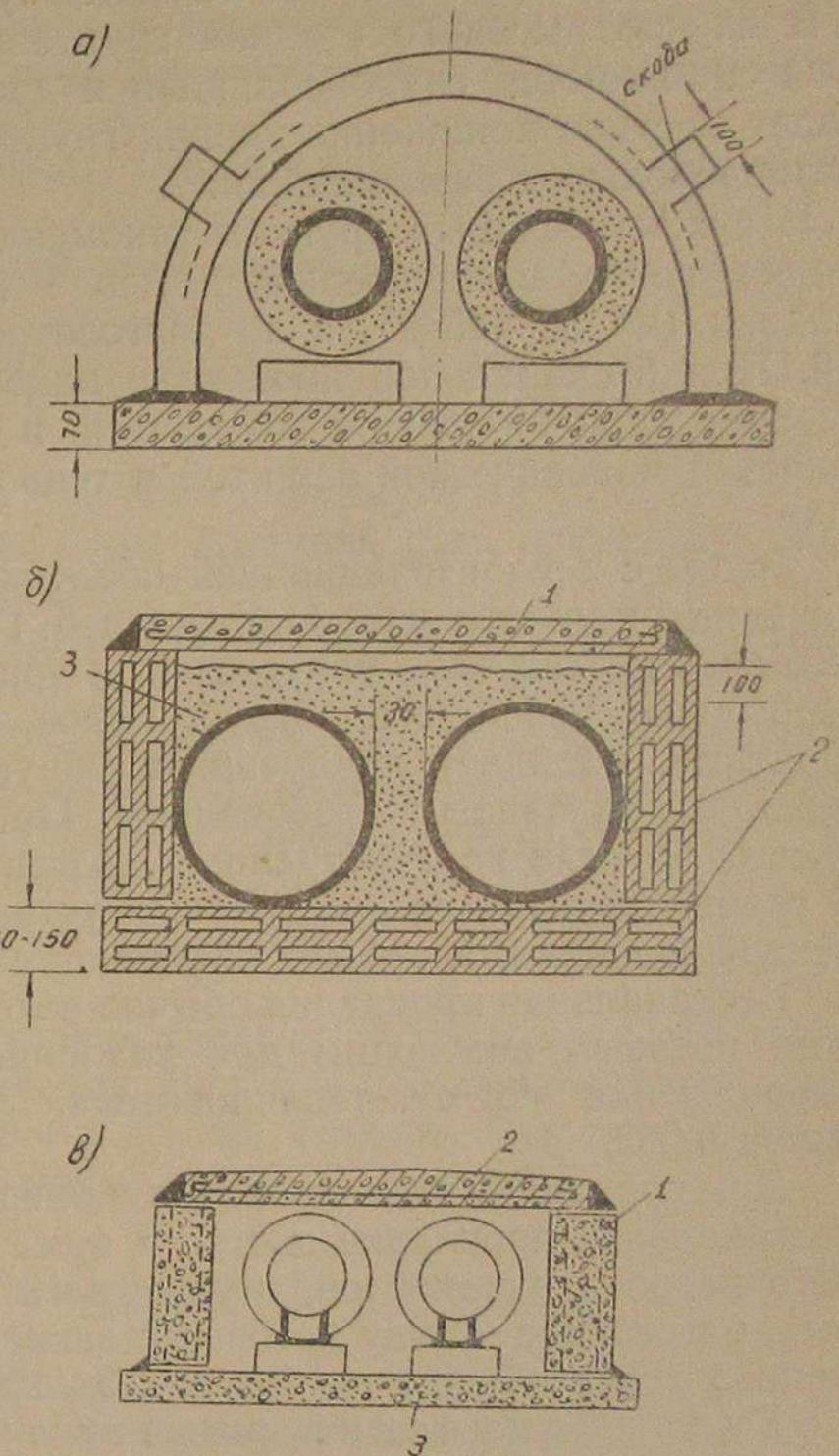


Рис. 51. Схемы сборных конструкций непроходных каналов:

а — железобетонный сводчатый канал; б — канал из теплоизоляционных блоков (1 — сборные железобетонные плиты, 2 — керамические блоки, 3 — засыпка); в — канал со стенками из бетонных пустотелых блоков (1 — пустотелые блоки, 2 — сборные железобетонные плиты, 3 — бетонная подготовка).



(бетонных или керамических) блоков, обладающих высоким термическим сопротивлением, что при соответствующей толщине стенок позволит уменьшить толщину слоя тепловой изоляции, размеры самого канала, объем земляных работ, а следовательно, упростить и ускорить работы по монтажу.

В случае высокого стояния грунтовых вод непроходные каналы снабжаются гидроизоляцией и дренажом, который обеспечивает местное понижение уровня грунтовых вод и предохраняет теплопроводы от замачивания.

В сухих песчаных грунтах рекомендуется бесканальная прокладка, которая значительно дешевле прокладки в непроходных каналах (на 30—45%), а по долговечности не уступает последней. При бесканальной прокладке никаких конструкций, ограждающих теплопровод, не возводится, и оболочка, если она есть, является механической защитой и тепловой изоляцией теплопровода.

Трубы с теплоизоляционной оболочкой укладываются на выровненное и уплотненное дно траншей. Грунтовая постель должна обладать достаточной упругостью и допускать равномерные температурные перемещения труб. Песок, по сравнению с другими грунтами, обладает наилучшими упругими свойствами и соответствует указанным требованиям. При прокладке труб в глинистых грунтах на дно траншеи подсыпают песок (10 ÷ 15 см). В слабых грунтах на дне траншеи устраивают основание из кирпичной щебенки, а поверх насыпают слой песка.

Бесканальная прокладка обычно ведется прямолинейно с уклоном, который необходим для удаления воздуха из системы и опорожнения ее от теплоносителя. Минимально допустимый уклон 0,002.

При прокладке теплопроводов в непроходных каналах или при бесканальной прокладке доступ к арматуре, требующей постоянного надзора и ремонтов, осуществляется через колодцы (камеры), расстояние между которыми зависит от схемы системы теплопроводов и обычно не более 150—100 м.

Гидравлический расчет теплопровода. Гидравлическим расчетом определяются диаметр теплопровода и потери давления в теплопроводе как по всей протяженности, так и в отдельных участках; на основании этого расчета подбираются насосы и другое оборудование сетей.

Величина диаметра теплопровода и размер потерь давления зависят от расхода теплоносителя. Расчетный расход теплоносителя определяется путем суммирования расхода по отдельным участкам сети. Он равен максимальному расходу теплоносителя на нужды технологии, отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Расход теплоносителя по отдельным участкам равен сумме расходов абонентов, расположенных на данном участке.

При теплоносителе — воде расчетный расход теплоносителя определяется по формуле

$$G_p = \frac{\Sigma Q}{c(t_r - t_0)} \text{ кг/час,} \quad (61)$$

где  $G_p$  — расчетный расход теплоносителя в кг/час;  
 $\Sigma Q$  — суммарный расход тепла в ккал/час;  
 $c$  — теплоемкость воды в ккал/кг град;  
 $t_r$  — температура воды, поступающей к потребителям из тепловой сети, в град.;  
 $t_0$  — температура воды, уходящей из системы потребителя, в град.

В случае использования теплоносителя — пара

$$G_p = \frac{\Sigma Q}{i - q} \text{ кг/час.} \quad (62)$$

Значение  $G_p$  и  $\Sigma Q$  то же, что и в формуле 61;  
 $i$  — теплосодержание пара, поступающего в систему теплопотребителя, в ккал/кг;  
 $q$  — среднее теплосодержание конденсата, который возвращается из системы теплоснабжения, в ккал/кг.

Перемещение по теплопроводам расчетного количества теплоносителя вызывает потерю давления. Суммарная потеря давления складывается из потери давления на трение, или линейной потери давления ( $H_{тр}$ ), и местных потерь давлений ( $H_m$ ).

$$H = H_{тр} + H_m. \quad (63)$$

Потери давления на трение зависят от протяженности трубопроводов, величины их сечения, скорости перемещения теплоносителя, коэффициента трения и других величин. Эти потери давления ( $H_{тр}$ ) определяются формулой

$$H_{тр} = \Sigma \lambda \frac{v^2 \gamma}{2gd} l \text{ мм вод. ст.,} \quad (64)$$

где  $\lambda$  — коэффициент трения;  
 $v$  — скорость движения теплоносителя в м/сек;  
 $\gamma$  — удельный вес теплоносителя в кг/м<sup>3</sup>;  
 $g$  — ускорение силы тяжести, равное 9,81 м/сек<sup>2</sup>;  
 $d$  — диаметр трубы в м;  
 $l$  — длина участков системы (последовательно расположенных) в м.

Коэффициент трения в основном зависит от степени шероховатости труб и может быть рассчитан для новых труб по формуле

$$\lambda = \frac{0,014}{\sqrt{d}}. \quad (65)$$

На практике пользуются табличными значениями коэффициента трения (табл. 60), которые определены в зависимости от

диаметра трубопровода с учетом действия коррозии, повышающей значение  $\lambda$  на 100—150% по сравнению с величиной  $\lambda$ , полученной при расчете по формуле 65.

Таблица 60

Значение коэффициентов трения ( $\lambda$ ) для стальных труб

$d$ в мм	15	25	50	100	200	300
$\lambda$	0,040	0,035	0,030	0,025	0,021	0,019

Потери давления на местные сопротивления ( $H_m$ ) определяются формулой

$$H_m = \sum \zeta \frac{v^2 \gamma}{2g} \text{ м.м. вод. ст.}, \quad (66)$$

где  $\sum \zeta$  — сумма коэффициентов местных сопротивлений (сопротивления фитингов, арматуры, компенсаторов и др.).

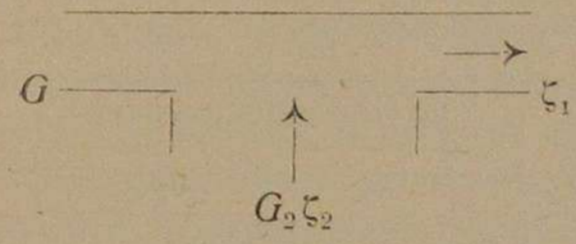
Значения остальных составляющих компонентов те же, что и в формуле 64. Коэффициенты местных сопротивлений, определенные экспериментально, представлены в табл. 61.

Таблица 61

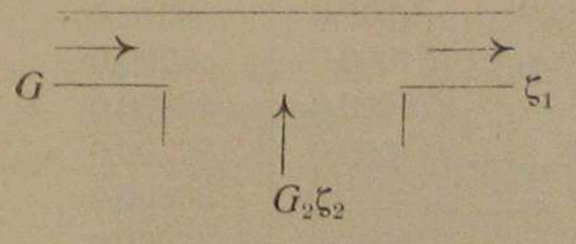
Коэффициенты местных сопротивлений для тепловых сетей

Виды оборудования и арматуры	$\zeta$
Вентиль проходной . . . . .	7
„ угловой . . . . .	6
„ „Косва“ . . . . .	2
„ прямоочный . . . . .	0,5
Задвижки нормальные . . . . .	0,5
Обратный клапан, нормальный . . . . .	7,0
Кран проходной . . . . .	2,0
Компенсатор сальниковый . . . . .	0,2
Компенсатор П-образный гладкий . . . . .	1,7
„ „ волнистый . . . . .	2,5
Водоотделитель . . . . .	10,0
Грязевик . . . . .	10,0

Виды оборудования и арматуры	$\zeta$
Колено гнутое	
$R = 2d$ . . . . .	0,7
$R = 3d$ . . . . .	0,5
$R = 4d$ . . . . .	0,3
$R = 5d$ . . . . .	0,2
Колено сварное, 1 шов	
$90^\circ$ . . . . .	1,3
$60^\circ$ . . . . .	0,7
$45^\circ$ . . . . .	0,3
$30^\circ$ . . . . .	0,2
Колено сварное, 2 шва, $90^\circ$ . . . . .	0,6
То же, 3 шва, $90^\circ$ . . . . .	0,5
Утка, 2 сварки . . . . .	0,5
Тройник прямой	



$G_2/G$	$\xi_1$	$\xi_2$
0,0	0,04	0,93
0,2	0,08	0,88
0,4	0,05	0,89
0,6	0,07	0,95
0,8	0,21	1,10
1,0	0,35	1,28



$G_2/G$	$\xi_1$	$\xi_2$
0,0	0,04	1,2
0,2	0,17	0,4
0,4	0,30	0,08

Виды оборудования и арматуры	ζ	
	0,6	0,41
0,8	0,51	0,72
1,0	0,60	0,91
Тройник штанообразный . . . . .		1,5
„ со встречным током . . . . .		3,0
Внезапное расширение сечения $f_1$ на $f_2$ . . . . .	$\zeta = 1 - \left[ \frac{f_1}{f_2} \right]^2$	

Определение диаметров теплопровода обычно производится в зависимости от пропускной способности трубопровода и вида теплоносителя (воды или пара) по таблицам, рассчитанным на определенные заданные параметры теплоносителя (табл. 62).

Таблица 62

Пропускная способность труб по теплу и теплоносителю

При  $i = 550$  ккал/кг и  $h\gamma = 25$  кг<sup>2</sup>/м<sup>6</sup> — для пара.

При  $\Delta t = 60$  ккал/кг и  $h\gamma = 10000$  кг<sup>2</sup>/м<sup>6</sup> — для воды.

Диаметр трубы в мм	Пропускная способность			
	по теплу		по теплоносителю	
	вода	пар	вода	пар
	в тыс. ккал/час		в кг/час	
15	11,0	5,0	182,0	9,0
25	39,0	18,0	650,0	33,0
38	110,0	50,0	1820,0	91,0
50	240,0	110,0	4000,0	200,0
75	720,0	330,0	12000,0	600,0
100	1510,0	690,0	25000,0	1250,0
125	2700,0	1240,0	45000,0	2250,0
150	4360,0	2000,0	72800,0	3640,0
200	9230,0	4240,0	154000,0	7700,0
250	16600,0	7600,0	276000,0	13800,0
300	26600,0	12200,0	444000,0	22200,0
350	40300,0	18500,0	672000,0	33600,0
400	56500,0	26000,0	940000,0	47000,0
450	68300,0	36000,0	1310000,0	65500,0
500	103000,0	47400,0	1730000,0	86500,0

В случае несоответствия параметров теплоносителя табличным величинам расчет диаметров теплопровода производится путем умножения величины табличной пропускной способности по теплу и по теплоносителю на коэффициенты  $a$  и  $b$ .

Для паропроводов значение величин  $a$  и  $b$ :

$$a = \frac{\Delta i}{550} \text{ и } b = \left( \frac{h\gamma}{25} \right)^{0,5}$$

Для теплопроводов с теплоносителем — водой:

$$a = \frac{\Delta t}{60} \text{ и } b = \left( \frac{h}{10} \right)^{0,5}$$

где  $\Delta i = (i - q)$  ккал/кг — теплоиспользование пара потребителями;

$h$  — удельная потеря давления на трение в трубе в мм вод. ст. на 1 пог. м;

$\gamma$  — удельный вес теплоносителя кг/м<sup>3</sup>;

$\Delta t$  — расчетный перепад температур в сети, численно равный  $\Delta t = q_1 - q_2$  ккал/кг, т. е. теплоиспользованию воды у потребителей.

Диаметры теплопроводов и удельные потери давления в зависимости от величины расхода теплоносителя можно определить также по номограммам, приведенным в ряде литературных источников.

Теплоноситель перемещается по тепловым сетям центробежными насосами. Как правило, в системе теплоснабжения устанавливается не меньше двух центробежных насосов, из которых один насос работает, а второй является резервным. В зависимости от местных условий центробежные насосы рассчитываются на полную или половинную расчетную нагрузку.

В ответственных случаях, когда недопустимо уменьшение количества подачи теплоносителя, обязателен расчет каждого из насосов на полную тепловую нагрузку. В менее ответственных случаях система обслуживается двумя параллельно работающими насосами, рассчитанными на половину нагрузки сети.

На подводке к насосам (до и после них) устанавливаются обратные клапаны, задвижки и манометры. Кроме того, обязательно устройство обводной линии с задвижкой. Обводная линия дает возможность регулировать подачу теплоносителя, а в случае выключения насоса может служить для поддержания естественной циркуляции.

Производительность циркуляционного насоса (при расчете на полную нагрузку) определяется по формуле

$$G = \frac{Q}{(t_r - t_o)\gamma} \text{ м}^3/\text{час}, \tag{67}$$

где  $Q$  — расчетный расход тепла в  $\text{ккал/час}$ ;  
 $t_1$  и  $t_0$  — температура горячей и охлажденной воды в град.;  
 $\gamma$  — объемный вес охлажденной воды  $\text{кг/м}^3$ .

Напор циркуляционного насоса ( $H_n$ ) должен быть равен сумме потерь давления в котельной ( $H_k$ ), наружной сети ( $H_c$ ) и в системах абонентов ( $\Sigma H_{аб}$ ).

$$H_n = H_k + H_c + \Sigma H_{аб} \text{ м вод. ст.} \quad (68)$$

При теплоносителе — паре низкого давления ( $P \leq 0,7 \text{ атм}$ ) производительность насосов ( $G_n$ ) для перекачки конденсата определяется по формуле

$$G = 1,5 D_{\max} \text{ м}^3/\text{час}, \quad (69)$$

где  $D_{\max}$  — максимальная паропроизводительность котлов в  $\text{м}^3/\text{час}$ .

Напор, развиваемый насосом, рассчитывается по формуле

$$H_{\text{нас}} = 10P_k + (10 \div 20) \text{ м вод. ст.}, \quad (70)$$

где  $P_k$  — рабочее давление в котле в  $\text{атм}$ .

Насос рекомендуется устанавливать на одном валу с мотором.

Мощность на валу двигателя насоса должна быть равна

$$N = \frac{K_э G_n H_n}{3600 \cdot 102 \eta_n \eta_{\text{пер}}} \text{ кВт}, \quad (71)$$

где  $G_n$  — производительность насоса в  $\text{кг/час}$ ;

$H_n$  — напор, развиваемый насосом, в  $\text{м вод. ст.}$ ;

$K_э$  — коэффициент запаса мощности электродвигателя ( $1,0 \div 1,1$ );

$\eta_n$  — коэффициент полезного действия насоса;

$\eta_{\text{пер}}$  — коэффициент полезного действия ременной передачи ( $0,9 \div 0,92$ ); при установке насоса и мотора на одном валу  $\eta_{\text{пер}} = 1$ .

Подбор насосов и электродвигателей к ним производится по таблицам, составленным на основании данных заводов-изготовителей<sup>1</sup>.

В практике часто встречаются случаи несоответствия расчетной характеристики насоса данным завода-изготовителя, что влечет за собой изменение количеств подаваемого теплоносителя, напора и расхода электроэнергии. Производительность насоса ( $G$ ), напор ( $H$ ) и мощность насоса ( $N$ ) находятся в зависимости от числа оборотов ( $n$ ) и могут быть пересчитаны по формулам:

$$G_1 = G_2 \frac{n_1}{n_2} \text{ кг/час}, \quad (72)$$

<sup>1</sup> Справочник по сельскохозяйственному строительству, т. I. Гос. изд-во сельскохозяйственной литературы, М., 1953.

$$H_1 = H_2 \frac{n_1^2}{n_2^2} \text{ м вод. ст.}, \quad (73)$$

$$N_1 = N_2 \frac{n_1^3}{n_2^3} \text{ кВт}. \quad (74)$$

При установке насоса и электродвигателя на ременной передаче рассчитывается диаметр шкива электродвигателя и величина расстояния между шкивами насоса и электродвигателя.

Диаметр шкива двигателя определяется по формуле

$$d_{\text{шк. д}} = 1,05 d_{\text{шк. н}} \frac{n_n}{n_d} \text{ мм}, \quad (75)$$

где  $d_{\text{шк. д}}$  — диаметр шкива электродвигателя в  $\text{мм}$ ;

$d_{\text{шк. н}}$  — диаметр шкива насоса в  $\text{мм}$ ;

$n_n$  — требуемое число оборотов насоса в минуту;

$n_d$  — число оборотов двигателя в минуту.

Величина расстояния между шкивами ( $l$ ) определяется по формуле

$$l = d_{\text{шк. н}} + d_{\text{шк. д}} + 1500 \text{ мм}. \quad (76)$$

**Компенсаторы.** Температура теплопроводов колеблется в зависимости от колебаний температуры теплоносителя и эксплуатационного режима сети. При больших длинах трубопроводов и значительных температурных колебаниях тепловые удлинения трубопроводов бывают велики; величина их может быть определена по формуле

$$\Delta = L \alpha t \text{ см}, \quad (77)$$

где  $L$  — длина трубы (между двумя смежными неподвижными опорами) в  $\text{см}$ ;

$\alpha$  — коэффициент расширения стали на единицу длины при нагревании на  $1^\circ$  —  $0,000012$ ;

$t$  — наибольшее возможное колебание температуры трубопровода в град.

Компенсация термических удлинений трубопроводов может осуществляться путем естественной компенсации или с помощью специальных компенсаторов. Наиболее простой и дешевой является естественная компенсация тепловых удлинений трубопроводов за счет гибкости трубопровода, обусловленной наличием поворотов и изгибов трассы (рис. 52,а).

При прокладке прямолинейной трассы в непроходных каналах или при бесканальной прокладке, которые чаще всего применяются в системах теплоснабжения МТС, обязательна установка компенсаторов. Чаще всего используются П-образные и лирообразные компенсаторы, которые работают надежно и не требуют систематического надзора в период эксплуатации (рис. 52,б).

П-образные и лирообразные компенсаторы изготавливаются путем изгиба трубопроводов, как правило, в горизонтальной плоскости. Величина радиуса закругления зависит от диаметра и толщины стенки трубы и принимается от 3,5 до 4,5 наружного

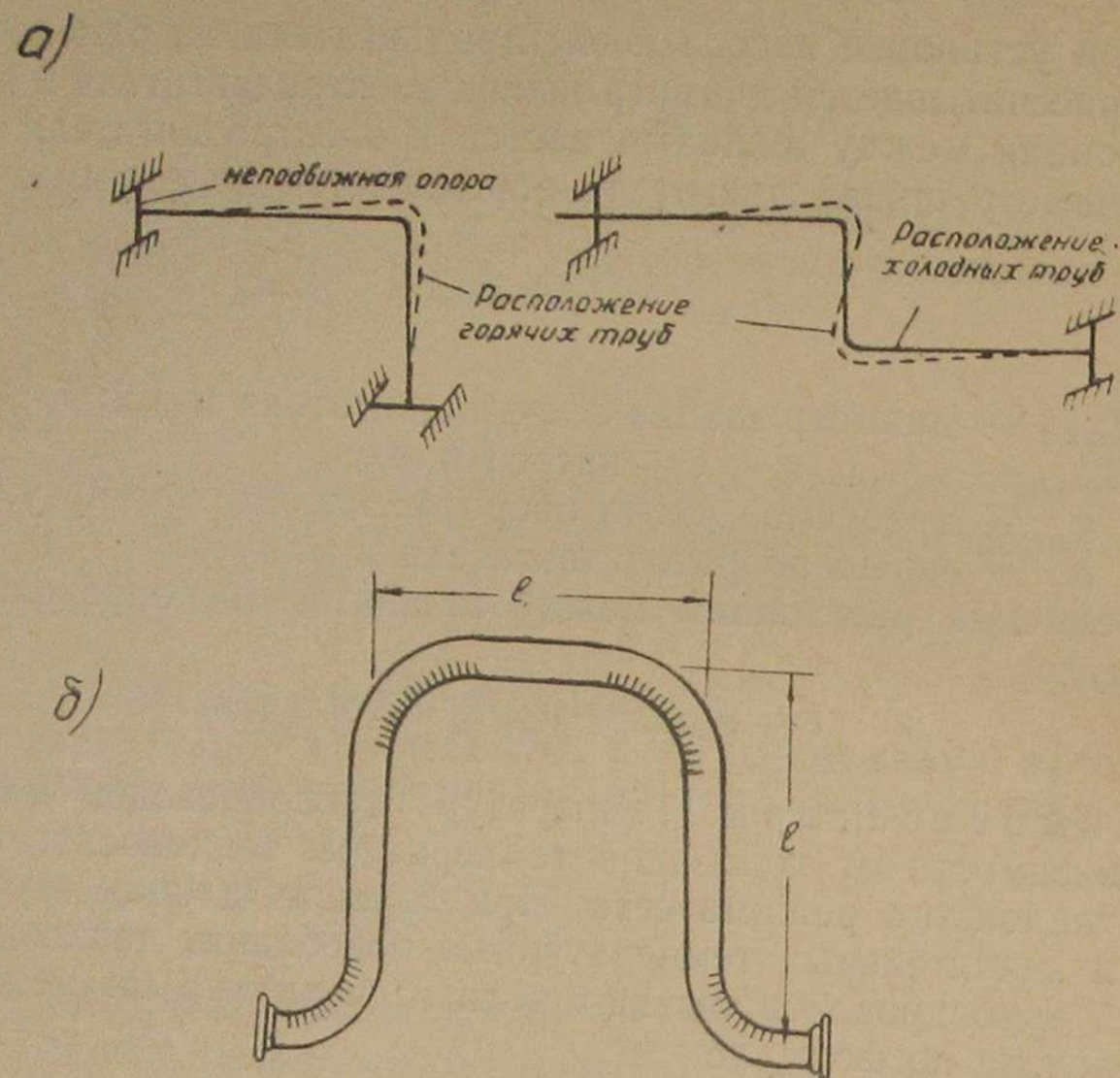


Рис. 52. Схемы компенсации температурных удлинений теплопроводов:  
а — схема естественной компенсации; б — П-образный компенсатор.

диаметра трубы. Расчет П-образных компенсаторов производят по формуле

$$\sigma = \frac{1,5 \Delta E d}{l^2 (1 + 6K_1)} \text{ кг/см}^2, \quad (78)$$

где  $\sigma$  — максимальное напряжение трубопровода в  $\text{кг/см}^2$ ;

$\Delta$  — удлинение короткого плеча в  $\text{см}$ ;

$E$  — модуль упругости (для стали —  $2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ );

$d$  — наружный диаметр трубы в  $\text{см}$ ;

$l$  — длина вылета в  $\text{см}$ ;

$K_1 = \frac{l_1}{l}$  — отношение расстояния между плечами компенсатора к его вылету.

Определение размеров гнутых компенсаторов (П-образного, углового, Z-образного и др.) может быть упрощено применением расчетных графиков.

Трубы, их соединение и укладка. Для теплопроводов применяют стальные трубы: газовые — диаметром до 76 мм и бесшовные — диаметром от 50 до 400 мм.

В практике теплоснабжения МТС трубы диаметром более 400 мм почти не используются.

Основным видом соединения труб является сварка. Газовые трубы малого диаметра иногда соединяются с помощью фитингов. Возможны разборные соединения-сгоны; в качестве уплотнителя при теплоносителях с повышенными параметрами служит тонкий асбольшняной шнур, пропитанный графитовой замазкой, приготовленной на натуральной олифе.

Теплопровод, заполненный теплоносителем, имеет значительный вес и должен укладываться на прочных опорах или основании, обеспечивающих целостность стыков и защиту от опасного прогиба.

Ровное и сплошное основание под трубы обеспечивается при бесканальной прокладке.

При подземной прокладке теплопроводов в каналах необходима установка опор в количестве, обеспечивающем сохранение прямолинейности оси трубопровода и отсутствие провисания. Расстояния между опорами зависят от диаметра трубопровода и приведены в табл. 63.

Таблица 63

Предельные расстояния между опорами теплопровода

Диаметр труб в мм	50	80	100	125	150	200
Расстояние между опорами в м	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	7,5

В строительной практике расстояние между опорами, превышающее 5 м, обычно не принимают.

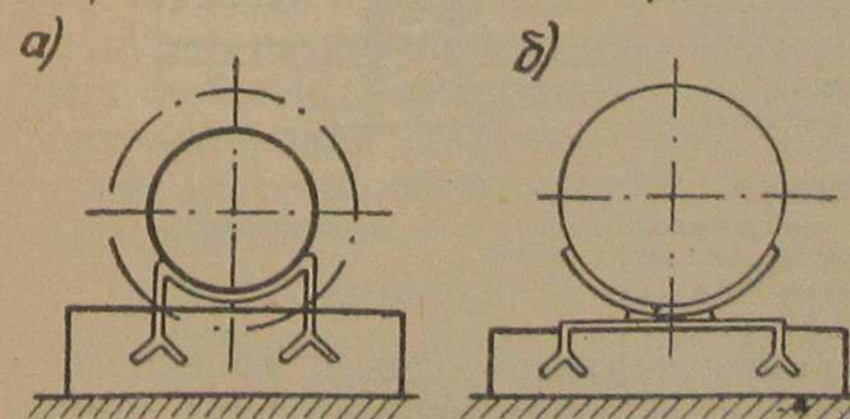


Рис. 53. Низкие скользящие опоры:  
а — направленная; б — свободная.

в эксплуатации и не требующие постоянного обслуживания (рис. 53).

Опоры подразделяются на подвижные и неподвижные. Подвижные опоры служат для восприятия нагрузки от веса и для направления перемещения трубопровода при тепловом удлинении. Наиболее широкое применение нашли скользящие опоры, надежные

Неподвижные опоры («мертвые точки») в практике имеют очень много конструктивных решений; они способствуют равномерному распределению напряжений трубопровода, вызванных температурными удлинениями на компенсаторы. Теплопровод делится неподвижными опорами на отдельные участки, на каждом из которых должен быть установлен компенсатор (при диаметрах труб до 250 мм — П-образный).

Величина усилия, воспринимаемого неподвижной опорой, может достигать значительных размеров и складывается из реакции силы трения в подвижных опорах ( $P_{п.о}$ ), реакции компенсатора ( $P_k$ ) и реакции силы внутреннего давления ( $P_{вн.д}$ ). Таким образом, полная нагрузка, действующая на неподвижную опору, равна

$$P = P_{п.о} + P_k + P_{вн.д} \text{ кг/см}^2, \quad (79)$$

$$P = ql\mu + P_k + 0,785 d^2 P, \quad (79a)$$

где  $q$  — вес 1 пог. м теплопровода с изоляцией и теплоносителем в кг/м;

$l$  — длина теплопровода от неподвижной опоры до компенсатора в м;

$\mu$  — коэффициент трения в подвижных опорах;

$d$  — внутренний диаметр трубы в см;

$P$  — максимально возможное рабочее давление в трубе в кг/см<sup>2</sup>.

Расчет неподвижных опор ведется из условий одностороннего действия сил, согласно формуле 79.

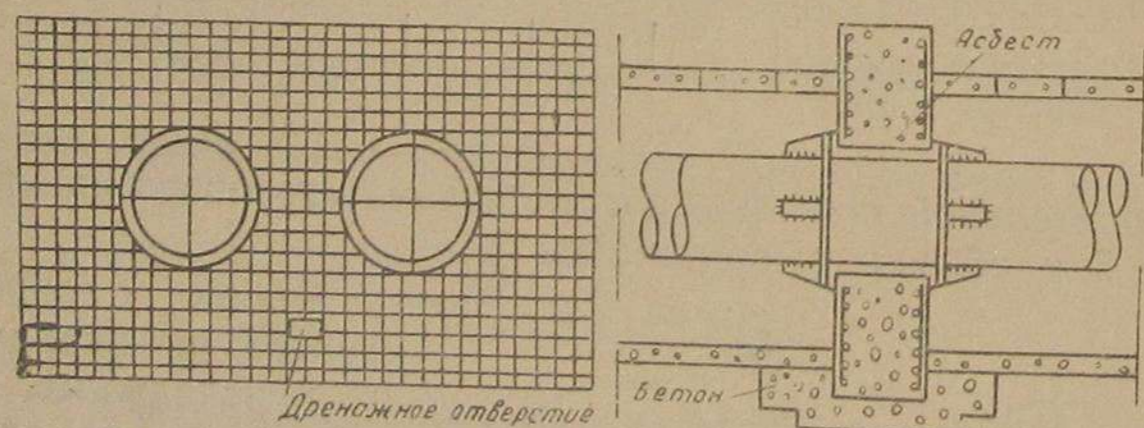


Рис. 54. Неподвижная щитовая опора:

1 — железобетонная стенка неподвижной опоры; 2 — трубопровод;  
3 — отверстие для стока воды.

При бесканальной прокладке теплопроводов и прокладке в непроходных каналах используются неподвижные опоры, выполненные в виде железобетонных щитов, жестко связанных с трубопроводом при помощи металлических опорных листов, приваренных к трубам (рис. 54).

## Теплоизоляция наружной сети

Теплопроводы наружной сети централизованного теплоснабжения имеют большие теплотери, вследствие чего происходит перерасход топлива. Для того, чтобы снизить теплотери, теплопроводы теплоизолируются, т. е. покрываются слоем материала, имеющего низкий коэффициент теплопроводности.

Толщина слоя теплоизоляции и изоляционный материал подбираются на основании технико-экономического расчета по табличным данным. В условиях строительства тепловых сетей в МТС желательнее использовать в качестве изоляционных местные материалы.

Обычно применяют теплоизоляцию следующих видов: мастичную, засыпную, сборную в виде сегментов, литую изоляцию и оберточную.

Так как в настоящее время нет изоляционных материалов, которые одновременно обладали бы потребной прочностью, влагуустойчивостью и низкой теплопроводностью, тепловая изоляция трубопроводов выполняется в несколько, а чаще всего в три слоя: связующий, теплоизоляционный и покровный слои. Каждый из слоев выполняет свои функции. Связующий слой способствует сцеплению изоляционного слоя с трубой, в некоторых случаях предохраняет от коррозии. Теплоизоляция — изоляционный слой (мастика, засыпка, штучные изделия и др.). Покровный слой служит для придания изоляции прочности и гидроизоляции (штукатурка, оклейка, окраска и др.). Наличие всех трех слоев изоляции не обязательно и используется в зависимости от условий прокладки теплопроводов.

Мастичная изоляция представляет собой пластичную массу с малым коэффициентом теплопроводности, которая наносится на нагретую поверхность трубопровода поверх покровного слоя — асбеста (слой толщиной до 5 мм) — в несколько слоев, причем укладка каждого последующего слоя производится на тщательно просушенный предыдущий слой. Пластичная масса готовится путем затворения водой изоляционного материала (асбозурита, асбестита, инфузальной земли и др.) с добавлением вяжущего материала (трепела и др.) и является теплоизоляционным слоем, который обматывается тканью и окрашивается (покровный слой).

Засыпная изоляция применяется при бесканальной прокладке трубопроводов и представляет собой упрощенную конструкцию изоляции. В вырытую в грунте траншею подсыпается изоляционный материал — фрезерный торф, шлаковая вата, асботермит или другой, на который укладывается трубопровод и засыпается тем же изоляционным материалом. Указанная конструкция не защищена от увлажнения, что влечет за собой ухудшение теплоизоляционных качеств. Из засыпных теплоизоляционных материа-

лов лучшими качествами обладает фрезерный торф, который при полном увлажнении имеет  $\lambda \leq 0,35$  ккал/час град.

Сборная изоляция в виде сегментов в настоящее время приобрела большое распространение при бесканальной прокладке теплопроводов, чему способствует возможность изготовления сегментов заводским способом и укладка их на трубы, находящиеся в охлажденном состоянии. Для уплотнения стыков и защиты креплений изоляция покрывается защитной асбоцементной коркой. Сегментная изоляция изготавливается из пенобетона, асботрепела и других изоляционных материалов.

Литая изоляция применяется при бесканальной прокладке и прокладке теплопроводов в непроходных каналах. Этот вид изоляции чаще всего осуществляется из пенобетона, который при затвердевании превращается в пористый теплоизоляционный материал со значительной прочностью. Перед покрытием изоляцией поверхность труб должна быть очищена от ржавчины до блеска и покрыта антикоррозийным веществом — лаками, борулином или др.

Выбор вида изоляции теплопроводов системы теплоснабжения МТС решается в каждом отдельном случае в зависимости от вида грунтов, в которые закладываются трубопроводы, глубины заложения подземных вод и наличия того или иного вида местных изоляционных материалов. Обычно наиболее приемлемыми являются сборный (сегментный), литой и засыпной виды изоляции как наиболее простые в исполнении и дешевые.

Основные теплоизоляционные материалы, применяемые при теплоснабжении, приведены в табл. 64.

Таблица 64

Значение  $\gamma$  и  $\lambda$  для основных термоизоляционных материалов и изделий

Материалы или изделия	Объемный вес $\gamma$ в кг/м <sup>3</sup>		Коэффициент теплопроводности $\lambda$ в ккал/м час град.
	в порошке	в изделии	
Асбестовая мелочь . . .	800	—	0,112 + 0,00016 t
Асбозонолит . . . . .	350	500 — 550	0,123 + 0,00016 t
Асбозурит . . . . .	450	700	0,139 + 0,00014 t
Асботермит . . . . .	400 — 430	550 — 570	0,094 + 0,00012 t
Диатомит молотый . . .	400 — 500	—	0,078 + 0,00024 t
Минеральная вата . . .	180 — 250	—	0,040 + 0,050 при 50°
Новоасбозурит . . . . .	400 — 450	580 — 650	0,124 + 0,00012

Продолжение табл. 64

Материалы или изделия	Объемный вес $\gamma$ в кг/м <sup>3</sup>		Коэффициент теплопроводности $\lambda$ в ккал/м час град.
	в порошке	в изделии	
Ньювель . . . . .	180 — 200	405 — 465	0,075 + 0,00005 t
Совелит . . . . .	230 — 250	440 — 520	0,077 + 0,00007 t
Торфяная крошка . . .	200 — 350	—	0,05 + 0,07
Шлаковая вата (сорт 0)	170 — 200	—	0,05 + 0,00012 t
<b>Изоляционные изделия</b>			
Вулканитовые плиты . .	—	400	0,069 + 0,00018 t
Войлок строительный . .	—	300	0,04 при 0°
Диатомовый кирпич . .	—	500 — 600	0,097 + 0,0002 t
Диатомовые скорлупы и сегменты . . . . .	—	500 — 600	0,097 + 0,0002 t
Минеральный войлок . .	—	250 — 300	0,05 — 0,065 при 50°
Пенобетонные блоки . . .	—	400 — 500	0,085 — 0,105 при 50°
Пенодиатомовый кирпич	—	280 — 430	0,06 — 0,08 при 70°
Пеностекло . . . . .	—	290 — 450	0,107 — 0,138 при 70°
Совелитовые плиты . . .	—	400 — 450	0,068 + 0,00016 t
Шлаковая и минеральная пробка . . . . .	—	270 — 350	0,055 — 0,070 при 50°

### Системы отопления зданий МТС

Производственные, общественно-бытовые и жилые здания машинно-тракторных станций в части отопления имеют свои особенности, к числу которых относятся: малоэтажность, низкая теплоаккумуляционная способность, большие разрывы между зданиями и др. При выборе систем центрального отопления указанные особенности должны быть учтены.

Системы центрального отопления классифицируют по виду теплоносителя, конструктивной схеме и способу перемещения теплоносителя. По виду теплоносителя различают системы парового, водяного и воздушного отопления.

Системы парового отопления низкого давления ( $P \leq 0,7 \text{ атм}$ ) в основном применяются в производственных зданиях и помещениях со временным пребыванием людей (торговые предприятия, бани, столовые, прачечные и др.). В жилых домах, гостиницах,

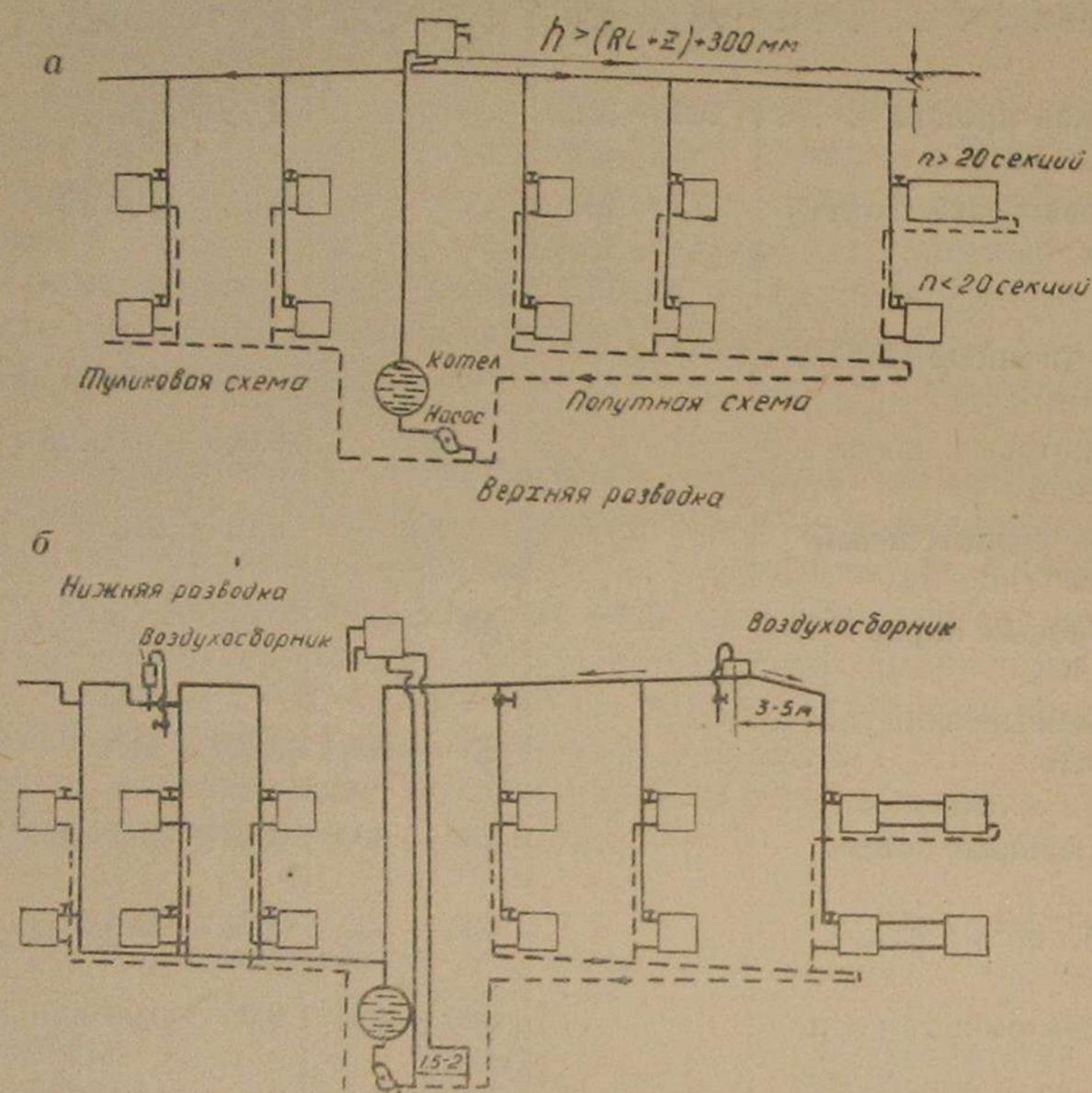


Рис. 55. Схемы двухтрубных систем водяного отопления:  
а — с верхней разводкой и насосной циркуляцией; б — с насосной циркуляцией и расширительным баком, присоединенным перед насосами.

детских учреждениях и т. п. применение систем парового отопления не рекомендуется, т. к. температура теплоотдающих поверхностей превышает допустимые гигиенические нормы.

Паровые системы высокого давления применяются только в производственных условиях, когда значительная часть пара расходуется на технологические нужды.

Конструктивно паровые системы отопления решаются по двухтрубной схеме с верхней или нижней разводкой. Конденсат можно возвращать в котельную самотеком или, при большой протяженности систем, перекачивать с помощью насоса.

Системы отопления с теплоносителем — водой бывают двух видов: двухтрубные и однотрубные. Двухтрубные системы отоп-

ления (рис. 55) по способу разводки теплоносителя делятся на системы с верхней и нижней разводкой, а по способу циркуляции воды — на системы с естественной циркуляцией (за счет разности объемных весов охлажденной и нагретой воды) и системы с принудительной циркуляцией (насосной или эжекционной). Системы водяного отопления от групповых или районных котельных, как правило, бывают с принудительной циркуляцией, что объясняется большой протяженностью наружных сетей.

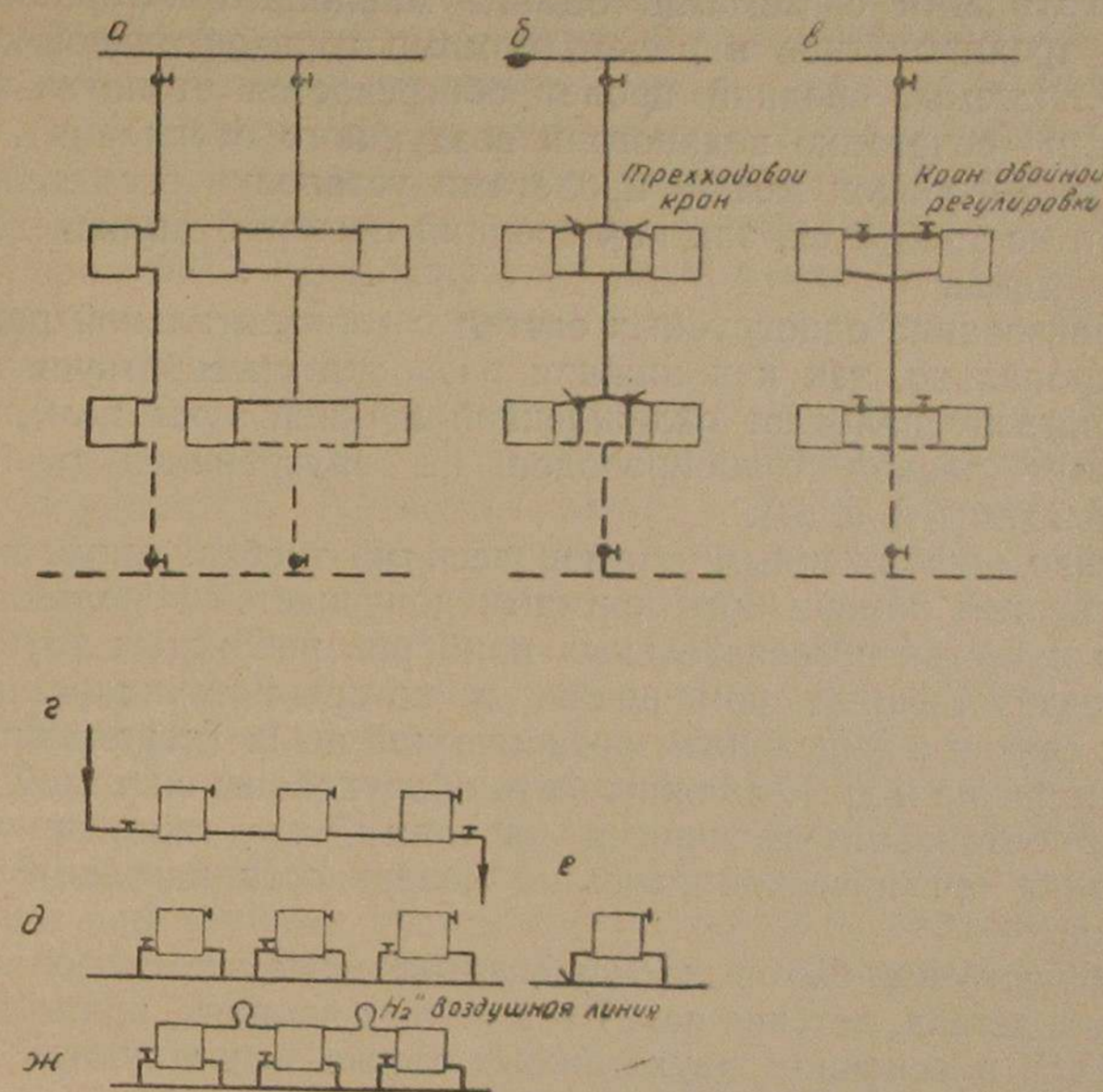


Рис. 56. Схемы однотрубных систем водяного отопления:  
а — проточная; б — проточная с трехходовым краном; в — с перемычками; г — горизонтальная проточная; д, е и ж — горизонтальные проточные с перемычками.

По направлению движения воды в подающих и обратных магистралях системы водяного отопления делятся на системы со встречным движением воды (тупиковые) и системы с попутным движением теплоносителя.

Однотрубные системы водяного отопления применяют двух видов: проточные и с перемычками у нагревательных приборов (рис. 56).

Помимо указанного деления различают вертикальные и горизонтальные системы с кранами у нагревательных приборов и без них.



Системы отопления зданий производственного и жилого секторов МТС рассчитываются на обслуживание теплоносителем повышенных параметров — перегретой водой с температурой до  $115^\circ$ , которая из магистральных трубопроводов поступает непосредственно в системы абонентов.

Производственные здания, за исключением машинно-тракторной мастерской (МТМ), — однопролетные. Отопление однопролетных производственных зданий осуществляется горизонтальными однотрубными системами. Здание машинно-тракторной мастерской трехпролетное и в нем, помимо горизонтальной однотрубной системы, средний пролет обогревается отопительными агрегатами (сочетание водяного и воздушного отопления). При наличии перегородок между пролетами установка отопительных агрегатов не требуется, так как средний пролет отапливается от общей системы.

Использование однотрубных систем с горизонтальной разводкой рационально, так как нижняя разводка способствует хорошему прогреву наиболее охлажденной нижней зоны помещения и снижает расход трубопроводов на внутреннюю разводку (рис. 56, схемы *д, е, ж*).

В связи с пониженными гигиеническими требованиями к производственным помещениям нормами допускается использование в них в качестве нагревательных приборов ребристых труб.

Производственные помещения, в которых технологический процесс связан с выделением органической пыли (деревообделочные мастерские и др.), должны быть оборудованы системой отопления с бетонными греющими панелями, что гарантирует от пригорания органической пыли на поверхности нагревательных приборов.

В общественно-бытовых (клуб, учебное здание, столовая, общежитие, детсад, детские ясли) и в жилых зданиях, принадлежащих МТС, в основном двухэтажных также используются однотрубные системы отопления.

В качестве нагревательных приборов в жилых и общественно-бытовых помещениях рекомендуется использовать бетонные греющие панели, которые при температуре теплоносителя  $t_r = 115^\circ$  имеют температуру теплоотдающей поверхности не выше  $80^\circ$ , т. е. в пределах, допустимых гигиеническими нормами. При температуре теплоносителя  $t = 112 \div 110^\circ$  могут использоваться чугунные радиаторы.

Схемы горизонтальной и вертикальной однотрубных с перемычками систем показаны на рис. 56.

В однотрубных системах отопления значительно сокращается расход металла (на трубы и нагревательные приборы) и снижаются единовременные затраты на системы центрального отопления.

Согласно расчетным данным, суммарная поверхность теплоотдачи чугунных нагревательных приборов однотрубной системы

отопления на 2% ниже, чем в двухтрубной системе при всех прочих равных условиях.

Представляет интерес повышение скорости движения теплоносителя в системе, что возможно осуществить за счет использования свободного напора. При повышении скорости движения теплоносителя значительно повышаются технические качества, а также экономические показатели системы отопления. Повышение технических качеств обуславливается возрастанием гидравлического сопротивления, а следовательно, гидравлической и тепловой устойчивости системы, что имеет большое значение при центральной качественной регулировке — изменении температуры теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха.

Сравнительно небольшая протяженность стояков и магистралей систем отопления зданий производственного и жилого секторов МТС гарантирует от возможности значительных колебаний температуры внутреннего воздуха в течение суток и отопительного сезона.

Колебания температуры внутреннего воздуха обуславливаются совместным воздействием температурной и гидравлической разрегулировок. Причиной температурной разрегулировки является различие температур теплоносителя — воды в нагревательных приборах, присоединенных к стояку на разных уровнях или на разном расстоянии от ввода (при горизонтальной разводке). По литературным данным, при однотрубных системах колебание температуры внутреннего воздуха может быть от  $0,45^\circ$  до  $1^\circ$  в то время, когда в двухтрубных системах при тех же условиях колебания достигают до  $6^\circ$  и выше (в многоэтажных зданиях).

Экономичность, тепловая устойчивость и удобство в эксплуатации однотрубных систем способствуют их широкому применению в малоэтажном промышленном и жилищном строительстве.

### Нагревательные приборы

Соблюдение отопительного режима производственных, общественных и жилых зданий в значительной мере зависит от правильности подбора, расчета и расстановки нагревательных приборов.

При использовании чугунных нагревательных приборов их стоимость и расход металла на них составляют  $\frac{2}{3}$  стоимости и расхода металла на систему отопления в целом. Отсюда ясно, насколько важна правильность определения теплоотдающей поверхности и подбор нагревательных приборов.

Теплоотдающая поверхность нагревательных приборов определяется по формуле

$$F = \frac{QR}{\Delta t} \text{ м}^2, \quad (80)$$

где  $Q$  — количество тепла, которое должны отдать нагревательные приборы, в ккал/час;

$R$  — термическое сопротивление нагревательных приборов, определяемое опытным путем в условиях, близких к эксплуатационным, в  $\frac{м^2 \cdot час}{ккал} \cdot град$ ;

$\Delta t = \frac{t_r + t_0}{2} - t_{вн}$  — тепловой напор между теплоносителем и внутренним воздухом в град.;

$t_r$  и  $t_0$  — температура горячего и охлажденного теплоносителя в град.;

$t_{вн}$  — температура воздуха в помещении в град.

Коэффициент термического сопротивления нагревательных приборов может быть рассчитан по эмпирическим формулам:

$$R = \frac{1}{a + b\Delta t} \frac{м^2 \cdot час \cdot град}{ккал} \quad (81)$$

$$\text{или } R = \frac{1}{c\Delta t^z} \frac{м^2 \cdot час \cdot град}{ккал} \quad (82)$$

где значение коэффициентов  $a$ ,  $b$ ,  $c$  и  $z$  определяются опытным путем и характеризуют условия, в которых определялся коэффициент термического сопротивления  $R$ .

На величину коэффициента термического сопротивления нагревательного прибора влияет конструкция и размер нагревательного прибора, расход теплоносителя, способ подключения (питания) прибора, способ его установки, степень шероховатости и способ окраски теплоотдающей поверхности.

Теплоотдача нагревательного прибора увеличивается с повышением скорости движения теплоносителя, что влечет за собой повышение температуры теплоотдающей поверхности нагревательного прибора и увеличение теплоотдачи путем конвекции.

В жилых и общественных помещениях гигиеническими нормами допускается температура теплоотдающей поверхности  $t_{max} = 95^\circ$ , что ограничивает предел нагрева теплоносителя особенно при использовании чугунных нагревательных приборов.

Данные теплотехнических испытаний нагревательных приборов (М-132) указывают, что температура теплоотдающей поверхности нагревательного прибора на  $6 \div 13^\circ$  ниже температуры теплоносителя. Указанная разность температур находится в прямой зависимости от расхода теплоносителя и схемы подключения — питания нагревательного прибора.

Опытные данные по увеличению температурного напора в зависимости от расхода воды приведены в табл. 65.

При постоянном расходе теплоносителя, но при разных схемах питания нагревательного прибора<sup>1</sup> температуры поверхности радиатора распределяются следующим образом (табл. 66).

<sup>1</sup> По данным исследований, проведенных в сантехлаборатории Института строительной техники АА УССР.

Таблица 65

Увеличение температурного напора в зависимости от расхода воды

Расход воды в л/час	Температура в град.						$\Delta t = \frac{t_r + t_0}{2} - t_{вн}$
	в о д ы		на поверхности радиатора			в помеще-нии	
	$t_r$	$t_0$	верх	середина	низ	$t_{пом}$	
49,4	95,7	67	84,7	74,6	65,5	19,3	62,1
100	95,8	78,9	87,4	81,5	75,2	21,3	66,1
197	95,8	86,6	89,4	85,2	81,4	21,6	69,6

Таблица 66

Зависимость теплоотдачи нагревательных приборов от схемы питания их

Схема питания нагревательного прибора	Температура теплоносителя	Температура теплоотдающей поверхности нагревательных приборов			Теплоотдача в ккал/час
		верх	середина	низ	
	95	87	72	61	1150
— " —	111	94	81,5	73	1585
	125	90	81	70	1530
	105	90	75	75	1260
	105	90	75	75	1260
$d=1''$	103	94	80,5	71	1443

Приведенные цифровые материалы указывают на целесообразность питания нагревательных приборов по схеме «снизу вверх», а также свидетельствуют о возможности использования для чугунных радиаторов М-132 перегретой воды с температурой не выше  $110 \div 112$  градусов.

На теплоотдачу нагревательных приборов оказывают большое влияние размеры секций, размеры водопроводящих сечений, а также размеры просветов между секциями и их форма, от чего зависит степень их взаимного облучения. Взаимное облучение секций влияет на величину коэффициента термического сопротивления нагревательного прибора. По литературным данным при питании радиатора М-132 по схеме «сверху вниз» и расходах теплоносителя от 30 до 60 л/час значение коэффициента термического сопротивления может быть определено по формуле

$$R = \frac{1}{1,92 \Delta t^{0,32}} \frac{\text{м}^2 \text{час град}}{\text{ккал}}, \quad (83)$$

где  $\Delta t = \frac{t_r + t_0}{2} - t_{\text{вн}}$  — температурный напор в град.;

$t_r$  и  $t_0$  — температура горячего и охлажденного теплоносителя;

$t_{\text{вн}}$  — температура воздуха в помещении<sup>1</sup>;

$R$  является функцией температурного напора нагревательного прибора; напор, в свою очередь, зависит от расхода теплоносителя, значит, при увеличении расхода теплоносителя значение  $R$  уменьшается.

Величина уменьшения ( $R$ ) коэффициента термического сопротивления радиатора может быть определена по формуле

$$f = \frac{r W_{\text{пр}} - s}{W_{\text{пр}}}, \quad (84)$$

где значения  $r$  и  $s$  определяются экспериментально в зависимости от типа радиатора по табл. 67.

Т а б л и ц а 67

Значения коэффициентов  $r$  и  $s$  для нагревательных приборов

Тип радиатора	Коэффициент	
	$r$	$s$
„Польза“ № 3 (и „Гамма“ № 1)	1,098	3,53
М-132	1,060	2,23

При увеличении расхода теплоносителя ( $W_{\text{пр}} > 30 \div 60$  л/час) значение коэффициента термического сопротивления снижается приблизительно на 5% и определяется формулами 81 или 82.

Значение коэффициента термического сопротивления при питании по схеме «снизу вверх», по данным исследований профессора Аше, выше, чем при подаче теплоносителя по схеме «сверху вниз». Опыты проводились с радиаторами «Гамма» № 1 при  $W = 96 \div 96,5$  л/час и температуре теплоносителя  $t = 88,96 \div 88,09^\circ$ .

<sup>1</sup> Значение указанной формулы для определения коэффициента термического сопротивления радиатора М-132 подтверждаются данными исследований ВНИИСТО.

Испытания, проведенные в институте строительной техники АА УССР, указывают, что при питании радиаторов теплоносителем — перегретой водой по схеме «снизу вверх» разница между температурой теплоносителя и теплоотдающей поверхностью радиаторов колеблется в пределах от 14 до 21° (температура теплоносителя 109—111°). При этих условиях рационально применение перегретой воды для питания радиаторов по схеме «снизу вверх», т. к. размеры теплоотдающей поверхности уменьшаются, сократится расход металла и средств при условии полного возмещения теплопотерь отапливаемых помещений и при соблюдении гигиенических норм.

Греющие панели. В жилых и общественных зданиях рекомендуется применять в качестве нагревательных приборов греющие железобетонные панели. Они могут быть отдельно стоящими (не связанными с конструкцией) и размещенными в конструкции.

По данным результатов испытаний ЦНИПСа, Центрогипрошахта, наиболее рационально использование греющих панелей, размещенных непосредственно в конструкции перегородок; при этом отпадает необходимость в дополнительной термоизоляции (как это требуется при установке панелей в наружных стенах), обеспечивается облучение пола, стекол окон и значительно повышается теплоотдача тепловой панели в связи с отдачей тепла обеими сторонами<sup>1</sup>.

В тех случаях, когда по конструктивным соображениям размещать греющие панели в перегородках не представляется возможным, используются отдельно стоящие греющие панели, изготовляемые заводским или полигонным способами. Различают греющие панели с односторонней и двусторонней теплоотдачей.

Панели с односторонней теплоотдачей заделываются в конструкцию стены. Между наружной стеной и поверхностью панели для снижения теплопотерь прокладывается изоляционный слой — минеральная шерсть, пробковые плиты и др.

При установке панели с двусторонней теплоотдачей между строительной конструкцией и нагревательным прибором оставляют воздушный прослой, благодаря которому теплоотдача греющей панели возрастает на 30—40%.

Теплотехнические качества бетонных греющих панелей позволяют при питании водой с температурой  $t = 115^\circ$  иметь температуру теплоотдающей поверхности  $t \cong 80^\circ$ , то есть в пределах, допустимых гигиеническими нормами<sup>2</sup>.

При этом теплоотдача 1 м<sup>2</sup> греющей панели с температурой

<sup>1</sup> Применение нагревательных панелей в крупнопанельных зданиях, по данным Ф. М. Гулишамбарова и В. Б. Быстрова, дает экономию металла по сравнению с системой чугунных нагревательных приборов до 86%. В системах применялся теплоноситель — вода с перепадом температур  $\Delta t = 95-80^\circ$ .

<sup>2</sup> По данным экспериментальных исследований, проведенных в Институте строительной техники АА УССР инженером Ральчуком.

теплоотдающей поверхности  $t_{cp} = 73,3^\circ$  и при температуре внутреннего воздуха  $t_{вн} = 18^\circ$  составляет  $Q = 610$  ккал/час.

Греющая панель около 50% тепла отдает лучеиспусканием, в то время как чугунные радиаторы излучением отдают лишь 30% тепла. С гигиенической точки зрения желательна отдача максимального количества тепла путем лучеиспускания.

Конструкция греющей панели состоит из бетонной плиты (бетон с  $\gamma = 2160$  кг/м<sup>3</sup> и  $\lambda = 1$  ккал/м час град), армированной арматурной сеткой и змеевиком или регистром (водогазо-

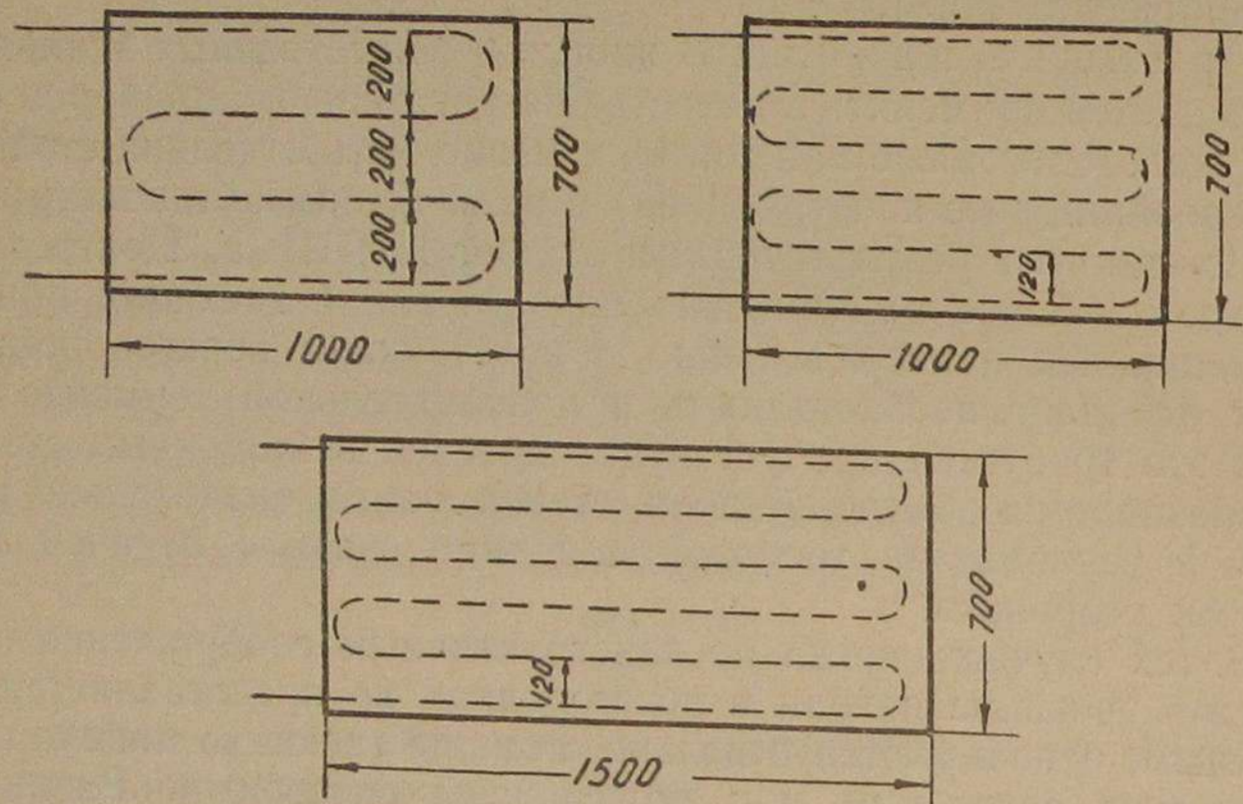


Рис. 57. Греющие панели.

проводная труба  $d = 1/2 - 3/4$ " для пропускания теплоносителя (рис. 57).

Размеры, вес, количество расходуемого материала и стоимость греющих панелей сведены в табл. 68.

Таблица 68  
Параметры железобетонных греющих панелей  
(по данным АА УССР)

Размер панели в мм	Расход труб в м	Вес труб в кг	Расход бетона в м <sup>3</sup>	Вес бето- на в кг	Поверх- ность нагрева панели в м <sup>2</sup>	Вес пане- ли в кг	Стои- мость в руб.
700 × 1000 × 40 S = 200	d = 1/2" 4,35	5,45	0,027	58,3	0,85	66,2	24,56
700 × 1000 × 40 S = 120	d = 1/2" 5,95	7,9	0,027	58,3	0,85	66,2	27,99
700 × 1500 × 40 S = 120	d = 1/2" 9,25	11,5	0,042	90,7	1,23	102,2	42,85

Примечание. В таблице приведены данные для греющих панелей, выполненных из бетона с  $\gamma = 2160$  кг/м<sup>3</sup>; S — шаг змеевика в мм.

Температура теплоотдающей поверхности греющей панели колеблется в сравнительно небольших пределах, повышаясь над трубой змеевика и падая в промежутке между трубами (рис. 58).

Расчетная температура теплоотдающей поверхности определяется эмпирической формулой

$$t_{cp.n} = t_{s/2} + 0,45(t_s - t_{s/2}) \text{ град.}, \quad (85)$$

где  $t_s$  — температура поверхности панели над трубой;

$t_{s/2}$  — температура поверхности панели на расстоянии  $s/2$  от трубы;

S — шаг змеевика в мм;

$$t_{s/2} = 0,73t_m - 1,5s/2 \text{ град.}$$

Зависимость между температурами теплоносителя и теплоотдающей поверхности установлена опытным путем и определяется следующими эмпирическими формулами:

для односторонней панели, заделанной в стенную конструкцию и изолированной с наружной стороны торфоплитами

$$t_s = 0,73t_m \text{ град.}, \quad (86)$$

для двусторонней панели, свободно стоящей на расстоянии 50 мм от стены

$$t_s = 0,62t_m \text{ град.}, \quad (87)$$

где  $t_m = \frac{t_r + t_0}{2}$  — средняя температура теплоносителя в град.

Теплоотдача греющей панели при температуре внутреннего воздуха  $t_{вн} = 18^\circ$  может быть определена с помощью графика, построенного по экспериментальным данным (рис. 59).

На этом графике нанесены отдельно кривая теплоотдачи конвекцией ( $Q_k$ ), кривая теплоотдачи лучеиспусканием ( $Q_l$ ), а также кривая общей теплоотдачи панели ( $Q = Q_k + Q_l$  ккал/час).

Средняя температура теплоотдающей поверхности греющей панели ( $t_{cp.n}$ ) зависит от величины шага змеевика, толщины слоя бетона над трубами и температуры теплоносителя. Изменения значений  $t_s$ ,  $t_{s/2}$  и  $t_{cp}$  греющей панели в зависимости от температуры теплоносителя при шаге труб 120 мм, диаметре труб 1/2" и толщине слоя бетона над трубой 10 мм сведены в табл. 69.

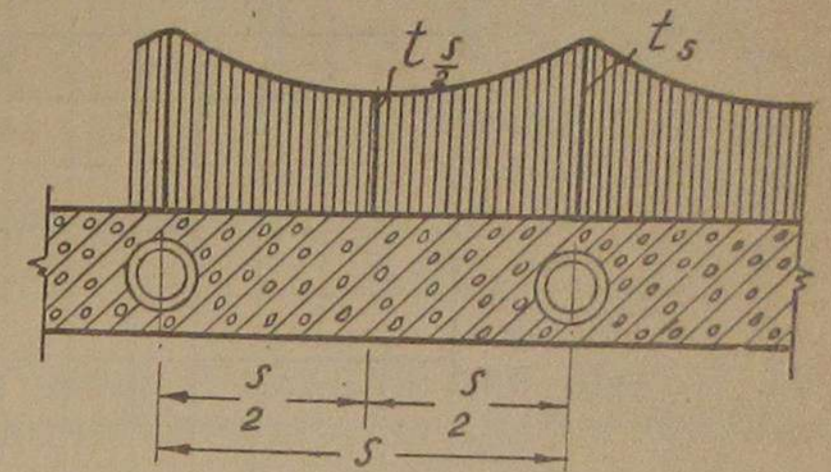


Рис. 58. Эпюра колебаний температуры теплоотдающей поверхности греющей панели.

Изменение температур греющей панели при шаге труб  $200 \div 220$  мм,  $d = 1/2''$  и толщине слоя бетона над трубой 15 мм даны в табл. 70.

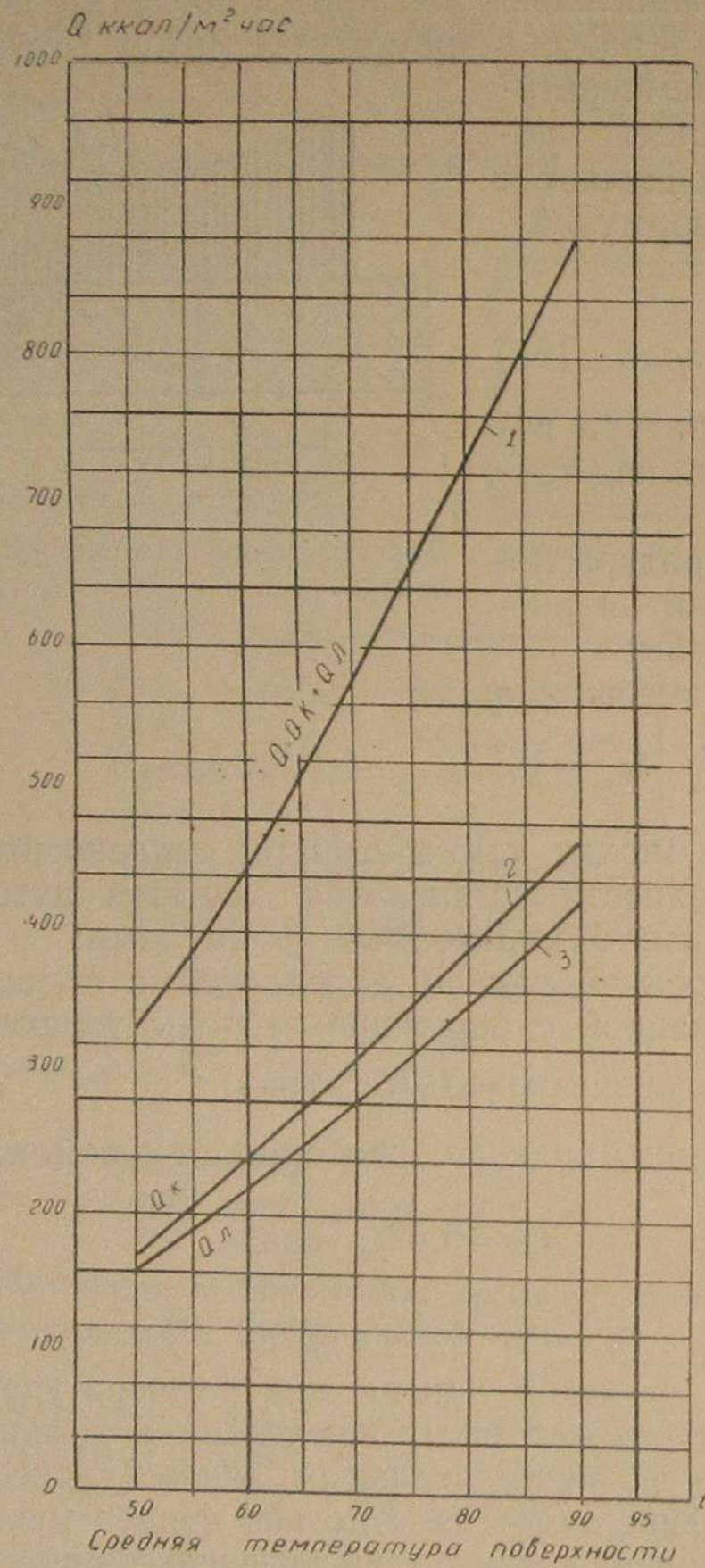


Рис. 59. График теплоотдачи греющей панели при  $t_{\text{вн}} = 18^\circ$ :  
1 — кривая общей теплоотдачи; 2 — кривая теплоотдачи конвекцией; 3 — кривая теплоотдачи лучеиспусканием.

Теплоотдача 1 м<sup>2</sup> односторонней греющей панели в зависимости от температуры внутреннего воздуха приведена в табл. 71.

Таблица 69

Значение температур теплоотдающей поверхности греющей панели в зависимости от  $t_s$  и  $t_{s/2}$

Температурные величины	Температура теплоносителя в град.				
	95	100	105	110	115
$t_s$	75	78	81	84,5	87
$t_{\text{ср}}$	67	71	74	76	79
$t_{s/2}$	62,5	65	67,5	70	72

Таблица 70

ИЗМЕНЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР ГРЕЮЩЕЙ ПАНЕЛИ ПРИ ШАГЕ ТРУБ  $200 \div 220$  мм,  $d = 1/2''$  И ТОЛЩИНЕ СЛОЯ БЕТОНА НАД ТРУБОЙ 15 мм

Температурные величины	Температура теплоносителя в град.				
	95	100	105	110	115
$t_s$	71,5	75	78	82	86
$t_{\text{ср}}$	61	65	67,5	71	74
$t_{s/2}$	54	56,5	58	60,5	63

Таблица 71

Показатели греющей панели в зависимости от температуры внутреннего воздуха

$t_{\text{вн}}$  — температура воздуха внутри отапливаемого помещения;  
 $t_{\text{пов. ср}}$  — средняя температура теплоотдающей поверхности греющей панели;  
 $Q$  ккал/м<sup>2</sup> час — теплоотдача греющей панели.

$t_{\text{вн}} = 15^\circ$		$t_{\text{вн}} = 18^\circ$		$t_{\text{вн}} = 25^\circ$	
$t_{\text{пов. ср}}$	$Q \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{ час}}$	$t_{\text{пов. ср}}$	$Q \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{ час}}$	$t_{\text{пов. ср}}$	$Q \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{ час}}$
50	350	50	320	50	240
55	400	55	380	55	280
60	470	60	440	60	340
65	540	65	500	65	410
70	600	70	580	70	490
75	680	75	660	75	560
80	760	80	730	80	640
85	840	85	800	85	710
—	—	90	880	90	780
—	—	—	—	95	860

При сравнении стоимости греющих панелей и чугунных нагревательных приборов, потребных для возмещения теплопотерь в 1000 ккал/час, при теплоносителе — воде  $\Delta t = 95-70^\circ$  оказывается, что стоимость греющих бетонных панелей в 1,8 раза ниже, чем стоимость чугунных нагревательных приборов. Снижение стоимости нагревательных приборов при использовании греющих панелей (по экспериментальным данным АА УССР) объясняется значительной экономией металла (расход его в 3 раза меньше), а также повышением в 1,5 раза значения коэффициента общей теплопередачи прибора по сравнению с чугунными нагревательными приборами.

В южных районах, где теплопотери строительных конструкций невелики, рационально использование греющих панелей в форме бетонных плитусов, что позволяет сократить расход площади под нагревательные приборы и обеспечить равномерный обогрев помещений при условии хорошего прогрева низа помещения<sup>1</sup>.

### Расширительные сосуды

Расширительные сосуды используются в системах водяного отопления для пропуска увеличенного объема воды, вызванного подогревом. Одновременно запас воды, находящийся в расширительном сосуде, служит для компенсации утечек через неплотности соединений и стыков, что позволяет уменьшить подпитку системы водой.

При температурном перепаде  $\Delta t = 95-70^\circ$  наиболее рациональным признан расширительный сосуд с протоком воды через него из главного стояка в разводящие магистрали (рис. 60). В данном случае диаметры расширительного и присоединительного патрубков принимают равными диаметру главного стояка. Емкость проточного расширительного сосуда при этом температурном перепаде определяется по формуле

$$V = 0,04 V_0, \quad (88)$$

где  $V_0$  — объем воды в системе в л.

При емкости расширительного сосуда до 400 л диаметры переливной и расширительной труб принимают

$$d_2 = 1 \frac{1}{2}'' , d_3 = 1 \frac{1}{2}'' .$$

<sup>1</sup> Табл. 69, 70 и 71 составлены по материалам Временных указаний на проектирование и монтаж водяных и паровых систем отопления с греющими бетонными панелями. Изд-во АА УССР и Министерства городского и сельского строительства, Киев, 1954. Расчетные данные и указания по вопросам проектирования и монтажа систем отопления с греющими бетонными панелями изложены во Временных условиях на проектирование и монтаж систем водяного и парового отопления с греющими бетонными панелями. Изд-во АА УССР и Министерства жилищного и гражданского строительства УССР, Киев, 1954.

При емкости расширительного сосуда больше 400 л диаметры циркуляционной, переливной и расширительной труб

$$d_1 = 1'' ; d_2 = 2'' ; d_3 = 1 \frac{1}{4}'' .$$

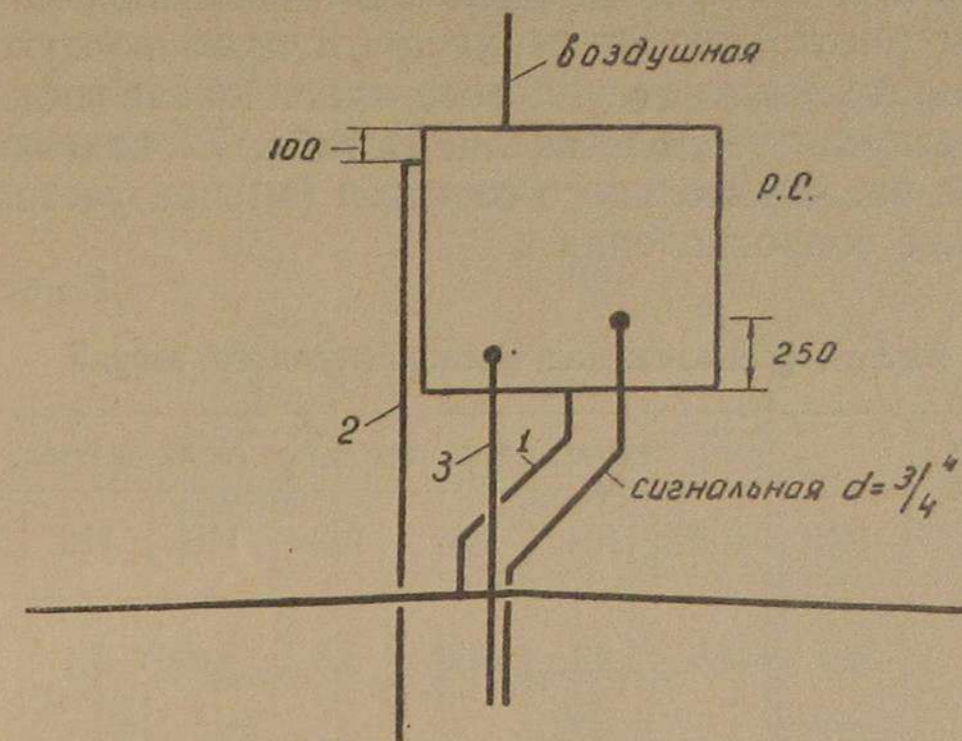


Рис. 60. Схема установки расширительного сосуда с протоком воды:

1 — циркуляционная труба  $d_1$ ; 2 — переливная труба  $d_2$ ; 3 — расширительная труба  $d_3$ ; р.с. — расширительный сосуд.

Переливную трубу рекомендуется выводить к раковине в котельную или пункт управления. Вентиль на переливной трубе не устанавливается.

Для нормальной работы системы теплоснабжения при теплоносителе с повышенными параметрами необходимо, чтобы давление в каждой точке сети было выше давления парообразования при данной температуре воды в сети. Это достигается установкой на соответствующем уровне расширительного сосуда.

Объем расширительного сосуда при теплоносителе — перегретой воде определяется по формуле

$$V = 0,06 V_0, \quad (89)$$

где  $V_0$  — объем воды, заполняющей систему теплоснабжения в л.

В случае удаления воздуха с помощью проточных воздухоотборников расширительный сосуд выполняется герметичным и

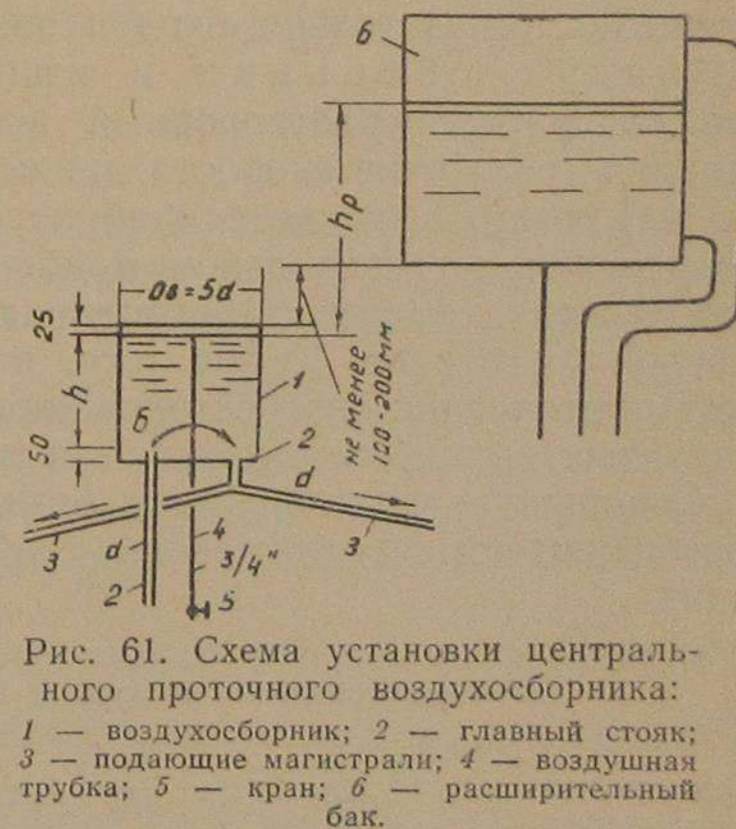


Рис. 61. Схема установки центрального проточного воздухоотборника:

1 — воздухоотборник; 2 — главный стояк; 3 — подающие магистрали; 4 — воздушная трубка; 5 — кран; 6 — расширительный бак.

присоединяется к обратной магистрали, благодаря чему температура воды в нем близка к температуре теплоносителя в обратной магистрали  $t_0$  (рис. 61).

Расширительный сосуд должен быть расположен на такой высоте, чтобы расстояние от верха проточного воздухоборника до дна расширительного сосуда обеспечивало давление, соответствующее перегреву теплоносителя. В табл. 72 показана высота расположения расширительного сосуда  $h$  (м) при учете потерь на гидравлические сопротивления в 0,2 м.

Таблица 72

Высота расположения расширительного сосуда

Высота расположения расширительного сосуда в м	Температура теплоносителя в град.								
	100	102	104	106	108	110	112	114	116
$h + 0,2$ в м	0,9	1,3	2,1	3,0	3,8	4,6	5,4	6,2	7,0

При теплотреблении более 10 мкал/час расширительный сосуд из-за громоздкости заменяется подпиточным насосом, который включается в перемычку между подающей и обратной магистралью, и добавлением известного количества воды повышает давление в сети, определяемое по показаниям манометра, установленного на котле.

В случае установки расширительного сосуда в неотапливаемых помещениях обязательна его теплоизоляция.

Воздухосборники и вантузы. В теплоносителе — воде содержится растворенный воздух. При соответствующих условиях (снижение скорости движения воды, повышение температуры) воздух выделяется и образует воздушные пробки в трубопроводе или нагревательном приборе, нарушающие циркуляцию теплоносителя в системе отопления, а следовательно, и равномерный прогрев ее. Кроме того, наличие свободного воздуха в системе отопления способствует коррозии трубопроводов и нагревательных приборов, уменьшая срок службы системы.

Содержание растворенного воздуха в воде резко падает при повышении температуры воды (табл. 73) и при снижении давления.

Таблица 73

Растворимость воздуха в воде при  $P = 1 \text{ атм}$

Температура воды в град.	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Содержание растворенного воздуха в воде в г/м <sup>3</sup>	38	30	24	21,5	18,5	17	16	15,2	15	14,9	14,0

Наиболее высокая температура воды в системе отопления будет в котле, но одновременно в котле будет и самое высокое давление, равное высоте столба воды. Поэтому выделения воздуха в котле не происходит. Выделение воздуха наблюдается в местах со сниженным давлением, то есть в главном стояке. Чем меньше расстояние до верхней точки главного стояка (при уклоне магистрали от главного стояка), тем меньше давление в нем и тем более интенсивно воздух переходит из растворенного состояния

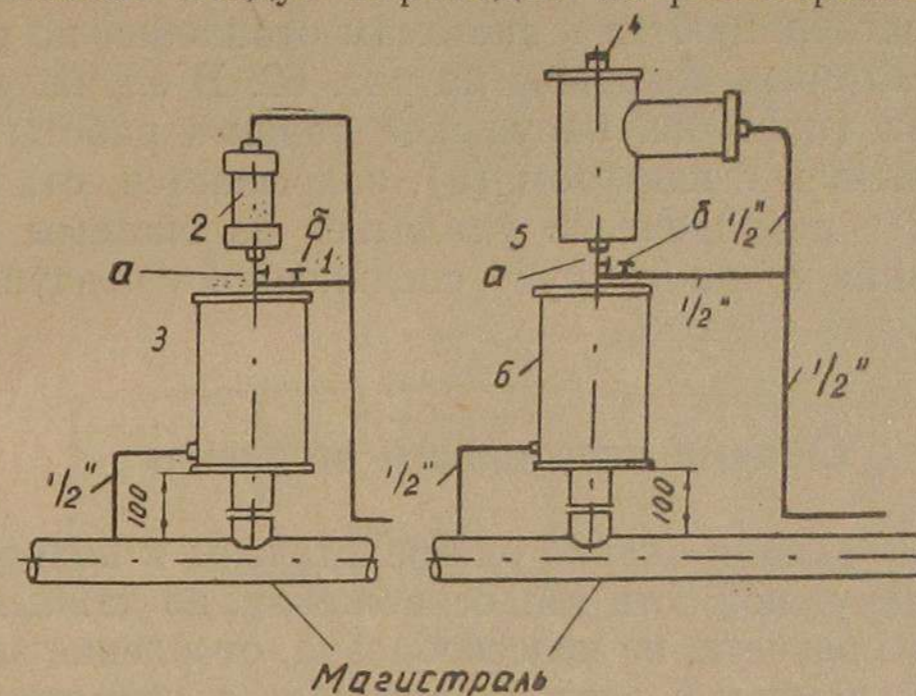


Рис. 62. Схемы установки вантузов:

1 — кран; 2 — вантуз системы Маевского; 3 — воздухоборник; 4 — пробка; 5 — вантуз системы Хлудова; 6 — воздухоборник.

в свободное. Максимальное выделение воздуха будет в верхней точке главного стояка (рис. 61).

Интенсивное выделение воздуха наблюдается при значительном снижении скорости движения воды в воздухоборнике, для чего рекомендуется применять воздухоборники с диаметром более или равным 5 диаметрам главного стояка. В данном случае скорость движения воды снижается приблизительно в 20—25 раз ( $v = 0,03 \div 0,05 \text{ м/сек}$ ).

Воздух, выделившийся в воздухоборнике, удаляется с помощью воздушной трубки с краном, которая выводится параллельно главному стояку в котельную или пункт управления. В отдельных случаях на воздухоборнике устанавливаются автоматические воздухоотделители.

Емкость проточных воздухоборников определяется формулой

$$V_v = 0,01 V_c \text{ л}, \quad (90)$$

где  $V_c$  — объем воды, заполняющей систему, в л.

При установке автоматического воздухоотделителя объем воздухоборника может быть уменьшен, но только за счет высоты, так как в других случаях снижение скорости движения теплоносителя не будет обеспечено.

Схему с центральным проточным воздухооборником рекомендуется применять в случае присоединения системы отопления здания к наружной сети. Так как удаление воздуха из воздухооборников в большинстве случаев производится вручную, дополнительно устанавливаются вантузы — приборы для автоматического удаления воздуха. В настоящее время обычно применяют рычажные вантузы, которые достаточно просты в изготовлении и надежны в эксплуатации.

Вантузы подсоединяются к системам отопления по ряду схем, некоторые из которых показаны на рис. 62. В случае выхода из работы вантуза (поломка, нарушение режима работы) кран на трубе, соединяющей с вантузом (а), закрывается, отключая его, а воздух может периодически удаляться из системы отопления путем открывания крана на трубе, соединенной с воздушкой (б) — трубой для спуска воздуха.

### Система квартирного отопления

Если жилые здания сильно рассредоточены и подводка к ним магистралей наружной сети теплоснабжения, по данным технико-экономического расчета, не целесообразна, отопление зданий осуществляется с помощью систем квартирного отопления или же комнатными печами.

Системы квартирного отопления по теплоемкости подразделяются на системы с обычной и повышенной теплоемкостью. Повышение теплоемкости достигается за счет установки дополнительной емкости — бака, расширительного сосуда, из которого во время перерыва топки теплоноситель поступает в систему отопления и предупреждает колебания температуры внутреннего воздуха.

Основными особенностями поквартирной системы отопления являются: расположение нагревательных приборов и котла на одном уровне и использование расширительного сосуда конструкции, обеспечивающей возможность прокладки горячей магистрали под потолком (рис. 63, 64).

Таблица 74

Основные размеры расширительных сосудов для систем поквартирного отопления

N расширительного сосуда	d = 300 мм		Общий вес в кг
	Полезная емкость в л	L в мм	
1	25	400	15
2	33	500	26
3	40	600	39
4	45	700	55
5	50	800	74

Квартирные системы отопления рассчитываются так же, как системы центрального отопления с естественной циркуляцией, но с учетом изменения величины напора, вызванного охлаждением теплоносителя в трубопроводах. Учет этой величины обусловли-

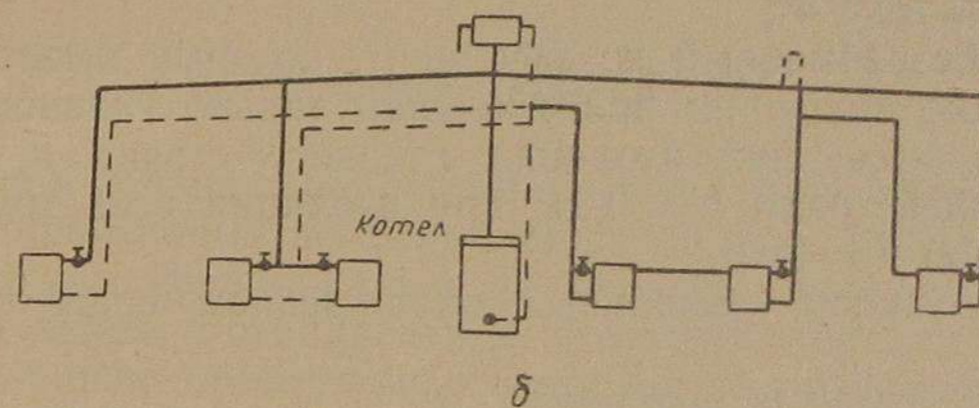
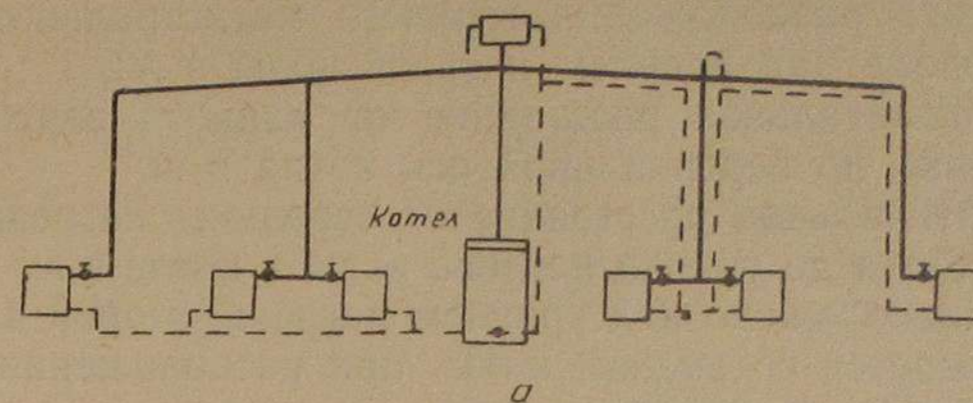


Рис. 63. Схемы квартирного отопления с верхней разводкой:

а — двухтрубная; б — однотрубная (справа), двухтрубная (слева).

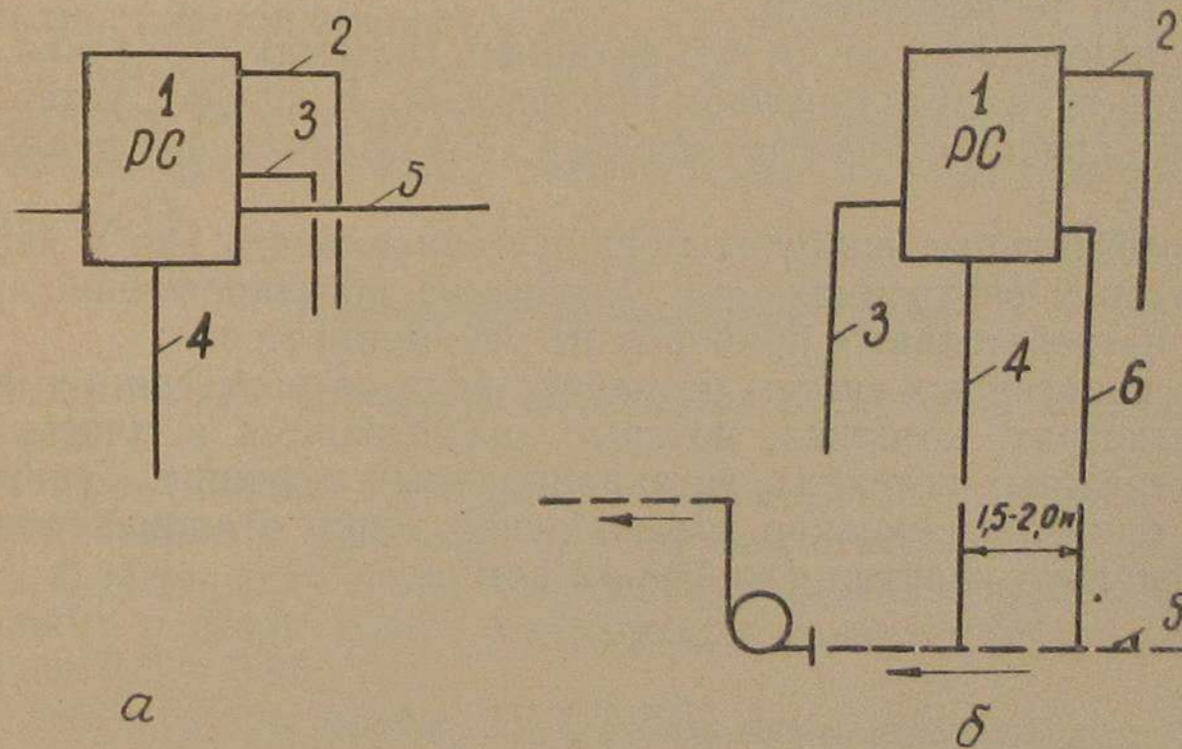


Рис. 64. Схемы подсоединения расширительных сосудов к системам:

а — при естественной циркуляции; б — при насосной циркуляции. 1 — расширительный сосуд; 2 — переливная; 3 — контрольный патрубок; 4 — главный стояк; 5 — магистраль; 6 — расширитель.



важется незначительностью величины расчетного напора ( $H$ ), который определяется по эмпирической формуле

$$H = bh(l + h) \mp h_1(\gamma_0 - \gamma_r) \text{ мм вод. ст.}, \quad (91)$$

где  $h$  — высота расположения горячего магистрального трубопровода над уровнем нагрева воды в  $m$ ;

$l$  — горизонтальное расстояние от данного вертикального стояка до вертикальной оси котла в  $m$ ;

$h_1$  — вертикальное расстояние от середины нагревательного прибора до уровня нагрева воды в котле в  $m$ .

Если  $h_1$  расположено над уровнем нагрева, второй член уравнения принимается со знаком плюс, при расположении  $h_1$  ниже уровня нагрева — со знаком минус;

$\gamma_0 - \gamma_r$  — разность объемных весов охлажденной и горячей воды в  $кг/м^3$ ;

$b$  — безразмерный коэффициент, который имеет следующие значения: при изоляции только главного стояка  $b = 0,4$ ; при изоляции главного стояка и обратной магистрали  $b = 0,34$ ; при изоляции всех трубопроводов  $b = 0,16$ ;

$bh(l + h)$  — напор, вызванный охлаждением воды в трубах;  
 $h_1(\gamma_0 - \gamma_r)$  — " " " " " " нагревательных приборах.

Системы квартирного отопления могут применяться в одно- и двухэтажных зданиях при условии использования систем с верхней разводкой, что способствует увеличению гравитационного напора (за счет охлаждения воды в трубах) и более интенсивной циркуляции теплоносителя.

Расширительный сосуд в квартирных системах отопления следует ставить в отапливаемом помещении. В случае установки расширительного сосуда на чердаке, обязательна его теплоизоляция.

Нагревательные приборы можно устанавливать как у наружных, так и у внутренних стен. Установка регулировочной арматуры у нагревательных приборов не рекомендуется.

Для квартирных систем отопления вода нагревается в змеевиках, регистрах, котелках, которые заделываются в плиты, или малометражных котелках, устанавливаемых в кухнях. Таким образом, при обслуживании только одной топки отапливается две или несколько квартир (до 10—12 комнат).

## Раздел VII

### ПЕЧНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Жилые и общественно-бытовые здания высотой не более 2 этажей, расположенные на большом расстоянии от магистральных теплопроводов, нерационально подключать к центральной системе теплоснабжения, и отапливать их приходится печами. Кроме того, даже в зданиях, обеспеченных центральным отоплением, в условиях сельской местности возникает потребность в очагах для варки пищи и других хозяйственных потребностей.

Генератором тепла всякой печи является топливник (топка), в котором происходит сгорание топлива. Продукты сгорания, полученные при сжигании топлива, соприкасаясь со внутренней поверхностью топливника и дымооборотов, отдают тепло массиву печи и нагревают его. Наружные стенки печи — теплоотдающие поверхности ее отдают тепло воздуху отапливаемого помещения.

Охлажденные дымовые газы удаляются через дымоход и дымовую трубу.

#### Комнатные отопительные печи

К комнатным печам предъявляются следующие основные требования:

1) печь должна быть проста по своей конструкции, удобна в эксплуатации и безопасна в пожарном отношении;

2) коэффициент полезного действия должен быть возможно большим; в печах новых конструкций удается достичь к. п. д. порядка  $0,8 \div 0,85$ ;

3) желательно, чтобы конструкция печи обеспечивала прогрев низа печи для лучшего обогрева нижней зоны отапливаемого помещения;

4) теплоотдача печи должна быть по возможности равномерной во времени (между топками);

5) температура теплоотдающей поверхности должна быть по возможности равномерной и не превышать допустимую гигиеническими нормами;

6) форма и внешняя отделка печи не должна нарушать общего эстетического вида комнаты.

Теплоемкость печи характеризуется продолжительностью срока остывания: от начала топки до момента, когда температура теплоотдающей поверхности станет на  $10^\circ$  выше температуры внутреннего воздуха. Теплоемкость печи зависит от объема кладки — массива печи. Чем больше объем кладки, тем больше теплоемкость печи.

По теплоемкости печи подразделяются на печи большой теплоемкости, у которых срок остывания 24 часа; печи средней теплоемкости — срок остывания 12 часов; печи малой теплоемкости — срок остывания 3—4 часа.

Температура теплоотдающей поверхности и прогрев низа печи, требуемые гигиеническими нормами, могут быть достигнуты применением соответствующей схемы дви-

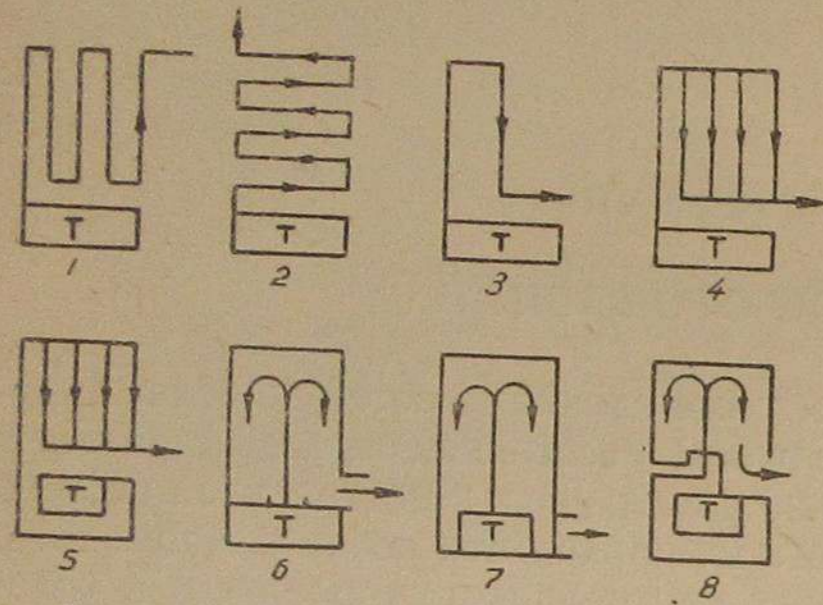


Рис. 65. Схемы дымооборотов печей:  
Т — топливник; 1 и 2 — многооборотные; 3 и 4 — однооборотные; 5 — однооборотная с нижним обогревом; 6 и 7 — бесканальные; 8 — комбинированная.

жения дымовых газов. По схеме движения дымовых газов печи делятся: на каналные (с последовательным и параллельным расположением каналов), бесканальные (каналы отсутствуют) и смешанные. На рис. 65 показаны принципиальные схемы печей с разным движением дымовых газов. 1—2 — схемы каналных печей с последовательным расположением каналов (1 — вертикально, 2 — горизонтально). При подобной схеме движения дымовых газов равномерный прогрев массива печи не достигается, так как температура дымовых газов по мере их продвижения падает. 3, 4 и 5 — схемы однооборотных каналных печей. 4 — однооборотная печь с несколькими параллельными вертикальными каналами, что способствует саморегулировке. В случае охлаждения дымовых газов в одном из каналов больше, чем в других, в нем происходит более интенсивное движение газов вследствие увеличения объемного веса газов. В канале создается разрежение, что способствует устремлению в этот канал потока нагретых дымовых газов. Стенки его в скором времени обогреваются, и температура массива печи выравнивается. На схеме 5 показано решение однооборотной печи с обогревом низа; 6 и 7 — схемы бесканальных (колпаковых) печей; 8 — схема печи со смешанным движением дымовых газов: внизу — каналная, вверху — колпаковая.

Печи также подразделяют по форме в плане, по характеру отделки внешних поверхностей и по способу отвода дымовых газов.

По форме в плане различают печи: прямоугольные, квадратные, круглые и угловые.

По характеру отделки внешних поверхностей печи могут быть кирпичные, оштукатуренные, изразцовые и в металлических футлярах.

По способу отвода дыма печи могут быть с насадными трубами, с коренными трубами (установленными на собственный фундамент) и с отводом дымовых газов через каналы, расположенные в кладке внутренних (иногда наружных) капитальных стен.

При отоплении здания печами выгодно уменьшение числа печей за счет их укрупнения, что позволяет уменьшить число сооружаемых дымовых труб, снизить расход материалов и упростить уход за печами. Однако часто необходимость организации комнатного отопления вынуждает использовать печи меньшего размера и меньшей теплоемкости, которые при указанных выше недочетах позволяют сделать режим эксплуатации более гибким.

Согласно Строительным нормам и правилам Государственного комитета Совета Министров СССР по делам строительства (1954 г.), среднечасовая теплоотдача печей должна быть не меньше часовой потери тепла помещением при расчетной температуре наружного воздуха для печного отопления  $t_n$  при условии, что средняя температура теплоотдающей поверхности печи в жилых и общественных зданиях не должна превышать  $90^\circ$ . В детских и лечебных учреждениях обязательным является поддержание температуры теплоотдающей поверхности печи ниже или равной  $90^\circ$  во всех точках поверхности. Расчетная температура наружного воздуха для печного отопления определяется по формуле

$$t_n^p = 0,4t_{вн} + 0,6t_n \text{ град.}, \quad (92)$$

где  $t_{вн}$  — расчетная температура внутреннего воздуха в град.;  
 $t_n$  — " " " " наружного воздуха для проектирования центрального отопления (СНиП II-Г5).

Допустимая амплитуда колебаний температуры внутреннего воздуха при печном отоплении также определена Строительными нормами: так, для жилых помещений амплитуда колебания температуры внутреннего воздуха в течение суток должна быть не более  $\Delta t = \pm 3^\circ$ ; для помещений со временным пребыванием людей (общественные, производственные, вспомогательные и другие помещения) амплитуда колебания температуры не должна превышать  $\pm 3^\circ$  в течение рабочего времени.

Теплотехнические качества печи характеризуются двумя показателями: среднечасовой теплоотдачей (тепловой мощностью

$Q$  ккал/час) и коэффициентом неравномерности теплоотдачи во времени ( $M$ ).

Средняя теплоотдача определяется экспериментальным путем для печи с открытой отступкой шириной 15 см или более. При использовании печей с отступками малой ширины  $b \leq 15$  см к величине среднечасовой теплоотдачи вводится поправочный коэффициент — 0,7; при закрытых отступках любой ширины с вентиляционными решетками — 0,5.

Ориентировочная теплоотдача  $1 \text{ м}^2$  в ккал/час при двух топках в сутки дана в табл. 75.

Таблица 75

Теплоотдача печей

Вид печи	$\frac{Q_{\text{ср}}}{F}$ в $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{час}}$
Печи толстостенные . . . . .	400 — 560
Печи тонкостенные весом 1000 кг . . . . .	450 — 550
Оштукатуренные тонкостенные печи весом 1000 кг и более . . . . .	500 — 600
Печи изразцовые толстостенные . . . . .	500 — 600

Коэффициент неравномерности при одной или двух топках в сутки определяется формулой

$$M = 0,5 \frac{Q_{\text{max}} - Q_{\text{min}}}{Q_{\text{ср}}} \quad (93)$$

где  $Q_{\text{max}}$ ,  $Q_{\text{min}}$  и  $Q_{\text{ср}}$  — наибольшая, наименьшая и средняя часовая теплоотдача печи за промежуток между двумя следующими друг за другом топками.

Значение коэффициента неравномерности теплоотдачи в зависимости от активного объема печи сведено в табл. 76.

Активный объем печи вычисляется без вычета пустот с учетом, что высота активного объема меньше полной высоты печи приблизительно на 0,5 м.

При сжигании в печах антрацита значение коэффициента неравномерности теплоотдачи на 25% уменьшается.

Печь, то есть ее тепловая мощность, конструктивная схема и размеры, подбирается по «Перечню рекомендуемых отопительных печей для жилых и общественных зданий» в соответствии с величиной часовой теплопотери помещения, подлежащего отоплению.

Таблица 76

Коэффициент неравномерности теплоотдачи печей в зависимости от величины активного объема

Активный объем печи в $\text{м}^3$	Толщина стенок					
	топливника и прочих стенок, не более 7 см		топливника 10–12 см; прочих стенок, не более 7 см		топливника и прочих стенок 12 см и более	
	1	2	1	2	1	2
0,2	2	1	—	—	—	—
0,3	1,7	0,85	—	—	—	—
0,4	1,6	0,8	1,4	0,65	—	—
0,6	—	—	1,25	0,60	1,1	0,5
0,8	—	—	1,1	0,5	0,9	0,4
1,0	—	—	1,0	0,45	0,75	0,35
1,2	—	—	0,9	0,4	0,65	0,25
1,4	—	—	0,87	0,36	0,59	0,21
1,6	—	—	0,83	0,34	0,53	0,18
1,8	—	—	0,8	0,32	0,49	0,16
2,0	—	—	0,78	0,31	0,45	0,14
2,2	—	—	0,76	0,30	0,43	0,13
2,6	—	—	0,72	0,28	0,41	0,12
3,0	—	—	0,70	0,26	0,39	0,11

В сельскохозяйственном строительстве средней полосы и южных районов наиболее широко используются однооборотные печи малой и средней теплоемкости, каркасные печи повышенного прогрева, модернизированные универсальные русские печи и др. Применение однооборотных печей средней и малой теплоемкостей обуславливается их высокими теплотехническими качествами, сравнительно малым весом и удобством в эксплуатации. В качестве топлива в них могут быть использованы дрова, торф, каменный уголь и др.

Примером конструктивного решения однооборотной печи с нижним обогревом может быть печь инженера Л. С. Бордзенко (рис. 66).

Продукты сгорания из топливника  $a$  опрокидываются в канал  $b$  и обогревают нижнюю часть печи. Дымовые газы по кана-

ду с поднимаются в верхнюю часть и распределяются по параллельным каналам  $d$ ; охладившись в каналах, дымовые газы опускаются и удаляются через дымовую трубу. Наиболее высокая температура теплоотдающей поверхности наблюдается на уровне 0,9 м. Хорошо прогревается низ печи, что значительно увеличивает поверхность теплоотдачи и общую теплоотдачу печи.

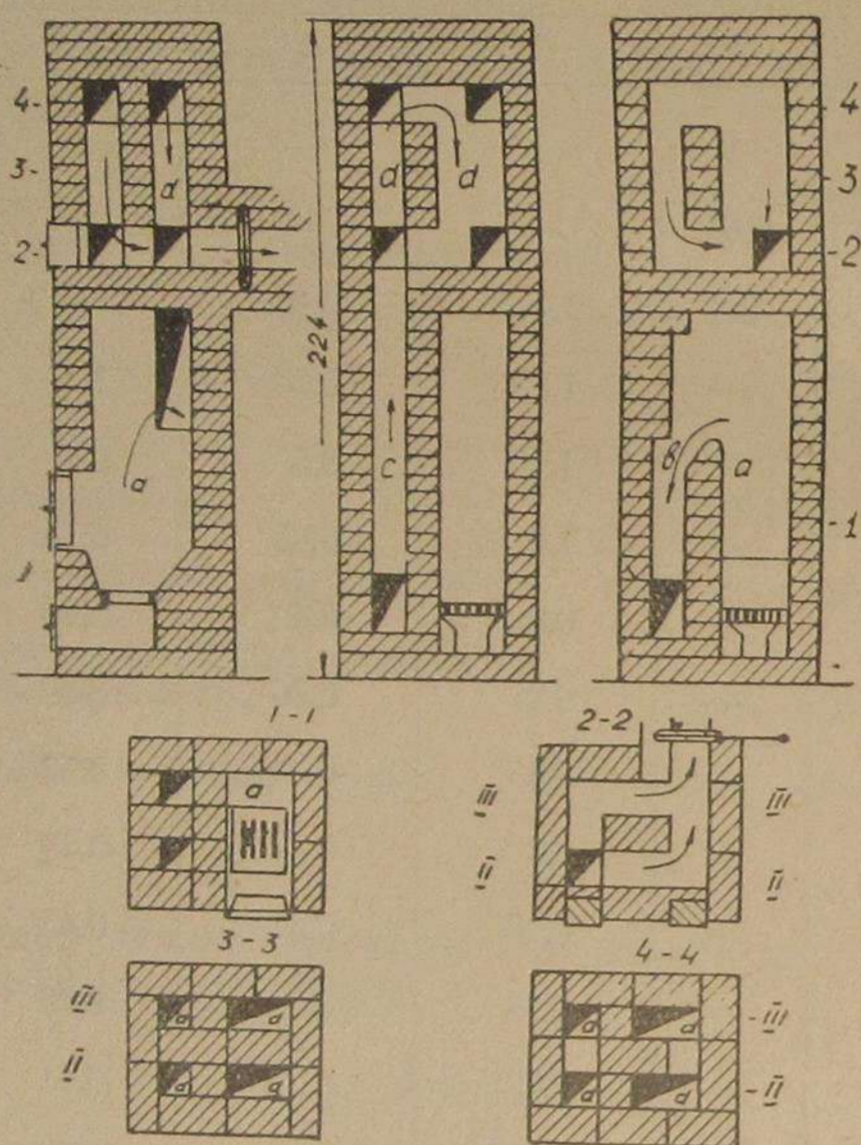


Рис. 66. Печь инженера Бордзенко:  
 $a$  — топливник;  $b, c$  и  $d$  — дымовые каналы.

В печи этой же конструкции, но прямоугольной формы в плане (рис. 67), для увеличения теплоотдающей поверхности предусмотрена сквозная воздушная камера  $g$ .

Колпаковые печи бывают круглой и прямоугольной формы в плане. В колпаковых печах продукты сгорания топлива из топливника поступают непосредственно в камеру, где дымовые газы, соприкасаясь со стенками печи, охлаждаются, опускаются вниз и через дымовую трубу удаляются наружу. Для увеличения их теплоемкости в колпаке сооружают решетчатую кирпичную кладку — ряд соединенных между собой горизонтальных и вертикальных каналов, или контрфорсов. Благодаря этому увеличивается тепловоспринимающая поверхность и теплоаккумулирующий объем печи (например печь Грум-Гржимайло).

По опытным данным, колпаковые печи (рис. 68) имеют высокий коэффициент полезного действия (до 85%) и дают экономию в топливе до 30%.

В связи с широким использованием в сельскохозяйственном строительстве сборного железобетона целесообразно применять сборные печи из блоков, изготовленных в условиях железобетонного завода или полигона.

Применение сборных печей дает возможность сооружать их в очень короткий срок рабочими низкой квалификации. Массовое

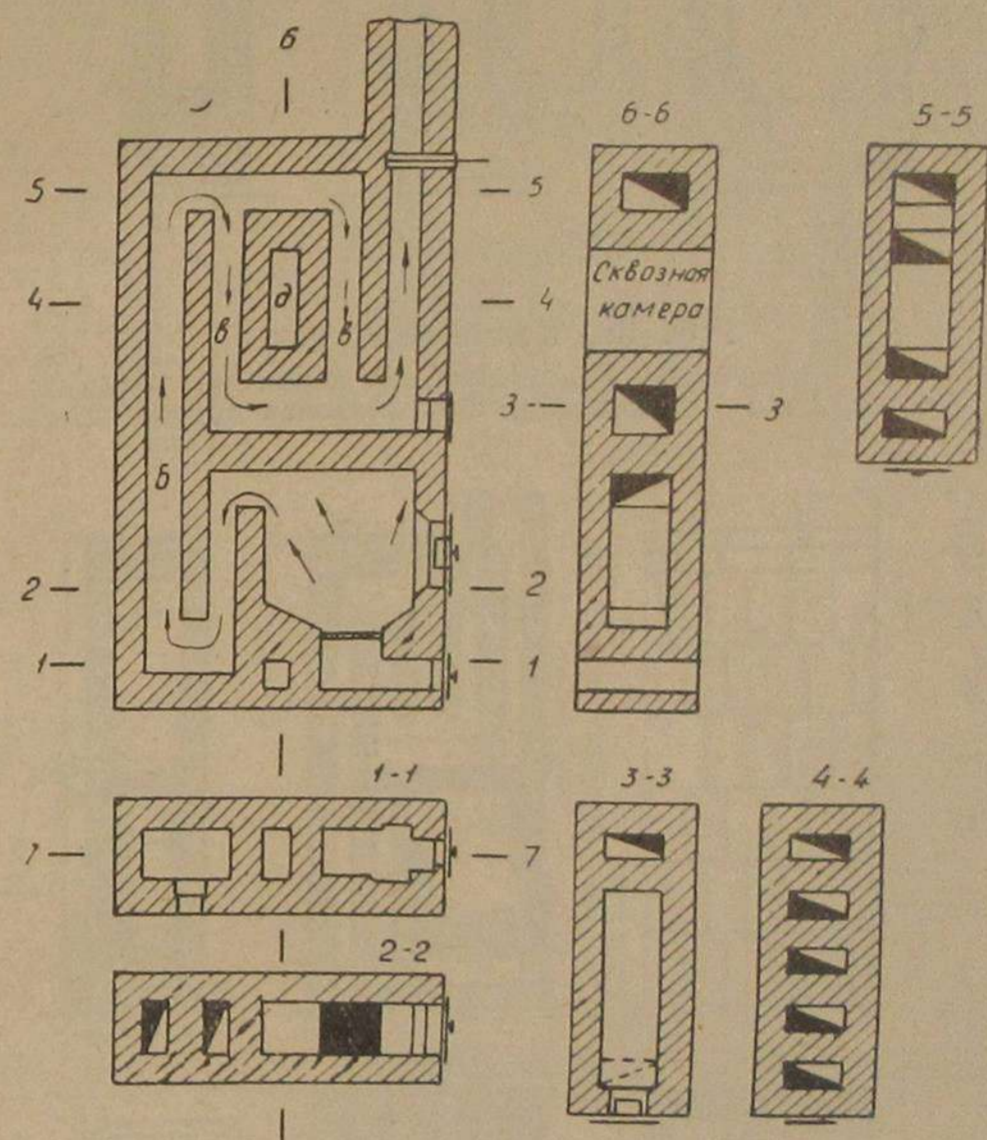


Рис. 67. Печь инженера Бордзенко (прямоугольная в плане). Схема однооборотной печи с нижним обогревом.

производство печных блоков в заводских условиях снижает их стоимость, а кроме того, дает возможность широко внедрять наиболее рациональные конструкции печей.

К числу сборных отопительных печей относятся бесканальные печи инженера Хлудова, однооборотная печь инженера В. П. Протопопова, сборная блочная печь длительного горения КТИС и др. На рис. 69 в качестве примера показана сборная однооборотная печь с нижним обогревом.

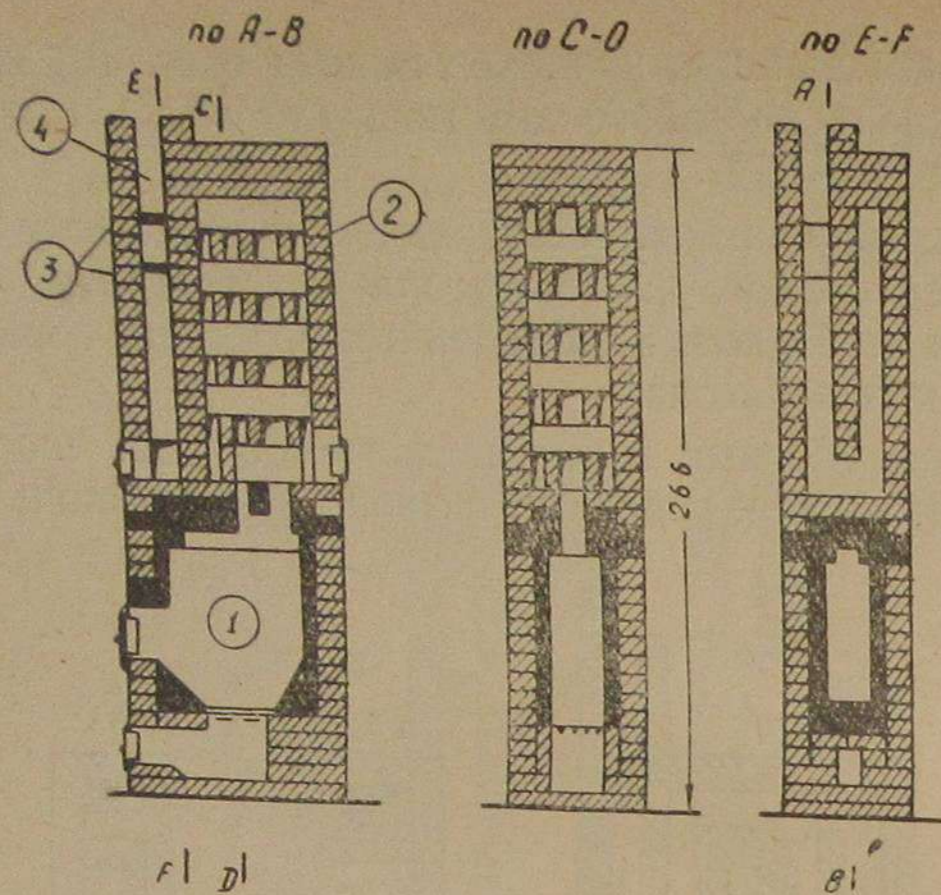


Рис. 68. Колпаковая печь:  
1 — топливник; 2 — решетчатая кирпичная кладка; 3 — задвижки; 4 — дымовая труба.

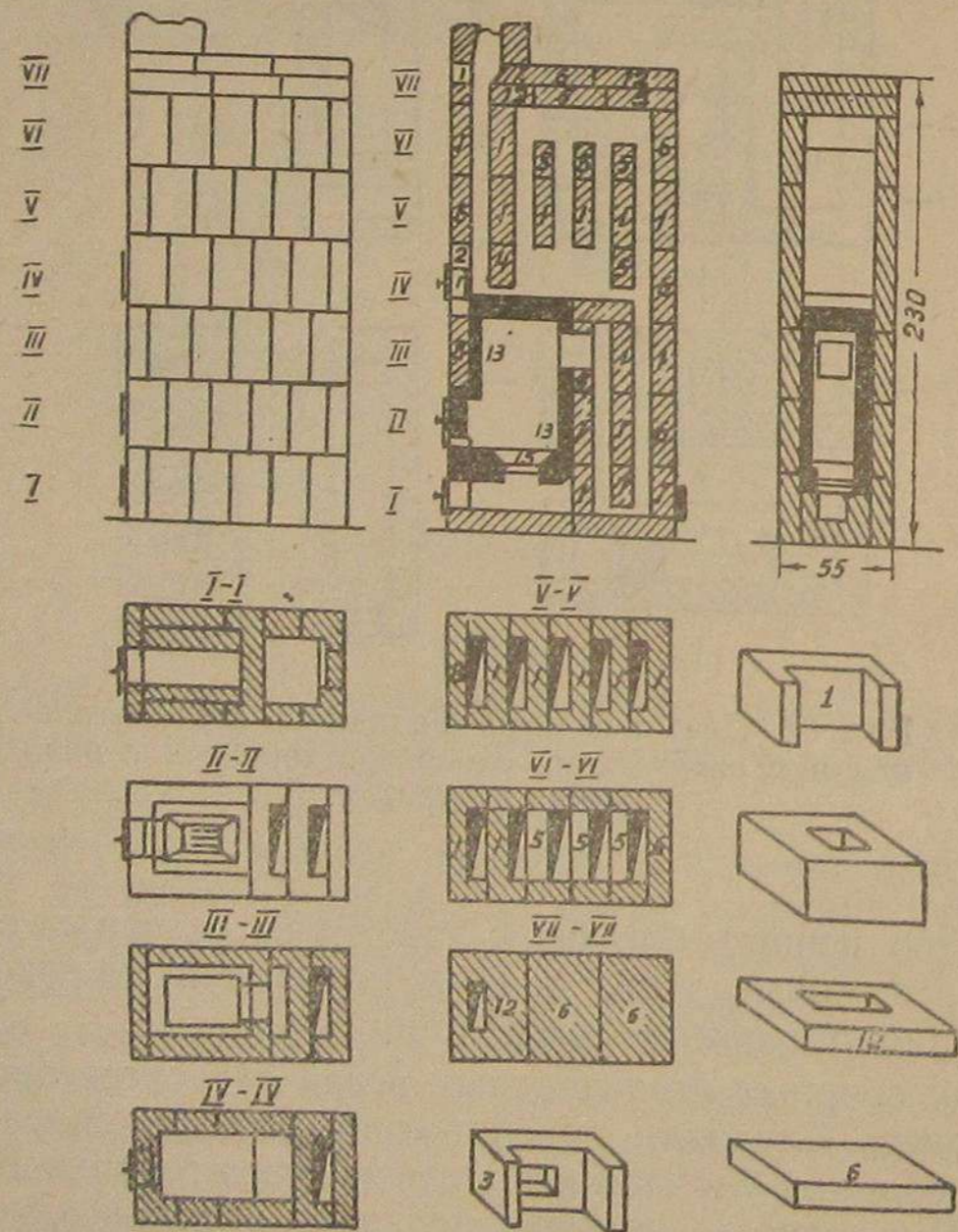


Рис. 69. Однооборотная сборная печь с нижним обогревом.

## Печи для отопления и хозяйственных целей

В сельских местностях в средней полосе и в южных районах Советского Союза широкое распространение нашла универсальная русская печь. Однако русская печь старой конструкции обладает рядом недостатков, основным из которых является отсутствие обогрева нижней зоны отапливаемого помещения.

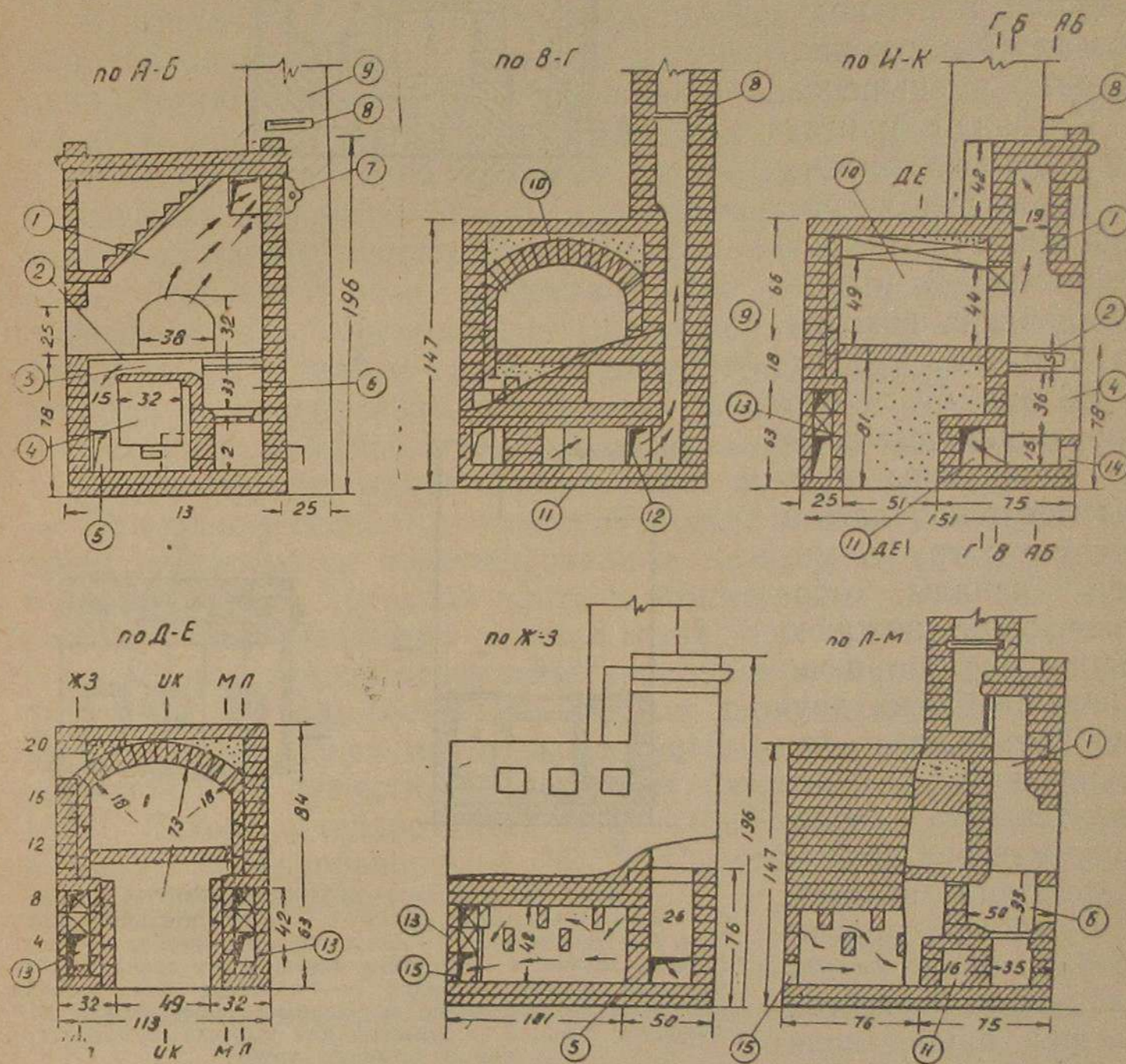


Рис. 70. Русская печь конструкции инженера Протопопова:  
1 — камин; 2 — чугунная плита; 3 — горизонтальный канал между чугунной плитой и духовкой; 4 — духовка; 5 — вход в нижний канал; 6 — топливник плиты; 7 — задвижка печи; 8 — общая задвижка; 9 — дымовая труба; 10 — камера печи; 11 — канал из плиты в дымовую трубу; 12 — перекидной канал; 13 — отопительный нижний канал; 14 — чистка.

Инженером В. П. Протопоповым разработана улучшенная конструкция русской печи, позволяющая использовать ее как для приготовления пищи, так и для целей отопления. В новой конструкции предусмотрено устройство кухонной плиты (взамен припечка), топка которой обеспечивает прогрев нижней зоны печи. Устройство модернизированной русской печи показано на рис. 70. Размеры печи с плитой без дымовой трубы в плане —  $113 \times 151$  см, а с дымовой трубой, выступающей сбоку на 1 кир-

пич, —  $138 \times 151$  см; размер пода печи  $75 \times 82$  см. Свод варильной камеры 10 сделан более пологим, что способствует отражению лучистого тепла на под печи и более интенсивному его нагреву.

Дымовые газы из варильной камеры через камин попадают в дымовую трубу. Для уменьшения подсоса воздуха сечение каминка уменьшено.

Кухонная плита, сделанная из припечка, перекрыта чугунной плитой с конфорками. В плите установлена духовка размером  $32 \times 36 \times 36$  см. В летнее время дымовые газы из топливника плиты могут попадать в дымовую трубу, минуя каналы, обогревающие нижнюю часть массива печи. Печь снабжена двумя задвижками, что гарантирует более тщательную изоляцию массива печи от наружного воздуха.

Печью, приспособленной в основном для приготовления пищи, является кухонная плита (рис. 71,а). Кухонная плита состоит из топливника, снабженного колосниковой решеткой и поддувалом-зольником; боковые стенки печи выложены из кирпича и оштукатурены, иногда облицованы изразцами, а верх перекрыт чугунными плитами (сплошными или с отверстиями, которые закрываются конфорками). Внутрь плиты вставляют духовку и иногда бачок для подогрева воды. Продукты сгорания из топливника поступают в пространство под чугунными плитами, нагревают их и верх духовки, а затем опускаются по каналам и поступают в коренную дымовую трубу или дымоход в стене. Дымовые газы одновременно заполняют свободное пространство вокруг духовки, что способствует лучшему ее нагреву.

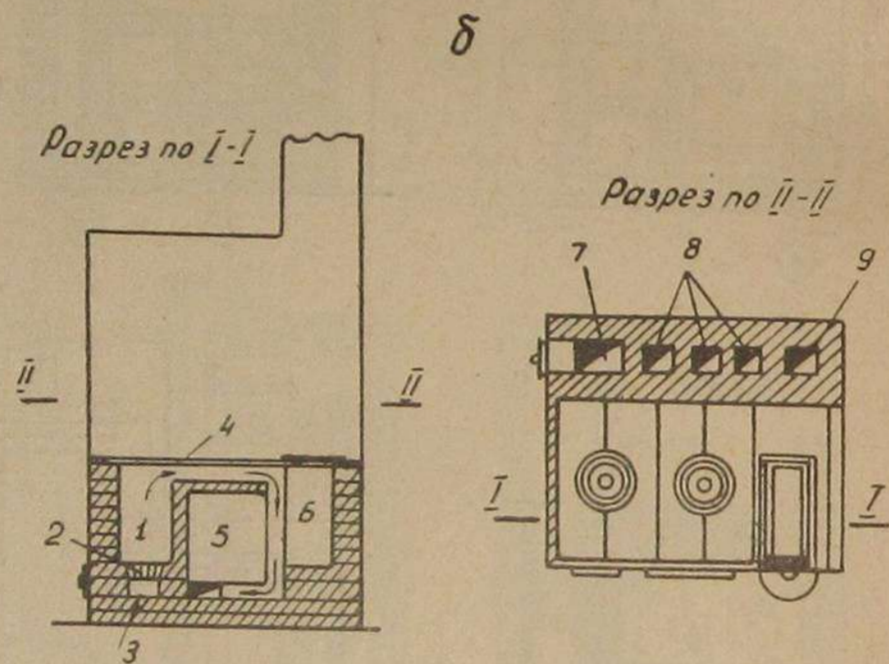
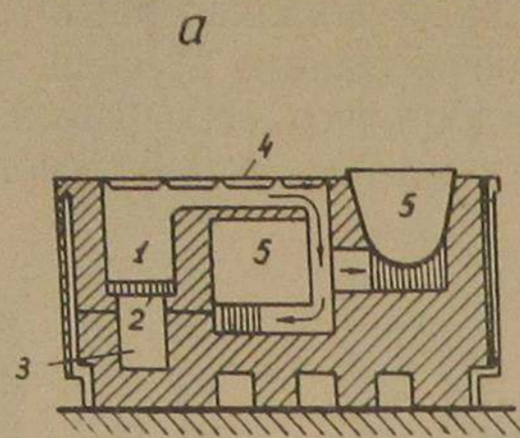


Рис. 71. Схемы кухонной плиты:  
а — без отопительного щитка; б — с отопительным щитком. 1 — топливник; 2 — колосниковая решетка; 3 — поддувало-зольник; 4 — чугунные плиты; 5 — духовка; 6 — бачок для подогрева воды; 7 — дымоход для подъема дымовых газов в щиток; 8 — параллельные каналы для дымовых газов; 9 — дымоход для выпуска дымовых газов в дымовую трубу.

Размеры кухонной плиты в плане в 3—4 раза меньше размеров русской печи. Так, например, кухонная плита конструкции инженера В. П. Протопопова (без водогрейного бачка) имеет размеры в плане  $100 \times 63$  см; кухонная плита конструкции Академии коммунального хозяйства СССР (с бачком для подогрева воды) имеет размеры  $115 \times 64$  см и т. п. В целях экономии топлива рекомендуется топку делать небольшой высоты.

Кухонная печь как отопительный прибор может работать с малой теплоаккумуляцией и очень малой поверхностью теплоотдачи. Это объясняется тем, что кухонная плита имеет небольшую массу кладки и короткий путь дымовых газов, вследствие чего в атмосферу удаляются дымовые газы с высокой температурой. Увеличение активного объема и теплоотдающей поверхности кухонной плиты достигается подключением ее к отопительному щитку — небольшой печи, представляющей собой стенку с расположенными в ней дымоходами (рис. 71,б). Как видно из схемы, продукты сгорания по каналу поднимаются вверх, а затем спускаются по параллельно включенным каналам и выходят в дымовую трубу. В летнее время дымовые газы могут быть выпущены в дымовую трубу, минуя отопительный щиток.

Для одновременного отопления помещения и приготовления пищи применяются комбинированные печи, т. е. объединенные в одном массиве кухонная плита и отопительная печь. Комбинированные печи занимают меньше места, чем кухонная плита со щитком; над плитой размещена варильная камера, снабженная вытяжкой, что способствует удалению пара, гари и запахов во время приготовления пищи. Конструктивных решений комбинированной печи существует много, так, например, печь инженера Н. И. Ляхова с теплоотдачей  $1600 \div 1800$  ккал/час; печь инженеров Л. А. Коробанова и Н. И. Самарина с теплоотдачей  $2000 \div 3200$  ккал/час и др.

### Противопожарная профилактика при печном отоплении

Во избежание возгорания деревянных конструкций, близко расположенных к печи, дымовой трубе или дымовым каналам при возведении печей необходимо соблюдение правил и норм пожарной профилактики.

При устройстве печей в проемах стораемых и полустораемых стен или перегородок между печью и ограждением надо обязательно устраивать вертикальные разделки; при прохождении дымовых труб или дымовых каналов через стораемые или полустораемые перекрытия — горизонтальные разделки.

Расстояние между стораемой конструкцией и внутренней поверхностью дымохода печи или дымовой трубы следует принимать согласно табл. 77.

Если печь или коренная дымовая труба расположена вблизи

Таблица 77

Расстояние от внутренней поверхности дымохода печи или дымовой трубы до сгораемой конструкции в см

Типы отопительных печей периодического действия	Конструкция, не защищенная от возгорания	Конструкция, защищенная от возгорания
Печи теплоемкие со стенками толщиной 7 см и более и дымовые трубы . . . . .	38	25
Печи керамиковые и металлические с футеровкой со стенками толщиной до 7 см . . . . .	50	38
Печи металлические без футеровки	100	70

от сгораемой стены или перегородки, необходимо оставлять воздушный промежуток — отступку. Отступки бывают открытые или закрытые с одной или двух сторон. Ширина отступки зависит от конструкции печи (расстояния до дымохода) и режима эксплуатации. При закладке отступки в ней вверху и внизу вставляют вентиляционные решетки, через которые воздух из помещения поступает в отступку и, нагревшись, выходит опять в помещение. Сгораемый пол в отступке предохраняется от перегрева рядом кирпича, уложенного на глиняном растворе.

В открытых отступках сгораемая конструкция должна быть надежно изолирована. Изоляция может состоять из двух слоев войлока, вымоченного в глине и покрытого листовым железом или слоем штукатурки.

Если топочная дверца расположена на расстоянии менее 30 см от деревянной стены, необходимо прибивать к стене по смоченному глиной войлоку железный лист размером 30 × 50 см.

На чердаках между дымовыми трубами и деревянными конструкциями (стропила, мауэрлаты, обрешетка и др.) разделки не делают, а оставляют свободные промежутки шириной не менее 10 см.

При устройстве печей и дымоходов необходимо учитывать осадку зданий. Поэтому оставляют над печными проемами зазоры, а в перекрытиях увеличивают высоту разделок на величину возможной осадки.

Опускные дымоходы в печах доводить до сгораемого пола не разрешается. Расстояние от уровня пола до низа опускающего канала должно быть не менее трех рядов кирпича.

Толщина верхней перекрыши печи должна быть не менее трех рядов кирпича. Обязательно наличие промежутка от верха печи до сгораемого перекрытия. Для предохранения от скопления пыли промежуток может быть закрыт огнестойкими стенками.

На деревянных полах перед печью прибивается железный

лист (50 × 70 см) для предупреждения возможности воспламенения досок пола от выпадающих горячих углей.

Для предохранения от разрушения печи перед эксплуатацией должны быть хорошо просушены. Для этого их медленно протапливают, причем оставляют открытыми топочную и поддувальную дверцы, а также дымовой затвор.

В процессе эксплуатации следует тщательно и своевременно очищать дымоходы и дымообороты от сажи, обвалившегося кирпича, раствора и др. Каждую последующую топку следует производить, не дав печи полностью остынуть, что способствует улучшению тяги.

## ЛИТЕРАТУРА

- Бобрвский Г. С. Локомобиль и его обслуживание. Госэнергоиздат, М., 1954.
- Бобрвский Г. С. и Зимаков А. М. Паровые котлы промышленных предприятий. Госэнергоиздат, М., 1949.
- Вознесенский А. А. Использование отработавшего тепла от дизельных установок, М., 1936.
- Временные указания на проектирование и монтаж водяных и паровых систем отопления с греющими бетонными панелями. Изд-во АА УССР, К., 1954.
- Гинзбург Д. Б. Газификация топлива и газогенераторные установки. Гизлегпром, М., 1938.
- Главстройпроект. Справочник по проектированию отопления и вентиляции. Т. I. М., 1953.
- Гусев Ю. Л. Основы проектирования котельных установок. М., 1952.
- Дюскин В. К., Беренштейн А. М., Болотин И. С. Теплоснабжение малой застройки городов. М.—Л.
- Журавлев Б. А. Конструктивные элементы теплоснабжения и вентиляции. Госиздат литературы по строительству и архитектуре, М., 1954.
- Ждановский Н. С., Ковалев И. М., Хашинский В. П. Сельские тепловые электростанции. Сельхозгиз, М., 1953.
- Игнатов А. Г. Практическое руководство по переводу двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо. НККХ, М., 1944.
- Карелин А. И. Состав и качество топлив СССР. Госэнергоиздат, М., 1949.
- Кираковский Н. Ф. Стационарные газовые двигатели. Машгиз, М., 1953.
- Коллеров Л. К. Газомоторные установки. Машгиз, М., 1951.
- Кисилев Н. А. Локомобили. Машгиз, М., 1952.
- Каменев П. Н. Расчет однотрубной системы водяного отопления. Изд-во Министерства коммунального хозяйства РСФСР. М., 1948.
- Локомобильные электростанции. Изд-во ИННОРС, М., 1936.
- Лившиц М. Л. Быстроходные дизели Д-6. Машгиз, М., 1954.
- Ливчак И. Ф. Изобретения и усовершенствования в области центрального отопления. Госиздат литературы по строительству и архитектуре, М., 1952.
- Лопатин Б. В. Тепловые сети. Госиздат литературы по строительству и архитектуре, М., 1954.
- Нормы и технические условия проектирования отопления и вентиляции жилых и гражданских зданий, поселков при промышленных предприятиях. Стройиздат, М., 1949.

Перечень рекомендуемых отопительных печей для жилых и общественных зданий. Центр. ин-тут информации по строительству Государственного комитета СМ СССР по делам строительства. Госиздат литературы по строительству и архитектуре, М., 1952.

- Протопопов В. П. Печное дело. Изд-во АА УССР, К.
- Протопопов В. П., Ральчук М. Т. Печі для сільського будівництва. Вид-во АА УРСР, К., 1954.
- Рыбников Г. В. Руководство по переводу нефтяных двигателей на газогенераторное топливо. НКЗ, М., 1945.
- Россиевский Г. И. Электрические станции с двигателями внутреннего сгорания. Госэнергоиздат, М., 1954.
- Строительные нормы и правила. Государственный комитет СМ СССР по делам строительства, М., 1954.
- Теплоэнергетические установки малой и средней мощности. Справочное руководство под ред. И. Т. Швеца и П. Д. Швецова, Машгиз, 1952.
- Укринтопливо. Инструкция по сжиганию и хранению кусковатых бурых углей УССР. К., 1949.
- Шелудько И. М. Силовые газогенераторные установки на торфе. Гостехиздат УССР, К., 1947.
- Шишаков Н. В. Основы производства горючих газов. Госэнергоиздат, М., 1948.
- Шапкин И. Ф. Водоподготовка на тепловых электростанциях. Госэнергоиздат, М., 1954.
- Шацкий И. М., Миллер В. К. Техническое и экономическое сравнение систем водяного отопления. Госиздат литературы по строительству и архитектуре, М., 1954.
- Щеголев М. М. Топливо, топки и котельные установки. М., 1953.



## СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие . . . . .	Стр.	3
-----------------------	------	---

## Раздел I

## Топливо для машинно-тракторных станций УССР

Топливоснабжение МТС . . . . .	5
Теплотехническая оценка твердого топлива . . . . .	6
Древесина, древесные и растительные отходы . . . . .	9
Торф . . . . .	12
Бурые угли . . . . .	14
Каменные угли и антрациты . . . . .	17
Жидкое топливо . . . . .	18
Газообразное топливо . . . . .	22
Хранение твердых видов топлива . . . . .	24

## Раздел II

## Котельные установки для МТС

Составляющие элементы котельных установок . . . . .	28
Производительность котельных МТС . . . . .	29
Отопительно-производственные котлы . . . . .	32
Выбор количества устанавливаемых котлов . . . . .	34
Топки для местных видов топлива . . . . .	39
Тяго-дутьевое устройство . . . . .	50
Помещение для котельной . . . . .	63
Топливоподача и золоудаление . . . . .	67
Питание котлов . . . . .	68
Водоподготовка . . . . .	75
Стоимость котельной . . . . .	81

## Раздел III

## Локомобили

Типы локомобилей для МТС . . . . .	83
Установка локомобилей. Примерная стоимость локомобильной установки . . . . .	93

## Раздел IV

## Газогенераторные установки

Силовые газогенераторные установки . . . . .	95
Установки для газификации бессмольного топлива . . . . .	96
Газогенераторные установки для газификации дров . . . . .	99
Двухзонные газогенераторные установки для газификации торфа . . . . .	103
Газогенераторы для газификации бурых углей . . . . .	106
Двигатели для газогенераторных станций . . . . .	108
Оборудование силовых газогенераторных станций . . . . .	115
Технико-экономические показатели . . . . .	120
Технологические газогенераторные установки . . . . .	123

## Раздел V

## Дизельные установки

Применимость дизелей в МТС . . . . .	131
Характеристики дизелей для МТС . . . . .	133
Техническое водоснабжение ДЭС . . . . .	136
Оборудование ДЭС . . . . .	137
Использование отходов тепла . . . . .	141

## Раздел VI

## Теплоснабжение МТС

Системы централизованного теплоснабжения . . . . .	148
Сети теплоснабжения . . . . .	150
Теплоизоляция наружной сети . . . . .	165
Системы отопления зданий МТС . . . . .	167
Нагревательные приборы . . . . .	171
Расширительные сосуды . . . . .	180
Система квартирного отопления . . . . .	184

## Раздел VII

## Печное отопление

Комнатные отопительные печи . . . . .	187
Печи для отопления и хозяйственных целей . . . . .	195
Противопожарная профилактика при печном отоплении . . . . .	197
Литература . . . . .	200

*Шелудько Иван Михайлович, Лабутин Александр Алексеевич,  
Щекина Галина Афанасьевна*

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ МТС

Редактор *Б. Туровский*  
Технический редактор *Е. Зеленкова*  
Корректор *О. Кульчицкая*

---

БФ 06111. Сдано в набор 24/1 1956 г. Подписано к печати 18/VI 1956 г. Бумага 60×92<sup>1</sup>/<sub>16</sub>, бумажных 6<sup>7</sup>/<sub>8</sub>, печатных 12<sup>3</sup>/<sub>4</sub>, уч.-изд. Тираж 3000.  
Цена 9 р. 25 коп. Заказ № 249.

---

Государственное издательство литературы по строительству  
и архитектуре УССР  
Киев, Владимирская, 24

---

Львовская книжная типография Главиздата Министерства культуры УССР  
Львов, Пекарская, 11.