

621.1

П. А. ПЕТРОВ и Ф. НУБЕР

ПЗО

**СПРАВОЧНИК
ПО КОТЕЛЬНЫМ
УСТАНОВКАМ**

ЭНЕРГОИЗДАТ ★ 1932

И. А. ПЕТРОВ и Ф. НУБЕР

Д Е П

СПРАВОЧНИК ПО КОТЕЛЬНЫМ УСТАНОВКАМ

ПОТРАЧЕНО
282191



РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА

ГОСУДАРСТВЕННОЕ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

МОСКВА 1932 ЛЕНИНГРАД

Редактор Энергоиздата *инж. С. М. Лосев*.
Технический редактор *А. К. Виноградов*.

Сдано в производство 14/VI 1932 г.
Подписано в печати 7/IX 1932 г.
Уполномоченный Главлита В—6450. Зак. 2191.
Энергоиздат № 242. Тираж 20 000 экз. Ф. бум. 72 × 105¹/₃₂.
Кол. печ. л. 6¹/₄. 87 552 знаков в печ. листе.

ПРЕДИСЛОВИЕ.

При составлении этого справочника был взят за основу немецкий справочник Нубера¹, выдержавший в Германии пять изданий за короткий срок и дважды переведенный на русский язык. В процессе работы немецкий оригинал подвергся значительной переработке, выразившейся в многочисленных сокращениях, еще более многочисленных добавлениях и в существенных изменениях в заимствованном у Нубера тексте.

Были заново написаны главы: III (Топливо), IV (Горение), V (Контроль горения), VI (Дымовые газы), VII (Потери тепла и коэффициент полезного действия), VIII (Расчет топки), XIV (Дымовая труба), XIX (Расчеты паровых котлов) и главы XVII (Аккумуляторы тепла), XVIII (Водоподготовка), XX (Проектирование котельных установок), совершенно отсутствовавшие у Нубера. В остальных главах были сделаны значительные изменения и вставки. Таким образом заимствованный у Нубера текст составляет примерно 25% этой книги.

Мощный рост энергетического хозяйства СССР поставил перед нашим Союзом и в частности перед советской теплотехникой две основные проблемы: использование низкосортных местных топлив и полное освобождение от импорта заграничного теплосилового оборудования. Первая из этих проблем неразрывно связана с созданием новых типов топок и с разработкой новых методов сжигания топлив, вторая проблема — с созданием мощной советской котлотурбинной промышленности.

В решении этих проблем достигнуты уже значительные результаты. В качестве примеров можно упомянуть о строительстве новых мощных заводов теплосилового оборудования в Харькове и Уфе, о советских конструкциях топок для торфа бурого угля, о новых методах топливдобычи (гидроторф, фрезерный торф, метод Карташева), о сжигании низкосортных топлив во взвешенном состоянии и в виде пыли. На очереди стоит вопрос о газификации топлив, поставленный во всей широте еще В. И. Лениным (подземная газификация). Все это, конечно, не могло не найти отражения в этом справочнике. Поэтому вопросам сжигания низкосортных топлив и методике

¹ Friedrich Nuber, Wärmetechnische Berechnung der Feuerungs- und Dampfkessel-Anlagen, Verlag von Oldenburg, 1929.

пылеприготовления и пылесожигания в нем уделено большое внимание.

Специальный характер книги не позволил уделить места для подробного разбора конструкций топок и котлов. Сообщение общих сведений из этой области вряд ли целесообразно в книге, в основном не являющейся учебной. Входить же в детали этого вопроса — это значит пойти на такое увеличение размеров книги, которое лишило бы ее портативности карманного справочника. Кроме того, теплотехнические конструкции вследствие быстрого развития теплотехники подвержены частым и радикальным изменениям. Поэтому точные сведения о них следует брать из текущей периодической и неперiodической литературы. В этом отношении справочник всегда будет отставать от действительности.

Обычное в работах наших теплотехников применение теплового расчета котельной установки по проф. К. В. Киршу в этом справочнике отсутствует. Здесь дается ряд новых формул и графиков для непосредственного определения количества дымовых газов, их состава, температуры топки, потери от химической неполноты сгорания, теплоемкости дымовых газов и т. д. Большинство из этих формул выведено автором. Специальный характер книги не позволил дать выводы этих формул, хотя для большинства формул происхождение ясно из самой структуры формулы. Интересующиеся более подробными сведениями об этих формулах, а также и об универсальной номограмме автора могут обратиться к работам автора, напечатанным в журналах „Die Wärme“ за 1928 и 1929 гг., „Тепло и сила“ за 1929 г. и в книге Шюле „Новые таблицы и диаграммы для топочных газов“ (ГНТИ, 1931 г.).

Автор считает, что предлагаемый им метод расчета горения и состава дымовых газов точнее и проще метода проф. К. В. Кирша. С другой стороны, автор старался по возможности избежать грубого эмпиризма, в который часто впадают теплотехники. С этой точки зрения им были проверены и частично изменены многие эмпирические формулы.

Эмпирические формулы, в отличие от точных формул, обладают способностью стареть по мере развития техники. Между тем многие из этих формул (например для коэффициентов теплопередачи, газовых сопротивлений и т. п.) переходят по традиции из учебника в учебник, восходя в своем происхождении еще к киршовским временам. Например, еще и до сих пор многие авторы пишут в курсах паровых котлов, что газовое сопротивление пароперегревателя составляет 1—3 мм вод. ст., забывая, что эти данные были справедливы в то время, когда их давал Кирш, т. е. 15—20 лет назад, а пароперегреватели современных котельных установок могут обладать сопротивлением в десятки миллиметров водяного столба.

Можно было бы привести ряд аналогичных примеров. Дабы избежать подобной неосновательности, автор стремился всюду, где это возможно и нужно, заменить старые эмпирические формулы и сведения новыми, отчасти заимствованными у современных авторов, отчасти выведенными самим автором путем обобщения тех литературных сведений, относительно которых у автора была полная уверенность в их справедливости.

Автор хорошо сознает неизбежность отдельных промахов в столь трудной и ответственной работе, как составление справочника, и поэтому обращается с просьбой к читателям, заметившим отдельные недостатки в этой книге, сообщить об этом в Государственное энергетическое издательство с целью внесения исправлений при возможном повторном издании, а также с целью учета этих замечаний при составлении других справочников, намечаемых издательством к осуществлению.

Автор приносит благодарность инж. И. Л. Гордон, просмотревшему главу „Водоподготовка“ и давшему ценные указания, учтенные автором.

Москва. Июнь 1932 г.

И. Петров.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	<i>Стр.</i>
Предисловие	3
I. Общие сведения	9
II. Водяной пар	16
III. Топливо	23
1. Твердое топливо	—
2. Жидкое топливо	—
3. Газообразное топливо	—
4. Отходящие газы	—
Сжигание топлив	—
Каменный уголь	24
Бурый уголь	26
Торф	—
Дрова	27
Слапцы	—
Парафинистый мазут	29
Отбросное тепло	31
Газообразное топливо	32
IV. Горение:	33
Общие сведения	—
Теплотворная способность	36
Расчет процесса горения:	37
1. Твердое и жидкое топливо	—
2. Газообразное топливо	40
3. Избыток воздуха в тонке	41
V. Контроль горения:	—
Общие данные	—
Универсальная номограмма горения	42
Определение количества дымовых газов	45
Определение коэффициента избытка воздуха	46
VI. Дымовые газы:	47
Количество и состав дымовых газов	—
1. Твердое и жидкое топлива	—
2. Газообразное топливо	48

Удельный вес (плотность) дымовых газов	49
Теплоемкость дымовых газов	50
Теплосодержание дымовых газов	51
VII. Потери тепла и коэффициент полезного действия	52
Подсчет тепловых потерь	—
1. Потеря с уходящими газами	—
2. Потеря от химической неполноты горения	54
3. Потеря от механической неполноты горения	56
4. Потеря тепла в окружающую среду	57
Коэффициент полезного действия	58
Расход топлива и испарительность	60
VIII. Расчет топки	62
Температура топки	—
Зеркало горения	69
Объем топочного пространства	72
IX. Теплопередача	75
Теплопередача через соприкосновение	76
Теплопередача через лучеиспускание в тонке	79
Теплопередача через лучеиспускание и соприкосновение	80
X. Поверхность нагрева котла	—
Напряженность поверхности нагрева	—
Выбор системы котла	84
Расчет поверхности нагрева	86
XI. Поверхность нагрева пароперегревателя	89
Дымоходные пароперегреватели	89
Центральные пароперегреватели	93
Радиационные пароперегреватели	94
XII. Водяные и воздушные экономайзеры	95
Водяные экономайзеры	—
1. Конструкции экономайзеров	96
2. Расчет поверхности нагрева	99
Воздухоподогреватели	101
XIII. Дымоходы	103

XIV. Дымовая труба	104
Сила тяги	106
XV. Искусственная тяга	111
Дымососы	—
Вентиляторное дутье	112
Расчет дымососов и вентиляторов	—
XVI. Трубопроводы и питание котлов . . .	115
1. Паропроводы	—
2. Питательные приборы	120
3. Трубопроводы для питательной воды	—
4. Продувочные трубопроводы	121
XVII. Аккумуляторы тепла	—
XVIII. Водоподготовка	127
Счетка воды	130
Очистка котловой воды	—
Очистка питательной воды	132
XIX. Расчеты паровых котлов	140
Пример 1	—
Пример 2	150
XX. Проектирование котельных установок	152
Экономичность сжигания	—
Топливоподача	155
Определение стоимости топлива франко-тспка	165
Пылеприготовление	—
Транспорт угольной пыли	180
Золотделение	182
XI. Справочные таблицы	186

Для всех тел $c_p > c_v$, так как при нагревании какого-либо тела при постоянном давлении часть тепла расходуется на работу расширения, и эта часть не оказывает влияния на температуру тела.

Для двухатомных газов и воздуха

$$\frac{C_p}{C_v} = \frac{c_p}{c_v} = k \approx 1,41.$$

Для многоатомных газов

$$k < 1,41.$$

Вообще же $c_p = c_v + AR$, где $A = \frac{1}{427}$ (тепловой эквивалент механической энергии), R — газовая постоянная (см. табл. 1).

Так как $R = \frac{848}{m}$, то

$$c_p = c_v + \frac{1,985}{m},$$

где m — молекулярный вес газа.

6. Давление измеряется в метрических атмосферах:

1 ат = 1 кг/см² = 735,5 мм рт. ст. (при 0° Ц) = 10 м вод. ст. (при +4° Ц);

1 ат = 737,4 мм рт. ст. при 15° Ц.

Давление в непроницаемом для внешнего воздуха пространстве, измеряемое манометром, называется избыточным (манометрическим) давлением (ати). Абсолютное давление (ата) равно избыточному давлению плюс атмосферное давление (около 1 ат). На практике всегда применяют избыточное давление (рабочее давление); во все тепловые подсчеты всегда вводится абсолютное давление.

Давление атмосферного воздуха b (барометрическое давление) при 10° и M метров над уровнем моря составляет:

$M = 0$	100	200	300	400	500	600	800	1000	1500
$b = 760$	752	742	733	724	716	707	690	677	635

(b равно среднему давлению атмосферы).

7. Удельный вес γ есть отношение веса тела (твердого, жидкого или газообразного) к весу воды при 4° Ц в том же объеме. Таким образом удельный вес является числом отвлеченным:

1 дм³ воды весит 1 кг при +4° Ц.

Вес твердого, жидкого или газообразного тела, имеющего объем x куб. дециметров, равен:

$$x \cdot \gamma \text{ килограммов.}$$

Сухой воздух при 0° и 760 мм рт. ст. имеет удельный вес $\gamma = 0,001293$ и при 15° и 1 ата $\gamma = 0,001186$ (по Ренью).

Для газов более употребительно понятие плотности, чем удельного веса.

8. Плотностью называется отношение веса тела к его объему, т. е. вес единицы объема тела. Следовательно, для газов:

$$\text{плотность} = 1000 \times \text{удельный вес.}$$

Плотность газа γ находят также делением его молекулярного веса на следующие числа (объемы килограмм-молекулы):

$$\begin{array}{ll} \text{при } 0^\circ \text{ и } 760 \text{ мм рт. ст.} & \dots \dots \dots \text{ на } 22,4 \\ \text{„ } 15^\circ \text{ и } 1 \text{ ата} & \dots \dots \dots \text{ „ } 24,4. \end{array}$$

Иногда плотность газа определяется по отношению к воздуху. Плотность газа относительно воздуха:

$$\frac{\gamma}{1,293} \text{ при } 0^\circ \text{ и } 760 \text{ мм}$$

$$\frac{\gamma}{1,186} \text{ при } 15^\circ \text{ и } 1 \text{ ата.}$$

9. Удельный объем v . Объем 1 кг твердого, жидкого или газообразного тела при 0° и 760 мм рт. ст. называется удельным объемом. Удельный объем есть величина, обратная плотности. Следовательно, для газа

$$v = \frac{1}{\gamma} \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Газ, имеющий давление p_1 мм рт. ст., температуру t_1° и удельный объем v_1 м³/кг, при 0° и 760 мм рт. ст. будет иметь удельный объем:

$$v = v_1 \frac{273}{760} \cdot \frac{p_1}{t_1 + 273} \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Если объем газа определяется при 0° и 760 мм рт. ст., то он обозначается мм³ (нормальный кубический метр).

Объем килограмм-молекулы всякого газа, т. е. объем газа, взятого в количестве m килограммов, численно равно моле-

кулярному весу газа, равен $22,4 \text{ м}^3$ при 0° и 760 мм рт. ст. и $24,4 \text{ м}^3$ при 15° и 1 атм.

$$v \cdot m = 22,4 \text{ м}^3 (0^\circ, 760) = 24,4 \text{ м}^3 (15^\circ, 1 \text{ атм.})$$

Отсюда

$$v = \frac{22,4}{m} \text{ м.м}^3/\text{кг} \text{ и } \gamma = \frac{m}{22,4} \text{ кг/м.м}^3.$$

10. Расширение газов. Если нагревать газ при постоянном давлении, то при повышении температуры на 1° объем газа увеличивается на $\frac{1}{273}$ или $0,00367$ того объема, который он занимает при 0° . При нагревании от 0° до температуры t объем 1 м^3 увеличится до

$$(1 + 0,00367 t) \text{ м}^3$$

при 760 мм рт. ст. При другом барометрическом давлении b окончательный объем будет равен:

$$(1 + 0,00367 t) \frac{760}{b} \text{ м}^3.$$

При 15° и 1 атм. :

$$(1 + 0,00367 \cdot 15) \frac{760}{737,4} = 1,09 \text{ м}^3.$$

Таким образом при помощи коэффициента $1,09$ можно данные, полученные при 0° и 760 мм. , пересчитать на 15° и 1 атм. — и наоборот.

11. Механический эквивалент тепла. E есть такое количество механической работы, которое, будучи превращено в тепло, нагревает 1 кг воды на 1°Ц. т. е. это количество работы эквивалентно 1 кал.

$$E = 1 \text{ кал} = 427 \text{ кг.м.}$$

Тепловой эквивалент работы

$$A = 1 \text{ кг.м} = \frac{1}{427} \text{ кал.}$$

12. Температура смеси. Чтобы нагреть x килограммов вещества с теплоемкостью c_x от температуры t_x до температуры t_2 путем смешения с другим веществом, теплоемкость

которого c_y и температура t_y , нужно взять это последнее вещество в количестве

$$y = x \frac{t_z - t_x}{t_y - t_x} \cdot \frac{c_x}{c_y} \text{ килограммов.}$$

Если смешивают x килограммов и y килограммов двух различных веществ с температурами t_x и t_y и теплоемкостями c_x и c_y , то температура смеси t_z будет равна:

$$t_z = \frac{c_x t_x x + c_y t_y y}{c_x x + c_y y}.$$

Если газы имеют различные давления, температуры и теплоемкости, то температура смеси, имеющей объем, равный сумме объемов смешиваемых газов, может быть подсчитана по следующей формуле:

$$t = \frac{p_1 V_1 m_1 c_{v1} + p_2 V_2 m_2 c_{v2} + \dots}{\frac{p_1 V_1 m_1 c_{v1}}{t_1 + 273} + \frac{p_2 V_2 m_2 c_{v2}}{t_2 + 273} + \dots} - 273.$$

Если газы имеют одинаковую атомность, то $m_1 c_{v1} = m_2 c_{v2} = \dots$; следовательно:

$$t = \frac{p_1 V_1 + p_2 V_2 + \dots}{\frac{p_1 V_1}{t_1 + 273} + \frac{p_2 V_2}{t_2 + 273} + \dots} - 273.$$

13. Подсчет теплоемкости и плотности (удельного веса) смеси газов. Теплоемкость газов сильно зависит от температуры: с повышением температуры теплоемкость увеличивается. В особенности это справедливо по отношению к многоатомным газам, для которых табл. 1 дает достаточно точные значения лишь в пределах между 0 и 200°.

Следует различать: истинную теплоемкость, т. е. теплоемкость при данной температуре t° , и среднюю теплоемкость, т. е. теплоемкость при средней температуре между 0 и t° .

Кроме того, существует еще средняя теплоемкость между t_1 и t_2 .

Средние молекулярные теплоемкости (теплоемкости килограмм-молекулы), подсчитанные по данным Шюле¹ (1929 г.), таковы:

¹ Шюле, Новые таблицы и диаграммы для технических топочных газов, ГНТИ, 1931.

Температурные пределы	Т е п л о е м к о с т ь	
	при постоянном объеме $тс_v$	при постоянном давлении $тс_p$
Двухатомные газы		
100—1300°	5,013 + 0,000267 t	7,0 + 0,000267 t
1200—2500°	5,013 + 0,000357 t	7,0 + 0,000357 t
Углекислота		
100—800°	9,60 + 0,004 t	11,587 + 0,004 t
800—3000°	8,34 + 0,001375 t	10,325 + 0,001375 t
Водяной пар		
0—1200°	6,16 + 0,000834 t	8,15 + 0,000834 t
1200—3000°	1,47 + 0,002837 t	3,46 + 0,002837 t

Для того чтобы по этим формулам подсчитать теплоемкости 1 кг или 1 м³ газа, нужно разделить их:

для весовой теплоемкости — на молекулярный вес газа m ,
 „ объемной — на объем килограмм-молекулы, т. е. 22,4 м³ (при 0° и 760 мм), или 24,4 м³ (при 15° и 1 атм).

В области высоких температур у многоатомных газов наступают явления диссоциации газов, оказывающие большое влияние на теплоемкость.

Истинная теплоемкость газа больше средней. Для определения истинной теплоемкости между 0 и t° в вышеприведенные формулы нужно вместо t подставить $2t$. Для определения средней теплоемкости между t_1 и t_2 нужно в эти формулы вместо t подставить $t_1 + t_2$.

Теплоемкость смеси газов определяется по формулам:

$$c_{pz} = \frac{c_{px} G_x + c_{py} G_y}{G_x + G_y} \text{ кал/кг}^\circ \text{Ц.}$$

$$c_{pz} = \frac{c_{px} V_x + c_{py} V_y}{V_x + V_y} \text{ кал/м}^3 \text{ }^\circ \text{Ц.}$$

Если v_x, v_y даны в процентах от общего объема смеси (например анализ дымовых газов), то:

$$C_{px} = C_{px} \frac{v_x}{100} + C_{py} \frac{v_y}{100} \text{ кал/м}^3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Плотность (удельный вес) смеси газов определяется по формулам:

$$\gamma_z = \frac{G_x + G_y}{\gamma_x + \gamma_y} \text{ кг/м}^3,$$

$$\gamma_z = \frac{V_x \gamma_x + V_y \gamma_y}{V_x + V_y} \text{ кг/м}^3.$$

Или если $v_x, v_y \dots$ даны в процентах:

$$\gamma_z = \frac{v_x}{100} \gamma_x + \frac{v_y}{100} \gamma_y \text{ кг/м}^3.$$

14. Парциальным давлением называется давление отдельного газа в смеси. Давление смеси газов равно сумме парциальных давлений (закон Дальтона):

$$p = p_1 + p_2 + p_3 + \dots$$

Парциальное давление:

$$p_1 = p \frac{R_1}{R} \cdot \frac{g_1}{G} = p \frac{g_1}{100} \cdot \frac{R_1}{R} = p \frac{V_1}{100},$$

где g_1 — вес газа, для которого подсчитывается парциальное давление, в процентах от общего веса смеси G ; R_1 — газовая постоянная этого газа; R — газовая постоянная смеси, определяемая по формуле

$$R = 0,01 (R_1 g_1 + R_2 g_2 + R_3 g_3 + \dots)$$

15. Влажность газов. Абсолютная влажность f есть количество водяных паров (в граммах), содержащееся в 1 м³ газа.

Относительная влажность ω есть процентное отношение абсолютной влажности к тому количеству насыщенных водяных паров F в граммах, которое может заключаться в 1 м³ газа при данной температуре:

$$f = \frac{\omega}{100} F \text{ г/м}^3; \omega = \frac{f}{F} 100\%.$$

Величина ω измеряется по психрометру; величина F берется в зависимости от температуры из таблицы насыщенного

пара, и численно она равна удельному весу насыщенного водяного пара при данной температуре.

Количество водяного пара, приходящееся на 1 кг сухого воздуха, определяется по формуле:

$$\phi = 0,002153 \frac{f(273 + t)}{p_5 - p_{a.n.c}} \text{ кг/кг,}$$

где p_5 — барометрическое давление;

$p_{a.n.c}$ — парциальное давление водяного пара:

$$p_{a.n.c} = p_{a.n} \frac{\omega}{100},$$

где $p_{a.n}$ — давление водяного пара, соответствующее полному насыщению воздуха паром при данной температуре $t^\circ \text{C}$ (определяется по таблицам насыщенного пара).

Другая формула для определения ϕ имеет такой вид:

$$\phi = 623 \frac{p_{a.n.c}}{p_5 - p_{a.n.c}} \text{ кг/кг.}$$

II. ВОДЯНОЙ ПАР.

Находясь под давлением 760 мм рт. ст., вода закипает при 100°C . В течение всего процесса парообразования температура воды и пара остается постоянной.

Температура парообразования понижается при понижении давления и повышается при увеличении давления.

Насыщенный пар получается в замкнутом пространстве в соприкосновении с водой, из которой он образуется. Каждому давлению соответствует определенная температура насыщенного пара. Насыщенный пар может быть влажным насыщенным паром — если в нем имеются частицы воды, и сухим насыщенным паром — если в нем нет частиц воды. Каждому давлению соответствует определенная температура, удельный вес и удельный объем сухого насыщенного пара, определяемые по таблице водяного пара (табл. 1 в конце книги).

Перегретый пар имеет температуру выше, чем температура насыщенного пара того же давления, и получается при дальнейшем нагревании насыщенного пара в удалении от поверхности воды.

В паровом пространстве котла находится влажный насыщенный пар, в пароперегревателе — перегретый (сухой) пар. Сухой насыщенный пар является промежуточным состоянием, которое в изолированном виде на практике не встречается.

Степень сухости x , или паросодержанием называется вес сухого пара в 1 кг влажного пара ($x \geq 1$).

Таблица I

Основные физические величины для газов

Г а з	Химический знак	Газовая постоянная $R = \frac{848}{m}$	Атомность	Молекулярный вес m	Плотность		Теплоемкость		
					γ г./м. ³	относительная к воздуху	весовая (кал/кг.°C)		объемная (кал/м. ³ .°C)
							c_p	c_v	
Водяной пар	H ₂ O	47,07	3	18	0,805	0,62	0,460	0,400	0,300
Воздух (сухой)	—	29,27	—	29	1,293	1	0,238	0,170	0,218
Кислород	O ₂	26,50	2	32	1,432	1,105	0,217	0,155	0,222
Водород	H ₂	420,60	2	2	0,0902	0,070	3,410	2,420	0,218
Азот	N ₂	36,27	2	28	1,252	0,970	0,247	0,176	0,218
Окись азота	NO	28,27	2	30	1,345	1,038	0,231	0,165	0,222
Окись углерода	CO	30,27	2	28	1,251	0,968	0,242	0,172	0,215
Хлористый водород	HCl	23,25	2	3,5	1,630	1,260	0,191	0,136	0,221
Сернистый водород	CO ₂	19,27	3	44	1,967	1,540	0,210	0,160	0,316
Сероводород	SO ₂	13,23	3	64	2,865	2,213	0,15	0,12	0,338
Аммиак	NH ₃	49,90	4	17	0,764	0,690	0,53	0,41	0,316
Ацетилен	C ₂ H ₂	32,61	4	26	1,161	0,899	0,35	0,27	0,316
Бромистый метил	CH ₃ Br	16,78	5	50,5	2,258	1,744	0,24	0,20	0,458
Метан	CH ₄	13,25	5	16	0,71	0,554	0,59	0,46	0,338
Этилен	C ₂ H ₄	30,27	6	28	1,252	0,969	0,40	0,33	0,414

Удельный вес (плотность) влажного пара со степенью сухости x :

$$\gamma_x = \frac{\gamma_{\text{пар, нас}}}{x} \text{ кг/м}^3.$$

Удельный вес перегретого пара, имеющего давление p ата и температуру $t_{\text{пер}}^{\circ}\text{C}$:

$$\gamma_{\text{пер}} = \frac{p \cdot 10\,000}{47,1 (273 + t_{\text{пер}}) + 16 p} \text{ кг/м}^3.$$

Теплота жидкости q есть количество тепла, которое необходимо сообщить при постоянном давлении 1 кг воды, чтобы нагреть его от 0° до температуры парообразования.

Теплота парообразования r есть количество тепла, затрачиваемое на полное испарение 1 кг воды при постоянном давлении, нагретой до температуры парообразования.

Различают внутреннюю и внешнюю теплоту парообразования.

Внутренняя теплота парообразования r затрачивается на работу парообразования, т. е. разъединения молекул воды.

Внешняя теплота парообразования $A_{\text{ри}}$ эквивалентна работе расширения пара при постоянном давлении, и затрачивается она на преодоление внешнего давления при расширении пара, происходящем при процессе парообразования: u — приращение объема пара по отношению к объему воды при температуре парообразования, соответствующей данному давлению p в кг/м²:

$$u = v_g - v.$$

Следовательно:

$$r = \frac{1}{427} p (v_g - v) + p \text{ кал/кг.}$$

Полная теплота пара λ равна сумме теплоты жидкости и теплоты парообразования:

$$\lambda = q + r = q + p + A_{\text{ри}} \text{ кал/кг.}$$

Все эти теплоты помещены в таблицах для водяного пара (в конце книги).

Полная теплота для влажного пара со степенью сухости x

$$\lambda_x = q + x r \text{ кал/кг.}$$

Теплота перегрева есть количество тепла, затрачиваемое на перегрев насыщенного пара от температуры насыщения t_n до температуры перегрева t_n :

$$c_p(t_n - t_n) \text{ кал/кг}$$

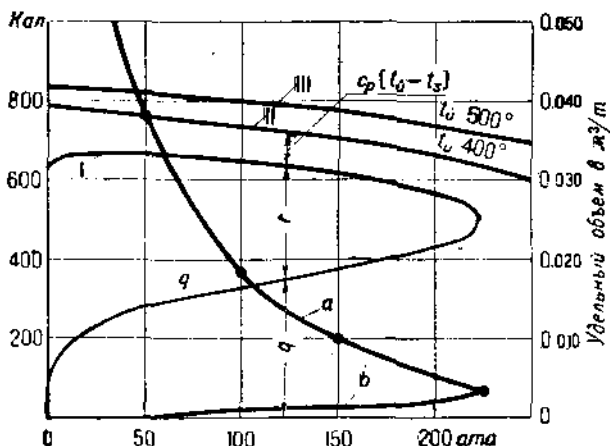
Теплоемкость перегретого пара c_p зависит от температуры и от давления.

Полная теплота перегретого пара:

$$\lambda_a = q + r + c_p(t_a - t_s) \text{ кал/кг.}$$

Если вода, поступающая в котел (экономайзер), имеет температуру t , то для получения 1 кг пара нужно израсходовать тепла:

$$\lambda - t \text{ кал/кг.}$$



Фиг. 1. Кривые для водяного пара.

На фиг. 1 показано изменение величины λ в зависимости от давления пара.

Кривая I дана для сухого насыщенного пара. По мере увеличения давления теплота жидкости q увеличивается, скрытая теплота парообразования r уменьшается. Общая теплота пара достигает максимума при 25 атм и дальше начинает уменьшаться. При критическом давлении 224,2 атм и температуре 374°C полная теплота пара состоит только из теплоты жидкости. При этом давлении и температуре парообразование происходит без увеличения объема, т. е. объем пара равен объему воды, и переход воды в пар совершается внезапно, так как насыщенный пар не может иметь давления больше критического.

Кривые II и III даны для перегретого пара. Как видно из диаграммы, с увеличением давления полная теплота перегретого пара тоже уменьшается.

Кривая *a* показывает изменение удельного объема сухого насыщенного пара, кривая *b* — изменение удельного объема воды. Точка, в которой пересекаются обе эти кривые, соответствует критическому состоянию пара.

is-диаграмма, предложенная Р. Мольте, является необходимым пособием при всех расчетах, в которых участвует водяной пар. В этой диаграмме по оси абсцисс отложена энтропия *s*, по оси ординат — теплосодержание *i* водяного пара.

Энтропия любой системы тел выражается следующей формулой:

$$s = \int \frac{dQ}{T}.$$

Энтропия является функцией состояния тела, т. е. зависит от *p*, *v* и *T*, и каждому определенному состоянию соответствует определенное значение энтропии. Обычно определяется приращение энтропии, считая от 0°Ц, т. е. условно предполагается, что при 0°Ц (или 273° абс.) энтропия равна нулю:

$$s = \int_{273}^T \frac{dQ}{T}.$$

Размерность энтропии такая же, как и теплоемкости *кал/кг °Ц*.

Таким образом понятие энтропии с математической стороны является вполне определенным. Для водяного пара существуют следующие формулы:

$$\text{энтропия жидкости} \dots \dots \dots s_n = \ln \frac{T}{273^{\circ}}$$

$$\text{„ насыщенный пар} \dots \dots \dots s_{n. n} = \ln \frac{T}{273^{\circ}} + \frac{rr}{T}$$

$$\text{„ перегретого} \dots \dots \dots s_{n. n} = \ln \frac{T}{273^{\circ}} + \frac{r}{T} + \int_{T_{нас}}^{T_{пер}} \frac{c_p dT}{T},$$

где *T* — температура насыщенного пара в °Ц абс.

Как физическое понятие, энтропия не имеет точного определения, и ее физическое истолкование все еще не выходит из области гипотез.

$$i = q + x_p + A p v \approx \lambda + A p \sigma \approx \lambda \text{ καλ/κζ.}$$
$$i \equiv f(s).$$

1) линии постоянного давления, которые в области насыщенного пара являются одновременно и линиями постоянной температуры.

3) линии постоянной температуры в области перегретого пара.

Таким образом каждой точке на этой диаграмме соответствует вполне определенное состояние пара, характеризующееся давлением, степенью сухости (или температурой — для перегретого пара) и теплосодержанием. По этой диаграмме можно также проследить процессы изменения состояния пара.

На фиг. 2 показана i - s -диаграмма в полном виде. На этой фигуре: OK — нижняя предельная кривая, дающая тепло содержания 1 кг воды, нагретой до температуры кипения, соответствующей данному давлению; $KВ$ — верхняя предельная кривая, или кривая насыщения, дающая тепло содержания сухого насыщенного пара.

В промежутке между этими двумя кривыми располагаются кривые постоянной сухости, или постоянного паросодержания дающие теплосодержания насыщенного пара разной степени сухости (от $x = 100\%$) и различных давлений. Верхняя и нижняя пограничные кривые и кривые постоянной степени сухости сойдется вместе в критической точке K .

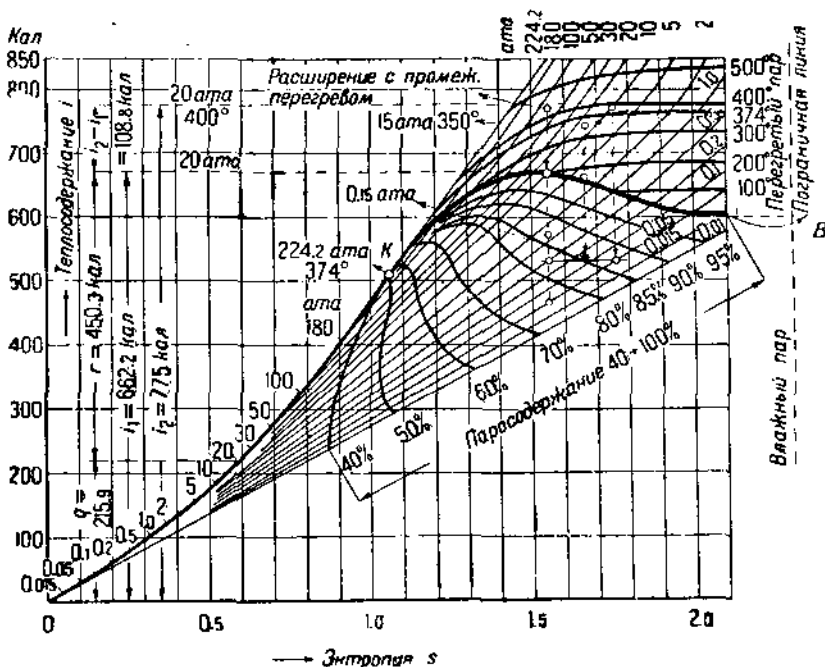
На диаграмме нанесены следующие примеры:

І. При 20 атм и 400°С:

теплосодержание перегретого пара . . .	$i_2 = 775 \text{ кал/кг}$
" насыщенного " . . .	$i_1 = 666,2$
теплота перегрева . . .	$i_2 - i_1 = 108,8 "$
" испарения . . .	$r = 450,3 \text{ кал/кг}$
" жидкости . . .	$q = 215,9 "$

2. Расширение пара без притока и потерн тепла (адиабата) от давления 15 ата и 330°С до 0,15 ата.

¹ Нетрудно видеть условность этого названия. Поэтому в последнее время начинают величину i называть „энтальпией“.

Фиг. 2. *is*-диаграмма

Перепад тепла, используемый паровой машиной при таком расширении, составляет:

$$i_{13} - i_{0,15} = 751 - 549 = 202 \text{ кал/кг.}$$

Пар в конце расширения при давлении в 0,15 атм имеет сухость $x = 87,5\%$.

3. Расширение пара с промежуточным перегревом от 70 атм и 430° до 10 атм на кривой насыщения, затем перегрев до 380° и дальнейшее расширение до 0,05 атм при $x = 87,5\%$ и перепаде тепла в 237 кал/кг.

Для технических расчетов *is*-диаграмма дается в большем масштабе, с включением только наиболее важной части вышеприведенной полной диаграммы.

III. ТОПЛИВО.

1. Твердое топливо:

дрова, торф, сланец, бурый уголь, каменный уголь, антрацит, кокс.

Торф, бурый уголь, каменный уголь и антрацит — продукты разложения растений. Сланцы в качестве основного горючего вещества содержат в себе сапропель — остатки животных и растительных микроорганизмов, живших в воде и по осмирании разложившихся без доступа воздуха. Кокс получается при сухой перегонке каменного угля.

2. Жидкое топливо:

нефть, мазут.

Нефть образовалась в результате разложения животных остатков. Мазут — остаток, получающийся при перегонке нефти.

3. Газообразное топливо:

доменный газ, коксовый газ, светильный газ, генераторный газ и природный газ.

Доменный газ получается как побочный продукт при плавке руды в доменных печах; коксовый газ — при получении кокса в коксовых печах; светильный газ — из каменного угля; генераторный газ — при газификации твердых топлив в газогенераторах.

Природный газ выделяется из земли по соседству с нефтяными или каменноугольными месторождениями и является продуктом разложения растительных или животных остатков.

4. Отходящие газы.

Сгоревшие газы из коксовых печей, реторт, цементных, стекловых и других печей, а также из газовых и нефтяных двигателей имеют температуру 500—200° и могут быть использованы для обогрева паровых котлов.

Важнейшие топлива в СССР:

каменный уголь, бурый уголь, торф и мазут.

Сжигание топлив

Каждое топливо состоит из углерода С, водорода Н, кислорода О, азота N, серы S, золы А и влаги W.

В том виде, как топливо поступает в топку, оно называется рабочим топливом.

Состав рабочего топлива:

$$C + H + O + N + S + A + W = 100\%$$

Сумма $S + A + W = B$ называется баластом. При удалении из топлива баласта получается органическая масса:

$$C_0 + H_0 + O_0 + N_0 = 100\%,$$

причем

$$C_0 = C \frac{100}{100 - B} \text{ и т. д.}$$

При нагревании без доступа воздуха топливо распадается на две части: летучую и твердую.

Летучая часть состоит из паров воды (влаги топлива) и горючих летучих веществ, как условно называют углеводороды и продукты горения топлива (H_2O , CO_2 и CO). Количество горючих летучих в топливе уменьшается по мере увеличения содержания углерода.

Твердая часть представляет собой кокс, в состав которого входят углерод, минеральные примеси, шлаки и зола.

Каменный уголь

Для донецких углей в СССР принята классификация Госплана, представленная табл. 2.

Тощие угли с небольшим количеством летучих горят трудно с коротким пламенем. Жирные угли с большим выходом летучих горят легко с длинным пламенем. Угли с большим содержанием воды (например бурые угли) горят с трудом и неполно, если только перед сжиганием они не были подвергнуты предварительной подсушке — вне топки или в передней части самой топки.

Спекающиеся угли сжигаются тонким слоем толщиной 50—70 мм, так как спекающаяся масса угля оказывает большое сопротивление воздуху, поступающему в топку через колосниковую решетку. Поэтому для их сжигания обычно применяется искусственное дутье.

Длиннопламенный и газовый уголь не должен сжигаться с сильным дутьем воздуха, так как легкие частицы порошкообразной массы быстро уносятся из топки в виде летучего кокса, не успев полностью сгореть. Зазоры между колосниками во избежание провала мелочи в зольник должны быть невелики.

При сжигании богатого летучими угля в топке с ручным обслуживанием при каждом забрасывании в топку топлива возникает сильное выделение газов, не успевающих сгореть полностью, вследствие чего в уходящих газах появляются сажа и дым. Этого неблагоприятного явления можно избежать в механических топках с равномерной и непрерывной подачей топлива.

Таблица 2

Классификация донецких каменных углей

№	Название углей	Порядок классификации	Процентное содержание в без- зольной и безводной массе						Q _н кал/кг	ЩР %	Удельный вес	Характеристика блеска
			С	Н	О + Х	В том числе	Легучих веществ	Легучих веществ				
1	Длиннопламенный	Д	79,9	5,7	14,4	1,8	47	4,5	7500	7,1	1,25	Неспекшийся порош- кообразный
2	Газовый	Г	83,0	5,6	11,4	1,7	42	3,4	7850	6	1,25	Слабо спекшийся, вспученный, рых- лый
3	Паровичный жир- ный	ПЖ	88,8	5,2	6,0	1,7	28	2,1	8350	3,5	1,3	Спекшийся, умеренно плотный
4	Флотский	Ф	89,5	5,1	5,4	1,7	25	1,5	8400	3,0	1,3	Спекшийся, плотный
5	Коксовый	К	90,0	4,9	5,0	1,7	23	2,0	8350	3,0	1,3	Спекшийся, плотный
6	Паровичный спе- кающийся	ПС	91,0	4,6	4,4	1,7	17	2,5	8450	3,0	1,35	Спекшийся, плотный
7	Тощий	Т	91,7	4,3	4,0	1,7	14	2,3	8450	3,0	1,35	Неспекшийся, порош- кообразный
8	Антрацит	А	96,0	2,0	2,0	—	4,5	2,0	8150	4,7	1,4	Неспекшийся, порош- кообразный

Каменные угли хорошо сжигаются на горизонтальных колосниковых решетках.

Антрацит требует особых условий для своего сжигания, так как он обладает специфическими свойствами: малый выход летучих, высокая теплотворная способность, большая плотность и малая теплопроводность. Весь процесс горения происходит на решетке, в слое топлива. Основные принципы при сжигании антрацита: толстый слой топлива (70—150 мм), или сжигание на шлаковой подушке, применение парового дутья (около 0,4 кг пара на 1 кг антрацита) для охлаждения решетки и устранения сплавания шлаков.

Бурый уголь

Бурый уголь требует для своего сжигания большой площади колосниковой решетки и большого объема топочной камеры. Для бурого угля применяются топки с наклонными или ступенчатыми решетками, с горизонтальной нижней частью, предназначенной для выжигания шлаков. Обычно эти топки имеют шахту для предварительной просушки угля и частичной возгонки летучих. Толщина слоя топлива на ручной решетке 50—100 мм, на механической — до 150 мм.

Низкосортные угли теперь предпочитают сжигать в пылевидном состоянии, размалывая их в специальных мельницах.

Торф

По способу добычи торф делится на машинноформовочный, гилроторф и фрезерный торф.

Торф сжигается в самых различных по своей конструкции топках: в механических топках, в шахтных топках и на простых колосниковых решетках. Мощные вновь строящиеся котельные обычно оборудуются механическими топками и зольным подвалом.

При переводе на торфяное отопление старой котельной, не имеющей зольного подвала, и при недостаточной высоте помещения рекомендуется устанавливать шахтные топки.

Наконец, в установках с небольшим числом котлов и при кратковременности их с точной работы приходится устанавливать простые колосниковые решетки, так как шахтные и механические топки обладают меньшей гибкостью по отношению к колебаниям расхода пара у потребителя.

Кусковой торф на ручных решетках сжигается слоем в 400—500 мм; в шахтных топках толщина слоя достигает 800—1000 мм.

В последнее время переходят к сжиганию фрезерного торфа, величина кусков которого колеблется в пределах 10 мм, во взвешенном состоянии.

Торф подается в топку сверху через вертикальную горелку. Крупные куски торфа догорают на расположенной внизу колосниковой решетке. Воздух подводится к горелке и под колосниковую решетку.

Ведутся опыты по сжиганию торфа в размолотом пылевидном состоянии (Шатура).

Предельная допускающая сжигание влажность торфа: 45—50% (средняя — 32,5%). Объемный вес машинноформовочного торфа нормальной укладки (при $W=25\%$) равен 360—400 кг/м³, гидроторфа (приведенного к $W=25\%$) 300—330 кг/м³.

Объемный вес фрезторфа зависит помимо влажности от степени измельчения. В среднем насыпной удельный вес при $W=25\%$ составляет около 280 кг/м³. Сложенный в штабеля торф уплотняется: в первый месяц усадка достигает 10%, второй — 5%, третий — 5%.

Если G есть вес 1 м³ при данной влажности W , то при влажности W_x вес

$$G_x = G \frac{100 - W}{100 - W_x} \text{ кг/м}^3.$$

Дрова

Горение дров характеризуется выходом большого количества горючих летучих веществ — до 75—80%. Обычно дрова обладают большой влажностью (от 20 до 60%). Поэтому наиболее пригодной для сжигания дров конструкцией топки является шахтная топка, в которой процесс горения распадается пространственно на три стадии: подсушка в горловине шахты, сухая перегонка в нижней части шахты и горение в активной части зеркала горения. Толщина слоя дров колеблется в пределах 700—1200 мм, увеличиваясь с увеличением влажности дров и размеров поленьев.

Декастр (10 м³ = 1,03 куб. сажени) абсолютно сухих коло-
тых дубовых дров при хорошей укладке весит $G_{\text{сух}} = 4050$ кг, березовых — 3550 кг, сосновых — 2870 кг, осиновых — 2700 кг и еловых — 2540 кг. Вес декастра влажных дров (с влажностью W) подсчитывается по формуле:

$$G_w = \frac{100}{100 - W} G_{\text{сух}} \text{ кг/декастр.}$$

Сланцы.

Химический состав сланцев приведен в табл. 3.

CO₂ является продуктом разложения карбонатов, входящих в состав сланцев: CaCO₃, MgCO₃ и иногда FeCO₃. Эти

карбонаты при горении сланцев распадаются на твердые окислы кальция, магния или железа и углекислоту CO_2^k , которая является балластом. Поэтому для сланцев балласт:

$$B = W^p + A^p + (\text{CO}_2^k)^p.$$

Таким образом в продуктах сгорания сланцев следует различать углекислоту, получающуюся от сгорания углерода топлива, — CO_2^T и углекислоту, получающуюся в результате распада карбонатов, — CO_2^k :

$$\text{RO}_2 = \text{CO}_2^T + \text{CO}_2^k + \text{SO}_2 \text{ \%}.$$

Горение сланцев характеризуется образованием большого количества шлаков. Наружная шлаковая корка препятствует полному выгоранию горючей части сланцев, вследствие этого получаются большие потери от механической неполноты сгорания. Отделение несгоревших частиц от золы можно осуществить непрерывным шевелением топлива. Поэтому для сжигания сланцев пригодны наклонно-переталкивающие топки с возвратно-поступательным движением колосников, т. е. топки типа Каблид или Зейбот. Кроме этого необходимы дутье под колосники и равномерный подвод воздуха поверх слоя топлива. Так как сланцы содержат большое количество летучих, то объем топочного пространства должен быть большим.

Следует также предусмотреть устройство для автоматического удаления шлаков.

Опыты Теплотехнического института по сжиганию сланцев в размолотом виде дали вполне благоприятные результаты.

Парафинистый мазут

По проекту стандарта на 1932 г., разработанного нефтяным сектором Главтопа, мазут разделяется на пять сортов (табл. 4).

Сорт Г сжигается на Юге, Юго-Востоке и Сев. Кавказе сорт В — в Центрально-промышленном районе и Центрально-черноземной области.

Температурой вспышки называется та температура, при которой выделяются первые горючие летучие фракции из жидкости.

При сливе мазута его обычно приходится подогревать до $40-50^\circ$, вводя в цистерну или бак змеевик с паром давления $4-6 \text{ атм.}$

Сжигают мазут посредством механических или паровых форсунок, подогревая его в фильтрах-подогревателях для механических форсунок до 75°Ц , для паровых — до $50-55^\circ \text{Ц}$.

При горении струи мазута происходят следующие процессы: испарение ($100-150^\circ \text{Ц}$), окисление ($200-300^\circ \text{Ц}$),

Таблица 4

Наименование сорта	Марка	Температура всыпки по Времену в °С	Температура всасывания по Гольде	Вязкость в градусах Сеттера при 100 °С	Удельный вес при 150 °С	Механические примеси в процентах
Обыкновенный мазут	А	65	минус 5	7,5	0,92	0,5
Парафинистый "	Б	90	плюс 5	9,0	0,88—0,915	0,5
" " "	В	90	плюс 33	9,0		0,5
" " "	Г	100	плюс 36	15,0		0,5
" " "	Д	100	плюс 36	15,0	0,9	0,5

воспламенение (40°C), крекирование ($400\text{--}500^\circ\text{C}$). Крекированием, или крекинг-процессом называется расщепление тяжелых углеводородов C_nH_{2n} на легкие $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$. При сжигании мазута нужно стремиться к тому, чтобы процесс протекал преимущественно в области окислительных реакций, и препятствовать крекингу при высоких температурах, так как при этом возникают трудно-сжигаемые высокомолекулярные соединения. Поэтому рекомендуется подводить к самому началу факела возможно большее количество воздуха, не растягивая ввод воздуха по длине факела.

Средний состав мазута:

$\text{C} = 86,8\%$, $\text{H} = 12,6\%$, $\text{S} = 0,15\%$, $\text{N} + \text{O} = 0,45\%$,
 $\text{WP} = 3,0\%$. Теплотворная способность $Q_{\text{H}}^p = 9740 \text{ кал/кг}$.

Отбросное тепло

Температуры отходящих газов в $^\circ\text{C}$

Кузнечные печи	800
Прокатные печи	800—1 200
Коксовальные печи:	
рекуперативные	750
регенеративные	300
Керамические и фарфоровые печи	800—1 000
Стекольные печи	600— 800
Цементные вращающиеся печи	500
Регенеративные печи Сименс-Мартена	600— 750
Газовые двигатели	450— 700
Печи газовых заводов	400— 650
Дизели	300— 500
Паровые котлы	300— 400

Для производства пара практически может быть использована температура лишь свыше 450°C . Для производства горячей воды и горячего воздуха можно с выгодой применять горячие газы, начиная с температуры 300° и даже ниже (водяные и воздушные экономайзеры).

В последнее время на металлургических заводах получает распространение сухое тушение кокса. Выдаваемый из печи кокс имеет $t = 1\,000^\circ\text{C}$; охлаждая его до 200°C в специальном паровом котле, получим (считая среднюю теплоемкость кокса равной 0,39) с 1 т кокса 312 000 кал, что достаточно для производства около 450 кг пара давлением 1 ат.

IV. ГОРЕНИЕ

Общие сведения

До начала горения топливо должно быть нагрето до температуры воспламенения ($t^\circ \text{Ц}$):

Каменный уголь	около 400—500	} в воздушно-сухом виде
Антрацит	70—800	
Бурый уголь	250—450	
Дрова	300	
Торф	225	
Коко	700	
Керосин и нефть	около 530—580	
Каменноугольная смола	500—650	
Генераторный газ	700—800	
Доменный газ	700—800	
Коксовый газ	550—650	
Светильный газ	560—750	

При полном сжигании топлива свободный (не соединенный с кислородом O) водород H топлива соединяется непосредственно с углеродом C , образуя легкие (CH_4) или тяжелые (C_2H_6) углеводороды. Оба эти газа горят легко и с кислородом воздуха, расходуемого на сгорание, дают углекислоту CO_2 и водяной пар H_2O .

При неполном сгорании отходящие газы содержат окись углерода CO и углеводороды.

Следовательно, анализ отходящих газов указывает на качество горения.

Для достижения полного горения прежде всего необходимо подводить к топливу достаточное количество воздуха, т. е. кислорода.

Так как практически нельзя достигнуть совершенного смешивания воздуха с топливом или с газами, выделяемыми топливом, то приходится вводить в топку больше воздуха, чем это теоретически необходимо. Все топки работают поэтому с некоторым избытком воздуха.

Чем больше поверхность соприкосновения топлива с воздухом, тем меньше может быть избыток воздуха. Поэтому газообразное, порошкообразное и жидкое топлива сжигаются с минимальным избытком воздуха.

Для твердых топлив на смешивание с воздухом оказывают хорошее действие достаточная толщина и равномерность слоя топлива и отсутствие в слое больших воздушных промежутков, как это бывает у крупнокускового топлива.

Сильно спекающийся и шлакующийся уголь недостаточно тесно соприкасается с воздухом. Неблагоприятное влияние на величину избытка воздуха оказывает также неравномер-

ность в подаче топлива и постепенное зашлакование решетки, что обычно всегда бывает в топках с ручным обслуживанием. Топка с механизированной подачей топлива и с периодическим удалением шлаков работает всегда с меньшим избытком воздуха, чем ручная топка.

Очень большой избыток воздуха действует неблагоприятно на работу котла, так как он уменьшает температуру в топке, а чем выше эта температура, тем скорее происходит выделение газов из топлива и тем меньше возможность неполного горения этих газов. С уменьшением температуры в топке, уменьшается также и производительность котла, так как становится меньше перепад температуры между газами и водой в котле, и тепловосприятية котла падает. Кроме того, излишек воздуха увеличивает количество уходящих газов, а следовательно, увеличивается потеря тепла, уносимого газами в дымовую трубу. При очень высоких температурах наступает диссоциация водяного пара и углекислоты, а вследствие этого и неполное горение.

Густой дым из дымовой трубы свидетельствует о неполноте горения. При этом в дымоходах образуется сажа. Сажа есть чистый углерод; наличие ее в дыме придает дыму темный, вплоть до черного, цвет. Сажа образуется вследствие разложения несгоревших углеводородов, при этом водород H сгорает, а углерод C выделяется в виде сажи.

Плотный желто-коричневый дым и выделение блестящей сажи наступает и в том случае, если углеводороды, не сгорая полностью и соединяясь друг с другом, образуют смолы. Темный цвет дыма, выходящего из дымовой трубы, всегда указывает на неполное горение. Однако может оказаться, что котельная установка, дающая такой дым, работает лучше, чем другая установка, с недымящей трубой, у которой топки работают с таким большим избытком воздуха, что темная окраска дымовых газов просто невозможна.

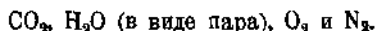
Если поверхность нагрева котла находится очень близко от колосниковой решетки, то при топливе, богатом летучими, может наступить неполное горение, так как горячие газы, соприкасаясь с поверхностью нагрева, имеющей невысокую температуру, быстро охлаждаются и не успевают поэтому сгореть полностью.

Догорание может произойти в том случае, если несгоревшие газы на своем пути по дымоходам встретят сильно нагретую кирпичную кладку и вновь воспламенятся вследствие присутствия в газах кислорода воздуха. При этом получается значительное повышение температуры, что может привести к повреждению дымоходов и частей котла.

Практически бездымное горение легче всего достигается при сжигании бедных летучими топлив (антрацит, кокс). При соответствующей конструкции топочного пространства в плане

осуществимо бездымное сжигание богатых летучими топлив, особенно в механических топках. Газы и жидкие топлива без труда сжигаются бездымно, т. е. полностью.

При полном сгорании, с избытком воздуха, уходящие газы содержат



Если топливо содержит серу, то, кроме того в дымовых газах имеется незначительное количество сернистого ангидрида SO_2 . При неполном сгорании в дымовых газах имеется еще и окись углерода CO .

Анализ дымовых газов аппаратом Орса дает содержание CO_2 , или точнее $\text{CO}_2 + \text{SO}_2$ (эту сумму обозначают обычно через RO_2), а также содержание O_2 . Содержание CO при помощи прибора Орса определяется с меньшей степенью точности. Водяной пар во время анализа конденсируется, так что газоанализатор дает процентный состав по объему сухих дымовых газов.

О полноте сгорания и избытке воздуха судят по содержанию CO_2 в дымовых газах. При полном сгорании с избытком воздуха:

$$\text{CO}_2 + \text{O}_2 + \text{N}_2 = 100\%.$$

При сгорании с теоретическим количеством воздуха:

$$\text{CO}_2_{\text{max}} + \text{N}_2 = 100\%.$$

В этом случае содержание CO_2 в дымовых газах имеет максимальное для данного топлива значение — CO_2_{max} (см. стр. 40).

При сгорании углерода на каждый кубический метр O_2 получается 1 м³ CO_2 . Так как воздух по объему состоит из 21 части O_2 и 79 частей N_2 , то при сжигании топлива, не содержащего H , N_2 и W , получают дымовые газы, состоящие из 21% CO_2 и 79% N_2 .

Но так как топливо обычно содержит азот и водород, при сгорании образующий с кислородом воздуха воду (к которой еще добавляется собственная влага топлива), то теоретическое максимальное количество углекислоты CO_2_{max} никогда не достигает 21%. Чем меньше содержание H , N_2 и W в топливе, тем больше CO_2_{max} , получающееся при сгорании без избытка воздуха, приближается к 21%. При сжигании с избытком воздуха сумма $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ тем ближе по своей величине к 21, чем больше избыток воздуха, т. е. чем больше содержание O_2 и чем меньше содержание CO_2 в дымовых газах (см. стр. 42).

Теплотворная способность

Теплотворной способностью называется количество тепла в калориях, получающееся при сжигании 1 кг и в 1 м³ (для газов) топлива.

Топливо, в продуктах сгорания которого находится Н₂О, получившееся при сгорании или имевшееся в топливе в виде влаги, имеет высшую и низшую теплотворные способности, Q_v и Q_n .

Высшая теплотворная способность включает в себя теплоту, истраченную на парообразование влаги топлива и воды, получившейся в результате сгорания водорода топлива; эта теплота может быть использована только при конденсации влаги дымовых газов. В котельных установках эта конденсация неосуществима, и Н₂О уходит в виде паров с дымовыми газами. Низшая теплотворная способность получается путем вычитания из высшей теплотворной способности теплоты парообразования влаги, находящейся в продуктах сгорания.

В СССР и Западной Европе применяется во всех практических подсчетах низшая теплотворная способность, в Америке — высшая теплотворная способность.

Среднее значение скрытой теплоты парообразования при 20° Ц равно 600 кал/кг.

Таблица 6

Теплота сгорания

Т о п л и в о	Высшая теплотворная способность в кал		Низшая теплотворная способность в кал	
	на кг	на м ³	на кг	на м ³
C	8 080	—	8 080	—
S	2 230	—	2 230	—
H ₂	34 100	3 050	28 700	2 570
CO	2 440	3 050	2 440	3 050
CH ₄	13 250	9 480	11 900	8 520
C ₂ H ₄	12 000	15 040	11 250	14 080

Формула VDI для каменных углей:

$$Q_n^p = 81C + 290 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 25S - 6W \text{ кал/кг}$$

Формула Менделеева для всех топлив:

$$Q_n^p = 81C + 300H + 26(S - O) - 6(9H + W) \text{ кал/кг.}$$

Эти эмпирические формулы дают низшую теплотворную способность рабочего топлива — твердого и жидкого.

Если топливо, имеющее теплотворную способность Q_n^p и влажность W_1 , высушено до влажности W_2 , то по проф. Кегель теплотворная способность высушенного топлива:

$$Q_n^p = (Q_n^p + 600) \frac{100 - W_2}{100 - W_1} - 600 \text{ кал/кг.}$$

Для газообразных топлив существует формула инж. Герберга:

$$Q_n^p = 25,8H_2 + 30,5CO + 85,3CH_4 + 140,5C_2H_4 + \\ + 135C_2H_2 \text{ кал/м}^3 \text{ (при } 0^\circ, 760 \text{ мм).}$$

Элементы газа выражены здесь в процентах по объему.

Все эти формулы не дают точных значений, которые могут быть получены только посредством калориметрирования.

Расчет процесса горения

1. Твердое и жидкое топливо.

Теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива:

$$L'_m = 0,01 \left[11,6C + 34,8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 4,32S \right] \text{ кг/кг;}$$

$$L_m = 0,01 \left[8,98C + 26,54 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 3,33S \right] \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Продукты сгорания состоят из сухих газов и водяного пара.

Теоретическое количество сухих топочных газов получается при сжигании топлива без избытка воздуха:

$$G'_m = 0,01 \left[12,6C + 26,8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 5,32S + N \right] \text{ кг/кг;}$$

$$G_m = 0,01 \left[8,98C + 20,96 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 3,33S + 0,797N \right] \text{ м}^3/\text{кг,}$$

или

$$G_m = L_m - 0,01 \left[5,58 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 0,797N \right] \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Таблица 7

Реакции горения (при 0° и 760 мм рт. ст.)

Топливо	Формула сгорания	Продукты сгорания	Плотность кг/м³	Количество продук- тов сгорания						Кислород и азот в воздухе, идущем для сгорания топлива					
				для 1 кг			для 1 м³			для 1 кг топлива			для 1 м³ топлива		
				топлива			топлива			топлива			топлива		
				кг	м³	кг	м³	кг	м³	кг	м³	кг	м³	кг	м³
C	$2C + O_2 =$ $2 \cdot 12 + 32 =$	2CO 56	1,261	2,333	1,865	—	—	1,33	4,46	0,93	3,56	—	—	—	—
12	$C + O_2 =$ $12 + 32 =$	CO₂ 44	1,966	3,67	1,865	—	—	2,67	8,33	1,865	7,11	—	—	—	—
S	$S + O_2 =$ $32 + 32 =$	SO₂ 64	2,863	2	0,7	—	—	1	3,32	0,70	2,63	—	—	—	—
CO	$2CO + O_2 =$ $2 \cdot 28 + 32 =$	2CO₂ 88	1,966	1,57	0,8	1,965	1	0,572	1,91	0,4	1,51	0,715	2,41	0,5	1,88
CH₄	$CH_4 + 2O_2 =$ $16 + 64 =$	CO₂ + 2H₂O 80	1,966 0,804	5 —	4,2 —	3,58 —	3,0 —	4 —	13,4 —	2,8 —	10,55 —	2,86 —	9,9 —	2	7,54
16	$C + O_2 =$ $12 + 32 =$	4CO₂ 176	1,195	2,75	1,4	1,965	1,0	2	6,7	1,4	5,275	1,43	4,8	1	3,77
	$2H_2 + O_2 =$	36H₂O 360	1,225	2,25	2,9	1,615	2,0	2	6,7	1,4	5,275	1,43	4,8	1	3,77
C₂H₆	$C_2H_6 + 3O_2 =$ $28 + 96 =$	2CO₂ + 3H₂O 124	1,966 0,804	4,43 —	3,2 —	5,53 —	4,0 —	3,43 —	11,50 —	2,4 —	9,0 —	4,80 —	14,4 —	3	11,31
28	$2C + 2O_2 =$ $24 + 64 =$	88CO₂ 352	1,887	3,14	1,6	3,92	2,0	2,29	7,68	1,8	6,0	2,87	9,5	2	7,54
	$2H_2 + O_2 =$	36H₂O 360	1,225	1,29	1,6	1,615	2,0	1,11	3,82	0,8	3,0	1,43	4,8	1	3,77
H₂	$2H_2 + O_2 =$ $4 + 32 =$	2H₂O 36	0,804 (пар)	9	11,19	0,804	1	8	26,8	5,58	20,96	0,72	2,41	0,5	1,88

Приближенные формулы (точность $\pm 3\%$):

$$L_m = \frac{Q_H^p}{900} \text{ к.к.т./кг.},$$

$$G_m = \frac{O_H^p}{920} \text{ к.к.т./кг.}$$

Содержание водяного пара в продуктах сгорания:

$$V' = 0,01 (9H + W) \text{ кг/кг.},$$

$$V = 0,01 (11,19H + 1,243 W) \text{ к.к.т./кг.}$$

При коэффициенте избытка воздуха α действительное количество воздуха:

$$L' = \alpha \cdot L_m \text{ кг/кг.}, \text{ или } L = \alpha \cdot L_m \text{ к.к.т./кг.}$$

Действительное количество сухих дымовых газов:

$$G' = G_m + (\alpha - 1) L_m \text{ кг/кг.},$$

$$G = G_m + (\alpha - 1) L_m \text{ к.к.т./кг.}$$

Действительное количество влажных дымовых газов:

$$G'_{\text{в.л.}} = G' + V \text{ кг/кг.},$$

$$G_{\text{в.л.}} = G + V \text{ к.к.т./кг.}$$

При неполном сгорании, т. е. при наличии в продуктах сгорания СО, объем дымовых газов несколько больше, чем при полном сгорании. Если через q_3 обозначить потерю от химической неполноты сгорания в $\%$, то приращение объема вследствие наличия СО в дымовых газах выразится формулой:

$$\Delta G = \frac{0,5}{100} \frac{q_3 Q_H^p}{3,057} \text{ к.к.т./кг.}$$

Следовательно, в этом случае объем сухих дымовых газов:

$$G = G_m + (\alpha - 1) L_m + \frac{0,5}{100} \frac{q_3 Q_H^p}{3,057} \text{ к.к.т./кг.},$$

или, если известен состав дымовых газов:

$$G = \frac{20,9}{20,9 - (O - 0,4CO)} G_m \text{ к.к.т./кг.},$$

При сгорании 1 кг С получается:

$$\frac{44}{12 \cdot 1,966} = 1,865 \text{ м}^3 \text{ CO}_2.$$

Поэтому теоретическое максимальное содержание углекислоты CO_2 в сухих дымовых газах при сжигании топлива, содержащего $\text{C}\%$ углерода, получится по формуле $\text{CO}_{2\text{max}} = \frac{1,865\text{C}}{G_m} \%$. Действительное количество CO_2 меньше максимального, и если известно это действительное содержание углекислоты CO_2 , то:

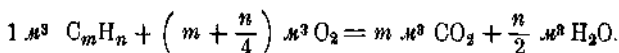
$$G \approx \frac{1,865\text{C}}{\text{CO}_2} \text{ м}^3/\text{кг} \text{ и } G_{\text{вл}} \approx \frac{1,865\text{C}}{\text{CO}_2} + \frac{9\text{H} + \text{W}}{0,804} \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2. Газообразное топливо.

Если имеется углеводородное соединение вида C_mH_n , то для полного сгорания 1 м³ его требуется кислорода

$$\left(m + \frac{n}{4}\right) \text{ м}^3,$$

причем реакция происходит по формуле:



Теоретически необходимое количество воздуха:

$$L_m = \frac{m + \frac{n}{4}}{0,21} \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

Теоретическое количество сухих дымовых газов равно $m \text{ м}^3/\text{м}^3$, количество водяных паров $-\frac{n}{2} \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Вообще же теоретическое количество воздуха равно:

$$L_m = \frac{1}{21} (0,5\text{H}^T + 0,5\text{CO}^T + 2\text{CH}_4^T + 3\text{C}_2\text{H}_4^T - \text{O}^T) \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

теоретическое количество сухих дымовых газов:

$$G_m = 0,01 (\text{CO}_2^T + 2,89\text{CO}^T + 8,64\text{CH}_4^T + 13,4\text{C}_2\text{H}_4^T + \text{N}^T + 1,91\text{H}_2^T - 3,780^T) \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объем сухих дымовых газов при полном горении:

$$G = G_m + (\alpha - 1) L_m.$$

Количество водяного пара:

$$V = 0,01 (H_2^T + 2CH_4^T + 2C_2H_4^T + W^T) \text{ мм}^3/\text{мм}^3.$$

Максимальное содержание CO_2 в сухих дымовых газах:

$$CO_{2\text{max}} = \frac{CO_2^T + CO^T + CH_4^T + 2C_2H_4^T}{G_m} \text{ } \%.$$

В. Избыток воздуха в топке.

Горение стремятся вести с возможно наименьшим избытком воздуха. Коэффициент избытка воздуха α есть отношение количества действительно поступающего в топку воздуха к теоретически необходимому количеству; α определяется по анализу дымовых газов.

Таблица 8

Коэффициент избытка воздуха α в топке

Антрацит и кокс в ручной топке	1,4—1,45
Каменный уголь	1,5—1,7
" " на цепной решетке	1,3—1,5
Бурые и подмосковные угли в ручной топке	1,5—1,8
Подмосковные и бурые угли на ступенчат. решетке	1,3—1,4
Шахтные топки для дров	1,25—1,35
" " " торфа	1,25—1,35
Шахтно-цепные топки для торфа	1,2—1,3
Мазут	1,08—1,2
Пылевидное топливо	1,2—1,3
Газовое топливо	1,1—1,2
Сланцы, кусковые	1,3—1,5

Г. КОНТРОЛЬ ГОРЕНИЯ

Общие данные

При полном сгорании:

$$CO_2 + SO_2 + O_2 + N_2 = 100\%.$$

С увеличением избытка воздуха содержание CO_2 в дымовых газах уменьшается, содержание O_2 увеличивается. При сгорании с теоретическим количеством воздуха содержание CO_2 в дымовых газах будет максимальным, равным $CO_{2\text{max}}$, содер-

жание кислорода O_2 равно нулю. Следовательно, в этом случае $CO_2 + O_2 = CO_{2\max}$. При сжигании с бесконечно большим избытком воздуха $CO_2 = 0$ и $O_2 = O_{2\max} = 20,9\%$, следовательно, $CO_2 + O_2 = 20,9\%$. Таким образом с изменением коэффициента избытка воздуха от единицы до бесконечности суммы $CO_2 + O_2$ будет изменяться от $CO_{2\max}$ до 20,9. При полном сгорании каждому коэффициенту избытка воздуха соответствует определенное значение суммы $CO_2 + O_2$, различное для разных топлив.

При неполном сгорании:

$$CO_2 + CO + SO_2 + O_2 + N_2 = 100\%.$$

Обычно с увеличением избытка воздуха увеличивается химическая полнота горения и уменьшается количество окиси углерода в дымовых газах. При этом уменьшается также и потеря от неполноты горения топлива q_3 . Однако не следует чрезмерно увеличивать избытка воздуха, потому что при этом увеличивается потеря с уходящими газами q_2 (стр. 53).

Для каждой котельной установки существует наивыгоднейший коэффициент избытка воздуха, при котором сумма этих потерь $q_2 + q_3$ имеет минимальное значение. Пик опытным путем установил, что дымовые газы должны иметь СО даже при наибольшем избытке воздуха. Для трудно сжигаемых топлив содержание СО в дымовых газах быстро увеличивается с уменьшением избытка воздуха, для легко сжигаемых топлив увеличение происходит медленнее.

Химические газ-анализаторы всегда показывают сумму $CO_2 + SO_2$, а не CO_2 . Поэтому целесообразно во всех подсчетах вместо O_2 подставлять $CO_2 + SO_2$, обозначая эту сумму через RO_2 .

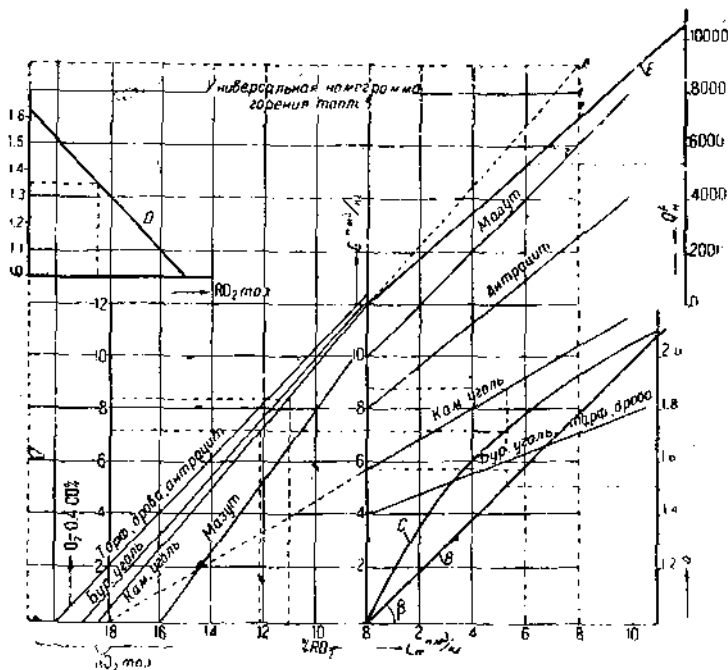
$$RO_{2\max} = \frac{1,865(C + 0,375S)}{G_m} \%.$$

Так как анализ на содержание СО в дымовых газах часто неосуществим, то величину СО нужно уметь определять, зная содержание CO_2 и O_2 в дымовых газах.

Универсальная номограмма горения

Контроль горения можно осуществлять при помощи показанной на фиг. 3 номограммы инж. П. А. Петрова. Из точки А, являющейся вершиной квадрата со стороной, равной $O_{2\max} = 20,9\%$, проводятся прямые к соответствующим значениям $RO_{2\max}$, отложенным внизу по оси абсцисс справа налево.

Шкалы для O — 0,4СО, для G и для α располагаются произвольно. Произвольно выбираемое расстояние 8—18 между двумя первыми шкалами дает масштаб для α , так как это



Фиг. 3. Универсальная номограмма горения.

расстояние соответствует $\alpha = 1$. Масштаб для $O_2 - 0,4CO$, для G и для L_m выбирается произвольно. Гипербола C проводится по уравнению:

$$\alpha = \frac{20,9}{20,9 - (O_2 - 0,4CO)},$$

причем значения α отсчитываются по горизонтали от осп, по которой отложены значения для $O_2 - 0,4CO$. Прямая B проводится под углом β , причем

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{G_m}{L_m} = \frac{Q_H^p}{920} : \frac{Q_H^p}{900} = \frac{900}{920}.$$

Кривая D проводится по уравнению:

$$f(RO_{2\max}) = \frac{RO_{2\max}}{20,9 - 0,4 RO_{2\max}}.$$

Прямая E выражает зависимость:

$$L_m = \frac{Q_n^p}{900} \text{ м}^3/\text{кг}.$$

В качестве примера на номограмме изображен случай сжигания донецкого пламенного угля следующего состава:

$$\begin{array}{ll} C = 56,10\% & S = 3,48\% \\ H = 4,12\% & A = 15,15\% \\ O = 9,00\% & W = 11,00\% \\ N = 1,15\% \end{array}$$

Для этого угля

$$L_m = 0,01 \left[8,98C + 26,51 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 3,33S \right] = 6,0 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Откладывая эту величину на номограмме, получаем:

$$G_m = 5,8 \text{ м}^3/\text{кг} \text{ и } Q_n^p = 5400 \text{ кал/кг}.$$

Через точку $G_m = 5,8$ на вертикальной оси и точку 18, являющуюся началом шкалы для $O_2 - 0,4CO$, проводим прямую (с надписью «Кам. уголь»). Эта прямая дает значения для G — количества сухих дымовых газов, образующихся при сжигании этого угля с различными избытками воздуха и с различной полнотой горения.

Далее проводим прямую (тоже с надписью «Кам. уголь») для

$$RO_{2\max} = \frac{1,865(C + 0,375S)}{G_m} = 18,5\%.$$

Пусть анализ газов показал, что $RO_2 = 11,14\%$, $O_2 = 7,58\%$. По номограмме находим, что значению $RO_2 = 11,14\%$ соответствует $O'_2 = 8,3\%$, а фактическое значение $O_2 = 7,58\%$. Следовательно, горение неполное. Содержание CO в дымовых газах получим по формуле:

$$CO = \frac{RO_{2\max}}{20,9 - 0,4 RO_{2\max}} (O'_2 - O_2).$$

По кривой D определяем значение множителя

$$\frac{R \cdot \lambda_{\max}}{20,9 - 0,4 RO_{2\max}} \text{ для } RO_{2\max} = 18,5\% \text{ равным } 1,36.$$

Поэтому

$$CO = (8,33 - 7,58) 1,36 = 1,02\%.$$

Откладывая по крайней левой оси:

$$O_2 - 0,4CO = 7,58 - 0,4 \cdot 1,02 = 7,17\%$$

получим по номограмме, и для как указано пунктирными линиями:

$$G = 8,7 \text{ м}^3/\text{кг} \text{ и } \alpha = 1,5.$$

При полном сгорании с тем же коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,5$ содержание кислорода в дымовых газах должно равняться $O_2 = 7,17\%$, углекислоты и сернистого ангидрида по номограмме: $RO_2 = 12,18\%$

Этой номограммой можно пользоваться и для расчета процесса горения.

При очень точных подсчетах нужно для определения G откладывать $O_2 - 0,4CO$, а для определения α и значений RO_2 и O_2 при полном сгорании — величину

$$O_{2\text{пол. сг}} = \frac{O_2 - 0,5CO}{1 - \frac{CO}{209}}.$$

В данном случае эта величина равна $7,10\%$, что лишь незначительно отличается от полученного выше значения $7,17\%$. Точное значение RO_2 при полном сгорании, соответствующее $O_2 = 7,10\%$, будет равно $12,25\%$ (вместо $12,18$) и α попрежнему равно $1,5$.

Определение количества дымовых газов

Если состав сухих дымовых газов известен, то количество их может быть подсчитано по следующим формулам.

Для твердых и жидких топлив при полном сгорании:

$$G = \frac{C + 0,375S}{0,5357 RO_2} \text{ м}^3/\text{кг}.$$

При *неполном сгорании*:

$$G = \frac{C + 0,375S}{0,5357 (RO_2 + CO)} = \frac{C + 0,375S}{0,5357 \left[\frac{20,9 - O_2 - 0,4RO_2}{\frac{20,9}{RO_{2\max}} - 0,4} \right]} \text{ н.м}^3/\text{кг.}$$

Для *газообразных топлив при полном сгорании*:

$$G = \frac{CO_2^T + CO^T + CH_4^T + 2C_2H_4^T}{CO_2} \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3.$$

При *неполном сгорании*:

$$G = \frac{CO_2^T + CO^T + CH_4^T + 2C_2H_4^T}{CO_2 + CO} \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3.$$

Формула автора для твердых, жидких и газообразных топлив при *полном или неполном сгорании*:

$$G = \frac{20,9}{20,9 - (O - 0,4CO)} G_m \text{ н.м}^3/\text{кг, н.м}^3.$$

Подсчет количества водяных паров был показан выше (стр. 39).

Определение коэффициента избытка воздуха

По газовому анализу α определяется при помощи следующих формул.

Для *твердых и жидких топлив*:

$$\alpha \approx \frac{20,9}{20,9 - 79,1 \frac{O_2 - 0,5CO}{N_2}},$$

причем $N_2 = 100 - (RO_2 + O_2 + CO)\%$. При *полном горении* $CO = 0$. Приблизленно:

$$\alpha \approx \frac{CO_{2\max}}{CO_2} = \frac{RO_{2\max}}{RO_2},$$

причем $CO_{2\max}$ или $RO_{2\max}$ подсчитывается по вышеприведенным формулам (стр. 40 и 42).

Для газообразных топлив:

$$\alpha = \frac{1}{78,1} \left[\left(\frac{\text{CO}_2^T + \text{CO}^T + \text{CH}_4^T + 2\text{C}_2\text{H}_4^T}{\text{CO}_2 + \text{CO}} \right) \text{N}_2 - \text{N}_2^T \right] =$$

$$\frac{1}{20,9} (0,5\text{CO}^T + 0,5\text{H}_2^T + 2\text{CH}_4^T - \text{O}_2^T)$$

$$= \frac{L}{L_m} = \frac{1}{79,1} \frac{(G\text{N}_2 - \text{N}_2^T)}{L_m}.$$

Общая формула автора для твердых, жидких и газообразных топлив:

$$\alpha = 1 + \frac{0 - 0,5\text{CO}}{20,9 - (0 - 0,4\text{CO})} \frac{G_m}{L_m}.$$

Ввиду того что состав газообразного топлива обычно быстро меняется, подсчет коэффициента избытка воздуха для этого топлива всегда будет неточным.

VI. ДЫМОВЫЕ ГАЗЫ

Количество и состав дымовых газов

Для определения количества и состава дымовых газов при проектировании топок необходимо знать состав рабочего топлива и выбрать коэффициент избытка воздуха α и потерю от неполноты горения q_3 в процентах от теплотворной способности топлива.

1. Твердое и жидкое топлива.

Полное сгорание.

Объем дымовых газов:

$$G = G_m + (\alpha - 1) L_m \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретическое количество газов G_m и воздуха L_m определяется по составу топлива, как указано выше (стр. 37).

$$\text{CO}_2 = \frac{1,865\text{C}}{G_m + (\alpha - 1) L_m} \approx \frac{\text{CO}_{2\max}}{1,02\alpha - 0,02} \approx \frac{\text{CO}_{2\max}}{\alpha} \%,$$

$$\text{O}_2 = \frac{20,9(\text{CO}_{2\max} - \text{CO}_2)}{\text{CO}_{2\max}} \%,$$

$$\text{SO}_2 = \frac{0,7\text{S}}{G_m + (\alpha - 1) L_m} \%,$$

$$\text{N}_2 = 100 - (\text{CO}_2 + \text{O}_2 + \text{SO}_2) \%.$$

Неполное сгорание.

Объем дымовых газов:

$$G = G_m + (\alpha - 1) L_m + \frac{0,5 \cdot q_3 Q_H^p}{3057 \cdot 100} \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Состав дымовых газов:

$$\text{CO} = \frac{\frac{q_3 \cdot Q_H^p}{3057}}{G_m + (\alpha - 1) L_m + \frac{q_3 Q_H^p \cdot 0,5}{3057 \cdot 100}} \approx \frac{q_3}{3,4\alpha + \frac{0,5 \cdot q_3}{100}} \%,$$

$$\text{O}_2 = 20,9 \frac{L_m (\alpha - 1)}{G} + 0,4 \text{CO} \%,$$

$$\text{CO}_2 = \text{CO}_{2\text{max}} \left[\frac{20,9 - (\text{O}_2 - 0,4 \text{CO})}{20,9} \right] - \text{CO} \%,$$

$$\text{SO}_2 = \frac{0,7 S}{G} \%,$$

$$\text{N}_2 \approx 100 - (\text{CO}_2 + \text{SO}_2 + \text{CO} + \text{O}_2) \%.$$

Примеры см. на стр. 141.

Количество водяных паров, приходящееся на весь объем G сухих дымовых газов, т. е. на 1 кг топлива:

$$V = 0,01 (11,19 H + 1,243 W) \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2. Газообразное топливо.

Полное сгорание.

Объем дымовых газов:

$$G = G_m + (\alpha - 1) L_m \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Состав дымовых газов:

$$\text{CO}_2 = \frac{\text{CO}_2^T + \text{CO}^T + \text{CH}_4^T + 2\text{C}_2\text{H}_4^T}{G} \%,$$

$$\text{O}_2 = \frac{(\alpha - 1) L_m \cdot 0,209}{G} \%,$$

$$\text{N}_2 = 100 - (\text{CO}_2 + \text{O}_2) \%.$$

Неполное сгорание.

Объем дымовых газов:

$$G = G_m + (\alpha - 1) L_m + \frac{0,5 q_3 Q_H^p}{100 \cdot 3057} \text{ м}^3/\text{кг},$$

или

$$G = \frac{G_m + (\alpha - 1) L_m}{1 - \frac{\text{CO} \cdot 0,50}{100}} \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3.$$

Состав дымовых газов:

$$\text{CO} = \frac{q_3}{[G_m + (\alpha - 1) L_m] \frac{3057}{Q_n^p} + \frac{q_3}{100} \cdot 0,50} \%.$$

$$\text{CO}_2 = \frac{\text{CO}_2^T + \text{CO}^T + \text{CH}_4^T + 2\text{C}_2\text{H}_4^T}{G} - \text{CO} \%.$$

$$\text{O}_2 = \frac{(\alpha - 1) L_m \cdot 0,209 + \frac{\text{CO} \cdot 0,50}{100}}{G} \%.$$

$$\text{N}_2 = 100 - (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{O}_2) \%.$$

Количество водяных паров, приходящихся на весь объем G сухих дымовых газов, т. е. на 1 н.м³ топлива:

$$V = 0,01 (\text{H}_2^T + 2\text{CH}_4^T + 2\text{C}_2\text{H}_4^T + W^T) \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3.$$

Удельный вес (плотность) дымовых газов

Средняя величина удельного веса сухих дымовых газов при 0° Ц и 760 мм рт. ст. (при $\text{CO}_2 = 10 - 13\%$):

$$\gamma = 1,35 \text{ кг/н.м}^3.$$

Точно удельный вес дымовых газов подсчитывается по их химическому составу:

$$\gamma = [1,967\text{CO}_2 + 2,865\text{CO} + 1,432\text{O}_2 + 1,252(\text{O}_2 + \text{CO}_2)]0,01.$$

Удельный вес влажных дымовых газов $\gamma_{\text{вл}}$ можно подсчитать, если известен удельный вес сухих дымовых газов γ , их объем G н.м³/кг и объем водяных паров V , получающихся при сгорании 1 кг топлива:

$$\gamma_{\text{вл}} = \frac{\gamma G + 0,804 V}{G + V} \text{ кг/н.м}^3.$$

Приблизленно удельный вес сухих дымовых газов можно определить по формуле автора:

$$\gamma = 1,29 + \frac{0,53}{100} \frac{R\text{O}_{\text{max}}}{a} \text{ кг/н.м}^3.$$

Приближенная формула Гентша для удельного веса влажных дымовых газов:

$$\gamma_{\text{вл}} = 1,30 - 0,03\alpha(W + 9H) \text{ кг/м}^3.$$

Удельный вес дымовых газов уменьшается с увеличением их влажности.

Теплоемкость дымовых газов

Теплоемкость дымовых газов зависит от их состава и температур.

Средние значения для невысоких температур:

$$\begin{aligned} \text{для 1 кг дымовых газов } c_p &= 0,24 \text{ кал/кг}^\circ \text{Ц} \\ \text{„ 1 м}^3 \text{ „ „ } C_p &= 0,32 \text{ кал/м}^3 \text{ }^\circ \text{Ц}. \end{aligned}$$

Точно теплоемкость дымовых газов подсчитывается по их составу, как указано на стр. 14, пользуясь формулами средних теплоемкостей, приведенными на стр. 14.

Формула автора для средней теплоемкости сухих дымовых газов между пределами температур $0 - 2100^\circ \text{Ц}$:

$$C_p = 0,3092 + \frac{0,0168}{\alpha} + \left(0,0000125 + \frac{0,0000112}{\alpha} \right) t \text{ кал/м}^3 \text{ }^\circ \text{Ц}.$$

Более точная в пределах $0 - 1500^\circ$ формула автора:

$$C_p = 0,310 + \frac{0,0162}{\alpha} + \left(0,000009 + \frac{0,000014}{\alpha} \right) t \text{ кал/м}^3 \text{ }^\circ \text{Ц}.$$

С увеличением влагосодержания дымовых газов увеличивается и их теплоемкость.

Средняя теплоемкость водяного пара в пределах $100 - 2100^\circ \text{Ц}$ с точностью до $\pm 0,8\%$ выражается формулой:

$$C_{p, \text{в.п.}} = 0,370 + 0,000000025 t^2 \text{ кал/м}^3 \text{ }^\circ \text{Ц}$$

и в пределах $100 - 1300^\circ \text{Ц}$ с точностью до $\pm 2,5\%$:

$$C_{p, \text{в.п.}} = 0,370 + 0,000025 t \text{ кал/м}^3 \text{ }^\circ \text{Ц}.$$

Соответственно этому автором предложены следующие две формулы для средней теплоемкости влажных дымовых газов, условно отнесенной к объему сухих дымовых газов:

$$\begin{aligned} C_{p, \text{вл}} &= 0,3092 + \frac{0,0168}{\alpha} + \left(0,0000125 + \frac{0,0000112}{\alpha} \right) t + \\ &+ 11,4 \frac{9H + W + W_{\text{доп}}}{C_{p, \text{н.п.}} \cdot \alpha} (0,370 + 0,000000025 t^2) \text{ кал/м}^3 \text{ }^\circ \text{Ц} \end{aligned}$$

для пределов $100 - 2100^\circ \text{C}$;

$$C_{p_{\text{вл}}} = 0,310 + \frac{0,0162}{\alpha} + \left(0,000009 + \frac{0,000014}{\alpha} \right) t + \\ + 11,4 \frac{9H + W + W_{\text{доп}}}{Q_H^p \cdot \alpha} (0,370 + 0,000025 t) \text{ кал/м}^3\text{C}$$

для пределов $100 - 1300^\circ \text{C}$.

В этих формулах: Π — содержание водорода в рабочем топливе, W — содержание влаги в рабочем топливе, $W_{\text{доп}}$ — добавочная влага, вносимая на 1 кг топлива с воздухом и с паровым дутьем, если таковое есть.

Все эти формулы применимы при сжигании твердых и жидких топлив, и точность их достигает $\pm 0,6\%$ для формулы с пределами $100 - 2100^\circ \text{C}$ и $\pm 0,3\%$ для формулы с пределами $100 - 1300^\circ \text{C}$.

Теплосодержание дымовых газов

Количество тепла, заключающееся в дымовых газах, имеющих среднюю теплоемкость c_p или C_p и температуру t , составляет:

$$Q = c_p t \text{ кал/кг,}$$

или

$$Q = C_p t \text{ кал/м}^3.$$

Если количество дымовых газов равно G м³, то теплосодержание их

$$Q = G \cdot C_p t \text{ кал.}$$

Обычно определяют теплосодержание количества газов, получившихся при сжигании 1 кг топлива.

При пользовании вышеприведенными (стр. 50 и 51) формулами автора для теплоемкости влажных дымовых газов нужно в эту формулу теплосодержания

$$Q = G C_p t \text{ кал}$$

подставлять вместо G объем сухих дымовых газов, получающихся при сгорании 1 кг топлива, но вычисленная таким образом величина будет представлять собой теплосодержание всего объема влажных дымовых газов, получающихся при сгорании 1 кг топлива. Так получается потому, что вышеприведенные формулы получились по следующему типу:

$$C_{p_{\text{вл}}} = \frac{G_{\text{сух}} C_{p_{\text{сух}}} + V_{\text{вл}} C_{p_{\text{вл}}}}{G_{\text{сух}}}.$$

Умножив эту величину на $G_{сух}$, мы получим теплосодержание влажных дымовых газов, отнесенное к 1°Ц , а умножив на t — полное теплосодержание газов, находящихся при сжигании 1 кг топлива:

$$Q_{ал} = C_{всл} \cdot G_{сух} \cdot t = (G_{сух} \cdot C_{рсух} + V_{ал} \cdot C_{рал}) t \text{ кал.}$$

Количество тепла, отдаваемое G м³ газа при охлаждении его от температуры t_1 до t_2 , составляет:

$$G \cdot C_p (t_1 - t_2) \text{ кал.}$$

VII. ПОТЕРИ ТЕПЛА И КОЭФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Потери тепла в котельной установке складываются из следующих отдельных потерь:

1) Потеря с уходящими газами q_2 , заключающаяся в теплоте, уносимой дымовыми газами, уходящими в дымовую трубу.

2) Потеря от химической неполноты сгорания q_3 , заключающаяся в теплоте сгорания несгоревших частей дымовых газов, т. е. летучая сажа, а также CO, CH_4 и т. п.

3) Потеря от механической неполноты сгорания q_4 , заключающаяся в неиспользованной теплоте сгорания несгоревшего топлива.

4) Потеря в окружающую среду q_5 , заключающаяся в теплоте, отданной котельной установкой окружающему воздуху и соседним предметам путем теплопроводности и лучеиспускания.

Подсчет тепловых потерь

Величины потерь Q_2 , Q_3 , Q_4 и Q_5 представляют собой потери тепла в калориях на 1 кг или 1 м³ топлива. Обозначения q_2 , q_3 , q_4 и q_5 обозначают те же потери в процентах от низшей рабочей теплотворной способности топлива:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_H} 100\%; \quad q_3 = \frac{Q_3}{Q_H} 100\% \text{ и т. д.}$$

1. Потеря с уходящими газами.

Приближенно эта потеря определяется по формуле Зигерта:

$$q_2 = \frac{t_{2ax} - t_{202}}{\text{CO}_2} x \%,$$

где t_{yx} — температура уходящих газов,

$t_{воз}$ — " воздуха,

α — коэффициент, принимающий следующие значения:

мазут $\alpha = 0,55$ при паровом дутье $\alpha = 0,57$

антрацит $\alpha = 0,70$, " " " $\alpha = 0,75$

каменный уголь . . $\alpha = 0,65$

бурый уголь $\alpha = 0,75$ (при $W = 17-25\%$)

дерево и торф . . . $\alpha = 0,80-1,0$.

Более точно q_2 подсчитывается по формуле:

$$q_2 = \frac{100}{Q_n^p} \left(\frac{1,865C}{CO_2} 0,32 + \frac{9H + W}{100} 0,48 \right) (t_{yx} - t_{воз}) \%,$$

где 0,32 — теплоемкость сухих газов,

0,48 — " водяного пара.

Наконец, еще более точная формула:

$$q_2 = \frac{100}{Q_n^p} G \cdot C_{p,г} (t_{yx} - t_{воз}) \%,$$

причем G — объем сухих дымовых газов, подсчитываемый по формулам автора, одинаково справедливым как для твердого и жидкого, так и для газообразного топлива:

$$G = G_m + (\alpha - 1) L_m + \frac{0,5q_3 \cdot Q_n^p}{100 \cdot 3057} \text{ м}^3/\text{кг}, \text{ м}^3,$$

или

$$G = \frac{20,9}{20,9 - (O - 0,4CO)} G_m \text{ м}^3/\text{кг}, \text{ м}^3.$$

Теплоемкость газов (стр. 51) определяется по формуле:

$$C_{p,г} = 0,310 + \frac{0,0168}{\alpha} + \left(0,000009 + \frac{0,000014}{\alpha} \right) t_{yx} + \\ + 11,4 \frac{9H + W + W_{дог}}{Q_n^p \cdot \alpha} (0,370 + 0,000025 t_{yx}).$$

Для твердого и жидкого топлив можно пользоваться упрощенной формулой:

$$q_2 = \left(3,55\alpha + 47 \frac{9H + W + W_{дог}}{Q_n^p} \right) \frac{t_{yx} - t_{воз}}{100} \%$$

Потеря с уходящими газами возрастает с увеличением температуры уходящих газов, коэффициента избытка воздуха

и влажности дымовых газов и уменьшается для топлив с более высокой теплотворной способностью.

Температура уходящих газов за котлом обычно составляет 300—350°. Так как температура внутри котла находится в пределах 180—230°, то охлаждение дымовых газов в котле ниже указанных пределов температур экономически невыгодно, ибо влечет за собой чрезмерное увеличение дорогостоящей поверхности нагрева котла. Поэтому дальнейшее охлаждение дымовых газов (обычно до температуры не ниже 120°) производится в водяных и воздушных экономайзерах, поверхность нагрева которых значительно дешевле поверхности нагрева котла. Выбор экономически наиболее выгодной температуры уходящих газов за экономайзером дан ниже (стр. 142). Обычно температура эта составляет 160—180°, чему соответствует средняя величина потерь с уходящими газами в 8—12%.

2. Потеря от химической неполноты горения.

Эта потеря может быть определена, если известно содержание CO в дымовых газах. Для твердых и жидких топлив:

$$q_3 = \frac{5650C}{Q_n^p} \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO} \%$$

где C — содержание углерода в рабочем топливе в процентах.
Другая формула для твердых топлив:

$$q_3 = \frac{(3,4\alpha - 0,08)CO}{100 - 0,5CO} 100\%$$

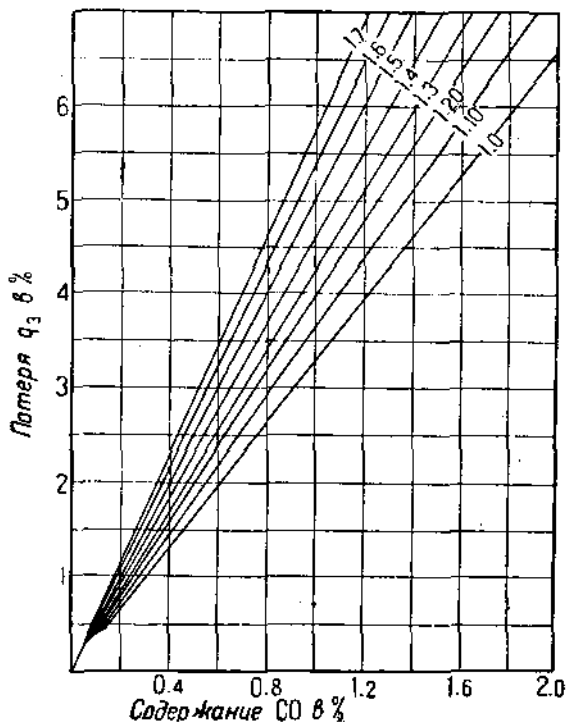
На фиг. 4 эта формула представлена графически.

Общая точная формула для твердых, жидких и газообразных топлив:

$$q_3 = \frac{3057}{Q_n^p} CO \cdot G\%$$

где 3057 — теплотворная способность 1 м³ CO; G — объем сухих газов, подсчитываемый по вышеприведенным (стр. 47) формулам.

При проектировании топок величиной q_3 задаются при расчете. В некоторых случаях предполагают, что $q_3 = 0$, т. е. горение полное, что, однако, неверно (см. стр. 42). Тем не менее при правильно сконструированных топках эта потеря часто бывает столь незначительной, что ею можно пренебречь.



Фиг. 4. Потеря тепла от химической неполноты сгорания.

Практически обычно получаются следующие средние величины этой потери (в %):

Ручная колосниковая решетка	2—6
" " " для антрацита	1—6
Механическая топка с верхним забросом	1—4
" " " нижней подачей	0—1
Шахтные топки	1—3
Нефтяные "	0—2
Топки для газообразного топлива	0—3
" " пылевидного	} 0—2
" " фрезерного торфа во взвешенном состоянии	

Содержанием в дымовых газах несгоревших углеводородов и сажи обычно пренебрегают.

3. Потеря от механической неполноты горения.

Эта потеря складывается из потери тепла от провала несгоревшего топлива в зольник, от уноса топливной мелочи в газоходы и от выгреба несгоревшего топлива и горячих шлаков во время чистки топки.

Для газообразного топлива эта потеря заключается в теплоте сгорания и теплосодержании выбрасываемых из топки газов при открытии смотровых отверстий, чистке форсунок и т. д. Для газообразного топлива эта потеря вообще настолько незначительна, что ею можно пренебречь.

Также незначительна эта потеря и для жидкого топлива.

Для твердого топлива эта потеря может быть подсчитана по формуле:

$$q_4 = \frac{8100 C_{\text{пот}} A}{(100 - C_{\text{пот}}) Q_H^p} \% ,$$

где: $C_{\text{пот}}$ — содержание углерода в процентах от веса сухого шлака, провала и уноса, составляющих в сумме потерю от механической неполноты сгорания ($C_{\text{пот}} = 10-40\%$); A — количество золы в топливе в процентах от веса топлива.

К вычисленной по вышеприведенной формуле потере следует при точном подсчете прибавить потерю тепла от охлаждения шлаков при выгребе их из топки. Если вес выгреба на 1 кг топлива составляет $G_{\text{выг}}$ кг/кг, то, принимая среднюю температуру шлаков в 600° и теплоемкость $c_{\text{шл}} = 0,2 \text{ кал/кг}^\circ\text{Ц}$, получим дополнительную потерю:

$$\frac{G_{\text{выг}} \cdot 0,2 \cdot 600}{Q_H^p} \cdot 100 = \frac{12000 G_{\text{выг}}}{Q_H^p} \% .$$

Таким образом полная формула:

$$q_4 = \frac{8100 \cdot C_{\text{пот}} \cdot A}{(100 - C_{\text{пот}}) Q_H^p} + \frac{12000 \cdot G_{\text{выг}}}{Q_H^p} \% .$$

Если пренебречь потерями от уноса, то

$$G_{\text{выг}} = \frac{A}{100 - C_{\text{пот}}} \text{ кг/кг} ,$$

и тогда

$$q_4 = \frac{(8100 C_{ном} + 12000) A}{(100 - C_{ном}) Q_n^p} \cdot 10^{-6}$$

Потеря от уноса $q_4^{ум}$ тем больше, чем суше топливо, чем оно мельче и чем меньше в нем летучих веществ. Кроме того, эта потеря резко возрастает при форсировке топки. При сжигании бурого угля и торфа эта потеря $q_4^{ум}$ достигала в отдельных случаях 20%. Дать среднее значение для $q_4^{ум}$ нельзя, так как здесь перекрещиваются влияния многочисленных факторов. В правильно выбранной и сконструированной топке потеря от уноса должна быть совершенно незначительной.

Таблица 9

Потери от механической неполноты горения

Система топки и род топлива	q_4 в %
Ручная колосниковая решетка для подмосковного угля	8—12
" " " " каменного	3—5
" " " " антрацита АП . . .	1—4
" " " " " АК . . .	2—5
Механические топки для различных углей	1—4
Шахтные топки для дров	0—1
" " " торфа	1—4
Механические топки для торфа	1—2
Фрезерный торф во взвешенном состоянии	4—7
Цылевидное топливо	2—5

4. Потеря тепла в окружающую среду.

Эта потеря q_5 определяется на основании опытных данных.

Для крупных котлов поверхностью нагрева больше 400 м² эта потеря составляет 2—3%, предполагая нормальные условия работы и отсутствие дефектов в обмуровке.

Для небольших и средних котлов эта потеря больше и в отдельных случаях достигает 10%.

Средние значения q_5 для нормальных условий:

Водотрубные котлы	3—5%
Жаротрубные "	3—4%
" " с внешней топкой	6—8%

Потеря тепла экономайзерами сюда не входит и оценивается отдельно в 0,5—2%, в зависимости от относительной величины экономайзера. В случае, если пароперегреватель расположен не внутри обмуровки котла, сюда должна быть

присоединена потеря тепла пароперегревателем (обычно 0,5—1%).

Часто (особенно при испытании котлов) эту потерю подсчитывают как остаточный член в тепловом балансе:

$$q_3 = 100 - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4),$$

где q_1 — полезное тепло, перешедшее в пар:

$$q_1 = \frac{D}{B} \cdot \frac{i - t_1}{Q_n^p},$$

где: D — паропроизводительность котла в кг/час;

B — расход топлива в кг/час;

i — теплосодержание пара в кал/кг;

t_1 — температура воды, поступающей в котел, до экономайзера.

Коэффициент полезного действия.

Коэффициент полезного действия котельной установки:

$$\eta = \frac{\text{Полезно использованное тепло}}{\text{Все тепло, введенное в топку}};$$

$$\eta = \frac{100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5)}{100}.$$

Если известны следующие величины:

i — теплосодержание пара в кал/кг;

t — температура питательной воды в °Ц;

D — количество пара в кг/час;

B — расход топлива в кг/час, или мм³/час;

Q_n^p — теплотворная способность топлива в кал/кг или кал/мм³, то коэффициент полезного действия котельной установки может быть найден как отношение:

$$\eta = \frac{\text{Теплосодержание пара} - \text{теплота питательной воды}}{\text{Теплота топлива}} = \frac{(i - t)D}{Q_n^p \cdot B}.$$

Коэффициент полезного действия котельной установки есть произведение коэффициента полезного действия топки η_m и коэффициента полезного действия поверхности нагрева η_n :

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_n.$$

Коэффициент полезного действия топки учитывает потерю тепла топкой в окружающую среду $q_5^{m\%}$, потерю от химической неполноты горения $q_2^{o\%}$ и потерю от механической неполноты горения $q_4^{o\%}$.

Таким образом

$$\eta_m = \frac{100 - (q_2 + q_4 + q_5^m)}{100}.$$

q_5^m находится в пределах 2—4% для водотрубных котлов, 0,3—2% для жаротрубных котлов с внутренней топкой и 4—6% для тех же котлов с внешней топкой. Поэтому

$$\eta_m = 0,8—0,96.$$

В новейших установках с механическими топками, приспособленными для сжигания данного топлива:

для каменного угля $\eta_m = 0,93—0,96$,

„ бурого угля $\eta_m = 0,87—0,92$.

Коэффициент полезного действия поверхности нагрева учитывает потерю тепла с уходящими газами и потерю в окружающую среду самого котла (без топки):

$$\eta_n = 1 - \frac{100 - (q_2 + q_5^k)}{100 - (q_2 + q_4 + q_5^m)} \approx 1 - \frac{100 - q_2}{100 - (q_2 + q_4 + q_5)}.$$

Величина q_5^k определяется путем вычитания из q_5 определяемой, как указано выше (стр. 57), величины q_5^m :

$$q_5^k = q_5 - q_5^m\%;$$

обычно

$$\eta_n = 0,85—0,92.$$

Если известна температура дымовых газов в топке $t_{\text{топ}}$ (температура топки, см. стр. 67) и температура уходящих газов за котлом или экономайзером t_{yx} , то

$$\eta_n = 1 - \frac{t_{yx}}{t_{\text{топ}}}.$$

Другая формула:

$$\eta_n = 1 - e^{-\frac{F \cdot k}{GC_p B}},$$

где: $e = 2,718$ (основание натуральных логарифмов);

k — коэффициент теплопередачи (стр. 76),

F — поверхность нагрева.

В качестве ориентировочных данных можно привести следующие значения коэффициента полезного действия котельных установок без экономайзеров или воздушных подогревателей.

1. Колосниковые решетки для жаротрубных и водотрубных котлов при работе на хорошем угле и съеме пара 18—23 кг/м² час:

ручная загрузка топлива $\eta = 70—67\%$,

механическая „ „ $\eta = 73—70\%$.

2. Цепные решетки для водотрубных котлов при работе на хорошем каменном угле и при сьеме пара 25—35 кг/м² час:

$$\eta = 75-72\%.$$

3. Ступенчатые решетки и шахтные топки для бурого угля, торфа и дров к жаротрубным котлам при сьеме пара 25—30 кг/м² час:

$$\eta = 70-67\%.$$

Те же топки для водотрубных котлов при сьеме пара 25—30 кг/м² час:

$$\eta = 72-68\%.$$

Котлы, работающие на газе, мазуте или пылевидном топливе, имеют несколько более высокий коэффициент полезного действия:

$$\eta = 80-77\%.$$

При работе с экономайзером или воздухоподогревателем коэффициент полезного действия возрастает у всех котлов на 7—10%, считая, что газы покидают установку с температурой 170—200°C.

Нужно отметить, что топочная техника в настоящее время справляется с сжиганием любых, даже малоценных топлив, с высоким коэффициентом полезного действия, и приведенные здесь значения η являются сугубо ориентировочными. Увеличивая поверхность нагрева котла и вводя дорогостоящую автоматизацию регулирования топок, можно добиться очень большого коэффициента полезного действия.

Но может случиться так, что полученная от этого экономия топлива не окупит связанных с ней добавочных затрат на оборудование или добавочных расходов по эксплуатации. В таком случае экономически наимыгоднейшим будет менее высокий коэффициент полезного действия. Поэтому во всех случаях технический расчет должен сопровождаться тщательным экономическим подсчетом (стр. 142).

Расход топлива и испарительность

Часовой расход топлива получим из формулы, приведенной на стр. 58:

$$B = \frac{D(i-t)}{Q_{\text{н}}^p \eta} \text{ кг или м}^3/\text{час}.$$

Так как коэффициент полезного действия котельной установки подсчитывается для полной нагрузки, то фактический расход топлива при переменности нагрузки будет больше

Прибавка на загрязнение котла при правильной эксплуатации колеблется в пределах 1—5%.

Таким образом суммарная прибавка к вычисленному по вышеприведенной формуле расходу топлива колеблется в пределах от 10 до 40%.

Если топка работает с паровым дутьем, то при определении паропроизводительности котла нужно учитывать потребление пара самим котлом на дутье. Обычно на дутье расходуется 2—3% от производимого котлом пара.

Поэтому при наличии парового дутья следует величину D (отдача пара потребителям) увеличивать на 2—3%, т. е. брать (1,02—1,03) D .

Испарительностью топлива называется цифра, показывающая, сколько килограммов пара получается при сжигании 1 кг или 1 м³ топлива:

$$x = \frac{D}{B} = \frac{Q_n^p \cdot \eta}{i - t}.$$

Эту испарительность называют видимой испарительностью в отличие от испарительности по нормальному пару:

$$x_{640} = \frac{x(i - t)}{640} = \frac{Q_n^p \cdot \eta}{640},$$

причем нормальным паром считается пар с теплосодержанием 640 кал/кг.

Введение понятия испарительности по нормальному пару позволяет сравнивать тепловой эффект различных установок независимо от давления пара в них.

VIII. РАСЧЕТ ТОПКИ

Температура топки

Величина температуры топочного пространства зависит от теплотворной способности топлива, от избытка воздуха, от количества топлива, сжигаемого в единицу времени, от величины и расположения поверхности нагрева котла, находящейся в топочном пространстве, и от температуры и влажности воздуха, поступающего в топку.

Чем больше избыток воздуха и содержание влаги в воздухе, тем ниже температура топки, так как часть тепла, получающаяся при сгорании топлива, расходуется на нагрев избыточного воздуха и содержащейся в воздухе влаги. Чем больше топлива сжигается в топке за единицу времени, т. е. чем больше напряжение топочного пространства, тем выше температура топки, так как с увеличением скорости горения топлива от-

носительно уменьшается доля тепла, переданного котлу посредством лучеиспускания.

Температура топки, т. е. температура дымовых газов, была бы наивысшей в том случае, если бы не существовало никакого отвода тепла — ни посредством теплопроводности, ни посредством лучеиспускания, и таким образом вся теплота сгорания была бы воспринята дымовыми газами. На самом же деле часть тепла теряется топкой от лучеиспускания (потеря q_5^m , стр. 58); другая более значительная часть переходит в лучистую энергию и поглощается поверхностями нагрева котла, подверженным действию тепловых лучей топки. Чем больше величина этих поверхностей, тем большее количество тепла передается к ним в виде лучистой энергии и тем ниже будет температура топки.

Отсюда следует, что при прочих равных условиях наибольшая температура будет у передних топок, для которых отсутствует передача тепла лучеиспусканием, более низкая — у подкотельных топок и наиболее низкая — у внутренних топок.

Теоретической температурой горения называется та температура, до которой нагрелись бы газообразные продукты сгорания топлива, если все тепло, вносимое в топку и возникшее при сгорании, было целиком воспринято ими. При этом часть тепла расходуется на диссоциацию углекислоты и водяного пара, что несколько понижает теоретическую температуру.

$$T = \frac{Q_m - Q_{\text{диссо}}}{G_n \cdot c \cdot C_{p,n.o}}$$

Q_m — все тепло, вносимое в топку с 1 кг или 1 м³ топлива; $Q_{\text{диссо}}$ — теплота диссоциации углекислоты и водяного пара, приходящаяся на 1 кг или 1 м³ топлива; $G_n \cdot c \cdot C_{p,n.o}$ — теплосодержание продуктов сгорания 1 кг или 1 м³ топлива в кал/°Ц.

$$Q_m = Q_n^p + \alpha L_m \cdot 0,311 t_s + \left[q_{\text{вл}} + 0,48 (t_{\text{воз}} - t_s) \right] f \frac{\alpha L_m}{10^3} + \\ + (i - r) G_{\phi} \text{ кал/кг.}$$

В этой формуле второй член учитывает теплоту, вносимую с воздухом. Третий член учитывает теплоту, вносимую в топку водяным паром, поступающим в топку в виде влаги воздуха причем $q_{\text{вл}}$ — теплота жидкости водяного пара воздуха — численно равна t_s — температуре насыщения соответствующей

парциальному давлению влаги воздуха, подсчитываемому по формуле:

$$p_{a. n. c} = p_{a. n.} \frac{\omega}{100}$$

(см. стр. 16);

f — абсолютная влажность воздуха в $г/м^3$, определяемая как указано на стр. 16. При отсутствии подогрева воздуха третьим членом можно пренебречь. Четвертый член учитывает количество тепла, вносимое с паровым дугом, причем i — тепло-содержание вдуваемого пара, r — скрытая теплота парообразования, G_{ϕ} — количество форсуночного пара в килограммах на килограмм топлива.

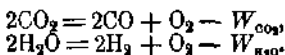
Произведение $G_{n. c} \cdot C_{p. n. c}$ подсчитывается, как указано в отделе „Теплосодержание дымовых газов“ (стр. 51), предварительно задаваясь искомой теоретической температурой горения $t_{гор}$, необходимой для вычисления теплоемкости $C_{p. n. c}$.

В случае, если это теплоемкость условно отнесена к объему сухих газов (стр. 50), то вместо $G_{n. c}$ подставляется объем сухих газов. Можно также в формулу для $t_{гор}$ подставить теплоемкость в функции от той же температуры $t_{гор}$ и решать получившееся таким образом квадратное уравнение относительно $t_{гор}$ (стр. 141).

Теплота диссоциации $Q_{дисс}$ определяется по формуле

$$Q_{дисс} = (\alpha_k CO_2 \cdot W_{CO_2} + \alpha_w H_2O \cdot W_{H_2O}) G_{n. c}$$

α_k и α_w — степени диссоциации, показывающие, какая часть CO_2 или H_2O подверглась диссоциации, причем диссоциация происходит по уравнениям:



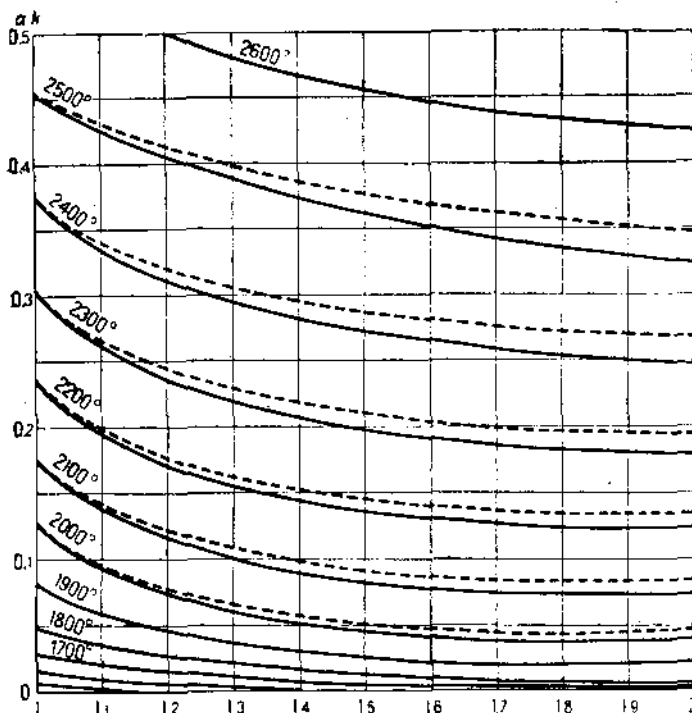
W_{CO_2} и W_{H_2O} — теплоты диссоциации, отнесенные к 1 $м.м^3$ соответствующих газов, т. е. CO_2 и H_2O .

Теплота диссоциации зависит от температуры. В среднем же можно считать:

$$W_{CO_2} = 2900 \text{ кал/м}^3 \text{ и } W_{H_2O} = 2600 \text{ кал/м}^3$$

Диссоциацией водяного пара можно пренебречь, так как степень диссоциации α_w колеблется обычно в пределах 0—0,04. Диссоциация CO_2 может достигать больших размеров. Степень диссоциации α_k определяется по фиг. 6, задаваясь предварительными значениями для $t_{гор}$. Пунктирные линии на фиг. 6 соответствуют очень влажным дымовым газам.

Такое определение $t_{гор}$ не дает полной точности, так как во всяком случае не учтено влияние изменения состава дымовых газов вследствие диссоциации на их теплоемкость. Это влияние сказывается в виде некоторого уменьшения теплоем-



Фиг. 6. Степень диссоциации углекислоты.

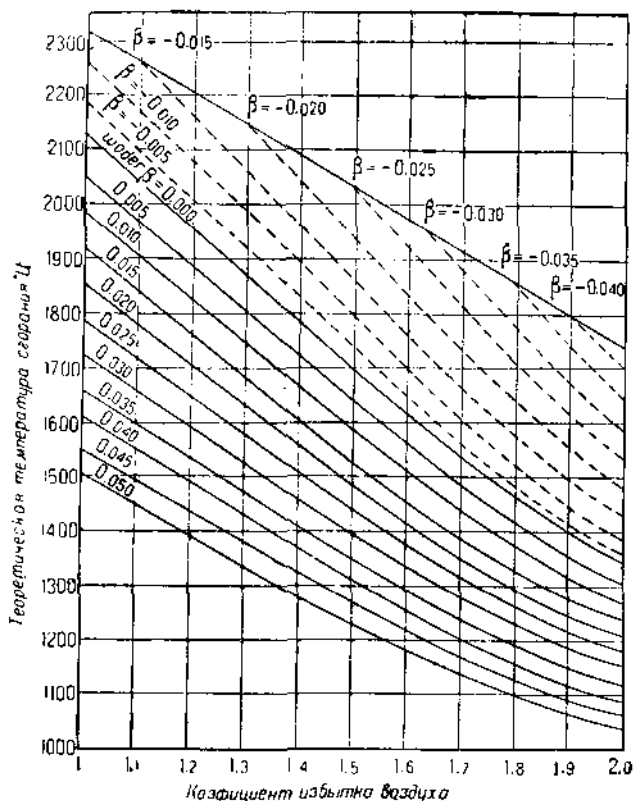
кости газов, в связи с увеличением содержания двухатомных газов, имеющих меньшую теплоемкость по сравнению с теплоемкостями CO_2 и H_2O . Впрочем эта неточность несколько компенсируется соответствующим увеличением количества дымовых газов $G_{н.с.}$, так что в общем произведение $G_{н.с.} \cdot C_{p.с.}$ меняется незначительно.

При отсутствии подогрева воздуха теоретическая температура сгорания может быть определена по фиг. 7, в зависимости от коэффициента избытка воздуха α и коэффициента

влажности топочных газов $w_2 = \frac{9H + W}{Q_n^p}$, где H — содержание

водорода в топливе, W — влага, содержащаяся в топливе и вносимая в топку с воздухом или паровым дутьем в процен-

тах от веса 1 кг топлива. Диаграмма фиг. 7 учитывает диссоциацию и изменение теплоемкости дымовых газов.



Фиг. 7. Теоретическая температура сгорания в зависимости от α и влажности дымовых газов (по П. А. Петрову).

В случае подогрева воздуха, подаваемого в топку с температурой t , следует определять по такой формуле коэффициент

$$\beta = \frac{(900 + 10\alpha)w_a - (t - 30)\alpha^2 0,0275}{900 + 0,312\alpha t},$$

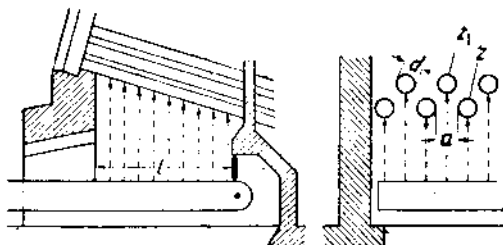
где w_g — коэффициент влажности; $w_g = \frac{9H + W}{Q_H^p}$. Определив таким образом β , при помощи фиг. 7 можно найти $t_{гор}$, пользуясь одними и теми же кривыми как для w_g , так и для β . Коэффициент β может принимать и отрицательные значения. Относящиеся в этом случае только к β кривые нанесены пунктиром.

Температура топки может быть найдена по формуле:

$$t_m = t_{гор}(1 - \sigma) \eta_m;$$

η_m — коэффициент полезного действия топки (см. стр. 58)

σ — коэффициент, учитывающий прямую отдачу топки т. е. передачу тепла лучеиспусканием.



Фиг. 8. Облучаемая поверхность водотрубных котлов:

$$F_A = l \cdot d(z + z_1) \text{ м}^2 \text{ если } d \leq a$$

$$F_A = l(d \cdot z + a z_1) \text{ м}^2 \text{ если } d > a.$$

Если обозначить через Q_A количество тепла, переданное 1 м² поверхности нагрева котла лучеиспусканием, то

$$\sigma = \frac{Q_A \cdot F_A}{B Q_H^p \cdot \eta_m},$$

где F_A — поверхность нагрева, подверженная облучению; для водотрубных котлов это будет нижняя полуповерхность первых двух рядов кипящих труб, попадающих в поле действия лучистой теплоты (фиг. 8). При нешахматном расположении труб подсчитывается полуповерхность первого ряда труб.

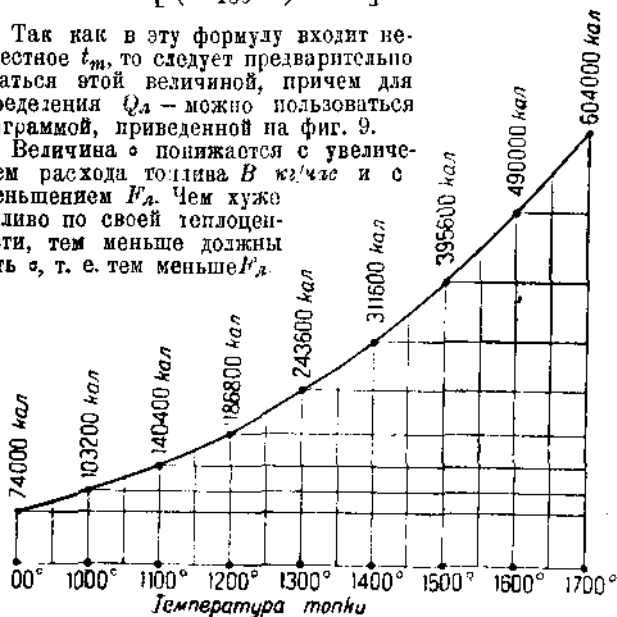
Количество тепла Q_d подсчитывается по формуле Стефана Больцманна:

$$Q_d = C \left[\left(\frac{t_m + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{cm} + 273}{100} \right)^4 \right] \approx$$

$$\approx 4 \left[\left(\frac{t_m + 273}{100} \right)^4 - 500 \right] \text{ кал/м}^2 \text{ час.}$$

Так как в эту формулу входит неизвестное t_m , то следует предварительно задаться этой величиной, причем для определения Q_d — можно пользоваться диаграммой, приведенной на фиг. 9.

Величина σ понижается с увеличением расхода топлива B кг/час и с уменьшением H_d . Чем хуже топливо по своей теплоценности, тем меньше должны быть σ , т. е. тем меньше H_d .



Фиг. 9. Лучистая теплоплота Q_d .

Колебания величины σ находятся в пределах 0—0,40 и до 0,60 при жидком и порошковом топливе. При конструировании топki величина σ должна быть подобрана таким образом, чтобы получилась нужная температура топki t_m . Средние температуры топki составляют:

Каменный уголь	1 100—1 300°
Бурый уголь	1 000—1 200°
Дрова, торф	950—1 200°
Кокс, антрацит	1 200—1 400°
Угольная пыль, мазут	1 300—1 500°

С целью повышения температуры в топке применяют уменьшение избытка воздуха, уменьшение поверхности радиации F_d , подогрев воздуха, подаваемого в топку.

Очень высокая температура разрушительно действует на обмуровку топки.

При конструировании топок следует стремиться к равномерному распределению температуры в топке, что обеспечивает полноту горения и устраняет возможность возникновения вредных механических напряжений в отдельных деталях топки.

Весьма благоприятное влияние на процесс горения оказывает достаточная высота топочного пространства, обеспечивающая длинный путь для пламени. При этом несгоревшие частицы топлива и газов успевают сгореть полностью.

Зеркало горения

Площадь зеркала горения определяется, исходя из весовых нагрузок топлива на 1 м^2 зеркала горения, называемых напряжением зеркала горения. Величины допустимых напряжений зеркала горения выработаны на основании практики эксплуатации котельных установок, никаких определенных норм в этой области не существует, так как в зависимости от топлива и топки напряженность зеркала горения может изменяться в ту или иную сторону. Вообще же напряженность зеркала горения должна быть выбрана тем большей, чем меньше теплотворная способность топлива и чем больше величина кусков.

В качестве часового расхода топлива при определении величины зеркала горения принимается расход, вычисленный по формуле (стр. 60):

$$B_u = \frac{D(i - t)}{Q^p \cdot \eta}$$

с прибавкой к нему дополнительного расхода на ухудшение работы вследствие загрязнения котла (стр. 1).

Если обозначить этот суммарный расход через $B \text{ т/час}$, площадь зеркала горения — через $R \text{ м}^2$, то напряженность зеркала горения выражается формулой:

$$\frac{B}{R} \text{ кг/м}^2 \text{ час.}$$

Применяя дутье, можно работать с более высокими напряжениями зеркала горения, однако нужно учитывать то обстоятельство, что с увеличением напряженности зеркала горения увеличивается износ колосников и потеря от меха-

Таблица 10

Напряженность зеркала горения в кг/м² час

	Нормально	Форсировка	Максимально
<i>Каменный уголь, $Q_p = 7500$ кал/кг:</i>			
на колосниковой решетке	85	100	120
„ цепной	100	120	130
<i>Каменный уголь меньшей теплотворной способности</i>	<i>Напряженность увеличивается по сравнению с вышеприведенными цифрами обратно пропорционально уменьшению теплотворной способности</i>		
<i>Каменный уголь, плавающийся:</i>			
на колосниковой решетке	70	85	100
„ цепной	80	100	125
<i>Бурый уголь, $Q_p = 1800-2500$ кал/кг</i>			
на ступенчатой решетке	100—180	200—230	240—300
<i>Подмосковный бурый уголь, по проф. Грановскому:</i>			
на колосниковой решетке с дутьем:			
орех (от 20 до 50 мм)	250—300		
мелочь (от 0 до 20 мм)	200		
на ступенчатой механической решетке Зейбота с холодным дутьем:			
орех	250—300		
мелочь	200—250		
<i>то же, с горячим дутьем ($t = 250^\circ\text{C}$):</i>			
орех	300		
мелочь	250		
<i>Топки Каблица, с холодным дутьем:</i>			
орех	250—300		
марки К (50—75 мм)	330		
<i>Торф:</i>			
на простой решетке	330—400		
в шахтной топке	300—500		
на шахтно-цепных топках	500—600		
<i>Дрова:</i>			
на простой решетке	350—500		
в шахтной топке	500—700		

Корье, $Q_H^p = 1100 - 1300$ кал/кг

на наклонных решетках 140—230

Кокс на простых решетках 70—90

Антрацит на простых решетках

с дутьем 130—150

без дутья 60—75

Каширский сланец, топка

Каблица 200—300

Веймарский сланец, топка

Каблица 180—220

нической неполноты горения. Бурый уголь, торф, корье, дрова оказывают в этом отношении наименьшее действие на колосники, поэтому и износ колосников для этих родов топлива незначителен. С другой стороны, эти топлива должны сжигаться с несильным дутьем, если только нет обильного образования летучей золы и летучего кокса.

Тощие угли, как антрацит, некоторые каменные угли и кокс, горят тяжело и плохо воспламеняются. Поэтому они сжигаются не в шахтных топках с самоподачей топлива, а в топках с забросом топлива. Напряженность зеркала горения должна быть невелика, и она может быть повышена путем применения дутья.

Влажные угли, торф, корье и дрова сжигаются в шахтных (полугазовых) топках.

Подсчет величины колосниковой решетки на чисто теоретических основаниях недопустим, так как необходимо каждый раз учитывать особенности топлива и топки.

Для сжигания B кг угля в час необходимо L м³ воздуха, который проходит через отверстия колосниковой решетки с некоторой скоростью v м/сек.

Свободное сечение колосниковой решетки:

$$F_1 = \frac{B \cdot L}{v \cdot 3600} \text{ кв. метров,}$$

причем $v = 0,75 - 1,6$ (и до 2) м/сек для естественной тяги и $v = 2 - 4$ м/сек для искусственной тяги (смотря по напряженности колосниковой решетки).

Отношение свободного сечения F_1 к общей площади колосниковой решетки F :

$$\begin{aligned} \text{для каменного угля} \dots m &= \frac{1}{4} - \frac{1}{2} \\ \text{" бурого} \dots m &= \frac{1}{5} - \frac{1}{3} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{для дров и торфа} \dots m &= \frac{1}{7} - \frac{1}{5} \\ \text{„ кокса} \dots m &= \frac{1}{3} - \frac{1}{2} \end{aligned}$$

Следовательно, площадь колосниковой решетки:

$$F = \frac{B \cdot I_r}{v \cdot 3600 m} \text{ кв. метров.}$$

Объем топочного пространства

Объем топочного пространства подсчитывается по тепловому напряжению топочного пространства:

$$\frac{Q_m \cdot B}{1000 V} \text{ тыс. кал/м}^3 \text{ час,}$$

где Q_m — количество тепла, внесенное в топку с 1 кг топлива в калориях; B — часовой расход топлива в килограммах, включая прибавку на загрязнение котла (стр. 61); V — объем топочного пространства в куб. метрах, причем под V подразумевается активный объем, заполненный газами, за вычетом мертвых углов.

Таблица 11

Тепловые напряжения топочного пространства для разных топлив

Газ	200—350	тыс. кал/м ³ час
Мазут, паровые форсунки	250—400	„ „ „
„ механич. „	300—500	„ „ „
Торф, дрова	300—400	„ „ „
Каменные угли (неспекающиеся) при 40—50 % летучих горючих веществ	230	„ „ „
Каменные угли при 40 % летучих горючих веществ	330	„ „ „
Каменные угли при 30 % летучих горючих веществ	420	„ „ „
Каменные угли при 20 % летучих горючих веществ	450	„ „ „
Антрациты и тощие угли при 3—15 % летучих горючих веществ	350—400	„ „ „
Подмосковный курной уголь	200—250	„ „ „
Сланцы	350—450	„ „ „
Фрезерный торф во взвешенном состоянии	150—200	„ „ „
Угольная пыль	160—350	„ „ „

Розин дает следующее определение понятия напряжения топочного пространства: это есть число калорий, приходящееся за час на 1 м³ топочного пространства при полном и безостаточном сгорании.

В топках для угольной пыли, газа и нефти топливо сгорает, находясь во взвешенном состоянии в топочном пространстве. В колосниковых топках в топочном пространстве происходит сгорание только летучей части топлива; твердый углерод (коксовые остатки) сгорает на решетке и не загружает своим горением топочное пространство. Поэтому чем больше количество летучих в топливе, тем больших размеров должно быть топочное пространство.

В случае, если топочное пространство выбрано недостаточных размеров, сгорание получается неполное, и возрастает потеря от химической неполноты сгорания. С другой стороны, мелкие топлива, дающие большое количество уноса (угольная пыль, антрацит, фрезерный торф, подмосковный уголь), требуют для полного сгорания этого уноса большой длины пути газов в топочном пространстве.

Розин подсчитывает тепловую нагрузку топочной камеры для угольной пыли по формуле.

$$\frac{3600 \cdot Q_n^p}{V_a \cdot z},$$

где: V_a — действительный объем дымовых газов при температуре топочного пространства в м³/кг;

z — время сгорания частицы пыли в секундах, определяемое по формуле

$$z = \frac{1000}{\left(\frac{f}{g}\right)^{1,8}},$$

где: f — поверхность пылинки в м.м²,

g — вес пылинки в мг.

На фиг. 10, построенной по данным Розина, показано изменение времени сгорания в зависимости от величины поперечника пылинки в миллиметрах.

При этом для всех видов твердого топлива нагрузка топочной камеры по Розину не должна превышать 338 тыс. кал/м³ час; в противном случае в камере получается противоавлечение, что равносильно неполному сгоранию.

Однако практика показала, что можно допускать напряжения топочного пространства до 500 тыс. кал/м³ час и в отдельных случаях до 1500 — 2000 тыс. кал/м³ час.

Д-р Г. Нетц считает, что формула Розина пригодна только для камер, имеющих форму куба. В камерах конической,

призматической или параболической формы нарастание скорости газов вызывает увеличение тепловой нагрузки по направлению к суживающейся части камеры. По Нетцу тепловое напряжение для конусообразной камеры:

$$\frac{10800 Q_n^p \cdot c}{V_d \cdot l} \text{ кал./м}^3 \text{ час.},$$

где новые обозначения:

c — скорость газов при выходе их из топочного пространства (у поверхности нагрева) в м/сек,

l — длина факела (высота топочной камеры) в м.

Для призматической формы камеры (пряма вершиной вниз, основанием вверх)

$$\frac{7200 \cdot Q_n^p \cdot c}{V_d \cdot l} \text{ кал./м}^3 \text{ час.}$$

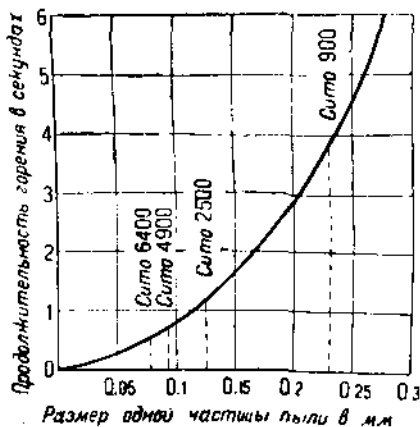
Для завершения процесса горения в пределах камеры необходимо, чтобы

$$z = \frac{l}{c} \text{ сек} \quad \text{или} \quad c = \frac{l}{z} \text{ м/сек.}$$

Получаемые по этим формулам напряжения значительно превосходят величины, получаемые по формуле Розина.

Обычно в современных котельных установках, работающих на пыли, придерживаются значений 150—250 тыс. кал./м³ час, и при воздушном охлаждении кладки топки — до 140—180 тыс. кал./м³ час.

При недостаточной высоте топки котла и высоких напряжениях топочного пространства сильно возрастают потери от уноса несгоревших частиц топлива, особенно у трудно сжигаемых топлив (например антрацит). В этом случае не рекомен-



Фиг. 10. Скорость горения угольной пыли.

дуются работать с напряжениями топочного пространства, превосходящими 130—160 тыс. кал/м³ час.

По данным Шульте при сжигании на колосниковой решетке длина пламени для тощих углей должна составлять 1,6—2,2 м для жирных углей 2,9—3,1 м, для газовых углей 3,4—3,7 м, для буроугольных брикетов 2,6—3,3 м, при тепловом напряжении топочного пространства, подсчитываемом по количеству горючих летучих, 100—200 тыс. кал/м³ час.

IX. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Следует различать проточные поверхности нагрева и циркуляционные поверхности нагрева.

При проточных поверхностях нагрева вода, пар или воздух вступают в соприкосновение с поверхностью нагрева на одном ее конце, проходят вдоль поверхности и выходят на другом ее конце. При этом однократном проходе вода, пар или воздух отнимают тепло от дымовых газов. К такому типу поверхностей нагрева относятся подогреватели питательной воды и воздуха (экономайзеры) и пароперегреватели. Вода, пар или воздух при вступлении на поверхность нагрева имеют более низкую температуру, чем в конце поверхности нагрева.

При циркуляционных поверхностях нагрева вода, соприкасаясь с поверхностью нагрева, находится в постоянном круговом движении, при этом пока она вся не испарится, она постоянно отнимает тепло от дымовых газов. Так работает поверхность нагрева парового котла. Новые количества холодной воды смешиваются с циркулирующей горячей водой. Поэтому температура содержимого котла повсюду в нем приблизительно одна и та же и равна температуре производимого котлом насыщенного пара.

Далее, следует различать теплопередачу через соприкосновение и теплопередачу через лучеиспускание.

Теплопередача через соприкосновение возникает в том случае, если горячие газы соприкасаются с поверхностью нагрева, — следовательно, она имеет место для поверхностей нагрева котлов, перегревателей и подогревателей.

Теплопередача через лучеиспускание возникает в том случае, если часть поверхности нагрева подвержена действию тепловых лучей топки. Это имеет место у всех котлов с внутренними и нижними топками, и только в выносных передних топках поверхность нагрева котла совершенно не подвергается действию излучения.

У современных котлов обычно часть тепла, развиваемого в топке при сгорании, передается поверхности нагрева излучением; остальная часть поглощается от дымовых газов при омывании ими поверхности нагрева, расположенной в газоходах котла. Шак доказал, что теплота самих газов

передается не только через соприкосновение, но также частично и через лучеиспускание, так как газы, особенно при высоких температурах, обладают собственным лучеиспусканием. Часть поверхности нагрева котла, обращенная непосредственно к топке и подверженная поэтому облучению, воспринимает лучистую теплоту топки и часть теплоты газов путем соприкосновения; остальная часть теплоты, содержащейся в дымовых газах, переходит в котел через остальную поверхность нагрева котла, а так же пароперегревателя и экономайзера. При этом происходят потери тепла через проводимость, излучение, и наконец все остальное тепло — теряется в дымовую трубу вместе с дымовыми газами, покидающими котельную установку.

Теплопередача через соприкосновение

При обычных для котельной установки условиях теплообмен между дымовыми газами и содержимым котла происходит следующим образом:

а) Некоторая часть теплоты газов переходит на внешнюю холодную стенку поверхности нагрева.

б) Это количество тепла должно пройти через толщину стенки до ее внутренней поверхности.

в) Внутренняя поверхность стенки передает теплоту воде или пару.

Количество тепла, проходящее в час через 1 м^2 поверхности нагрева и деленное на разность температур тех тел, между которыми происходит передача тепла, называется коэффициентом теплоперевода. Этот коэффициент определяется так: для газов или воздуха, движущегося со скоростью $v \text{ м/сек}$ вдоль поверхности нагрева:

$$\alpha_1 = 2 + 10 \sqrt{v} \text{ кал./м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц (для } v = 1 - 100 \text{ м/сек);}$$

для кипящей воды, смотря по скорости ее циркуляции:

$$\alpha_1 = 4000 - 6000;$$

для некипящей воды:

$$\alpha_2 = 300 + 1800 \sqrt{v} \text{ (для } v = 0,05 - 2 \text{ м/сек);}$$

для насыщенного пара:

$$\alpha_3 = \text{до } 10000.$$

Количество тепла, проходящее в час между двумя гранями куба, имеющего ребро, равное 1 м , и при разности

температур 1°Ц , называется коэффициентом теплопроводности λ . Эти коэффициенты:

Для железа	40 — 50	кал/м час $^\circ \text{Ц}$
„ котельной накипи . .	2 — 3	„ „ „ „
„ воздуха (0—100 $^\circ \text{Ц}$) . .	0,11—0,18	„ „ „ „
„ кирпича (сухого) . . .	0,35—0,45	„ „ „ „

Коэффициент теплопередачи k суммирует собой все вышеприведенные сопротивления при теплопередаче и представляет собой количество тепла, воспринимаемое водой с 1 м^2 поверхности нагрева в час при разности температур в 1°Ц :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{d}{\lambda}} \text{ кал/м}^2 \text{ } ^\circ \text{Ц час},$$

где d — толщина стенки в м.

При разности температур $t_x - t_y$ передаваемое через 1 м^2 в час количество тепла:

$$Q = k (t_x - t_y) \text{ кал/час}.$$

Если, например:

$$\alpha_1 = 20, \alpha_2 = 5000, \lambda = 50, d = 10 \text{ мм},$$

то:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{1}{5000} + \frac{0,01}{50}} = 19,84 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц}.$$

При наличии накипи $\lambda = 2,5$, и тогда:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{1}{5000} + \frac{0,01}{2,5}} = 18,45 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц}.$$

Из этого примера видно, что на величину коэффициента теплопередачи преимущественно влияние оказывает величина α_1 . Для чистых поверхностей нагрева, омываемых с одной стороны кипящей или не кипящей водой или же насыщенным паром, а с другой — горячими дымовыми газами или горячим воздухом:

$$k \approx \alpha_1.$$

На основании имеющихся в литературе сведений коэффи-

коэффициенты теплопередачи при нормальных скоростях газов 5—10 м/сек имеют следующие значения.

Котлы жаротрубные:		1-й дымоход	2-й дымоход
для тощих	топлив	15—20	} • 10—20
„ пламенных	„	20—50	
Котлы горизонтальноводотрубные		25—35	15—20
„ вертикальноводотрубные .		25—45	15—25

Нельзя забывать, что цифры эти являются лишь грубо-ориентировочными.

Теплопередача является вообще мало исследованной областью. Поэтому почти все данные, касающиеся коэффициентов теплопередачи, должны рассматриваться как весьма мало надежные.

В котлах, работающих на отходящих газах, в экономайзерах и воздухоподогревателях скорость газов v должна выбираться как можно большей, так как в этих установках теплопередача происходит при низкой температуре газов и поэтому неинтенсивно.

С увеличением скорости дымовых газов должен также увеличиваться и путь этих газов вдоль поверхности нагрева, так как в противном случае не будет достигнут желаемый результат. Увеличение скорости дымовых газов вызывает увеличение потерь тяги. В таких случаях приходится прибегать к искусственной тяге при помощи дымососа.

Следует обратить внимание на то, что скорость газов у поверхности нагрева в следствие трения меньше, чем в самом дымоходе. Поэтому коэффициент теплопередачи надо подсчитывать по несколько меньшей скорости, в результате чего теоретический коэффициент теплопередачи практически уменьшается на 20—40%.

Чем лучше распределяется поток дымовых газов по поверхности нагрева и чем больше завихрений в этом потоке, тем ближе практическая величина к теоретически вычисленной. С этой точки зрения котлы, работающие на отходящих газах печей (запечные котлы), должны выбираться такой конструкции, чтобы в них не было толстых слоев газа (как, например, у жаротрубных котлов), т. е. наиболее подходящими конструкциями будут водотрубные котлы или котлы с дымогарными трубами (локомобильные).

Формула:

$$Q = k(t_x - t_y)$$

годится как для неподвижных, так и для протекающих жидкостей и газов с постоянными температурами вдоль поверхности нагрева. Но в экономайзерах и пароперегревателях вследствие теплообмена температура воды или пара изменяется.

В таком случае:

$$Q = k \frac{(t_n - t_1) - (t_n - t_2)}{\ln \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2}} \text{ кал/м}^2 \text{ час,}$$

или менее точно:

$$Q = k \left(\frac{t_n + t_n}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} \right) \text{ кал/м}^2 \text{ час.}$$

Этими формулами пользуются при расчете поверхностей нагрева пароперегревателей и экономайзеров.

Обозначения в формулах:

t_n — начальная температура газов;

t_n — конечная

t_1 — начальная " " воды или пара;

t_2 — конечная " " " " "

Теплопередача через лучеиспускание в тонке

Количество тепла, передаваемое в час 1 м² поверхности нагрева посредством лучеиспускания, составляет по Стефан-Больцманну:

$$Q = 4 \left[\left(\frac{t_m + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{cm} + 273}{100} \right)^4 \right] \text{ кал/м}^2 \text{ час.}$$

Здесь 4 есть коэффициент излучения раскаленного угля и стенок, t_m — температура топочного пространства, t_{cm} — температура поверхности нагрева, при чистой стенке котла приблизительно равная температуре воды в котле или средней температуре пара (если речь идет о пароперегревателях, помещаемых в тонке).

Это количество тепла воспринимает непосредственно облучаемая поверхность нагрева (поверхность радиации).

Часто в расчетах эту поверхность нагрева подсчитывают как вертикальную проекцию на поверхность колосниковой решетки. Жаротрубный котел с горизонтальной колосниковой решеткой имеет поверхность радиации, равную площади колосниковой решетки. Водотрубный котел с цепной решеткой имеет следующие поверхности радиации (фиг. 8):

$$F_A = l \cdot d (z + z_1) \text{ кв. метров, если } d \leq a;$$

$$F_A = l (dz + az_1) \text{ кв. метров, " } d > a.$$

Значения размеров l , d и a понятны из фиг. 8; z — число труб в первом нижнем ряду, z_1 — число труб во втором ряду при шахматном расположении труб. Соответствующим обра-

зом определяется поверхность радиации и для других конструкций котлов.

Существует более точный способ Каммерера-Вебера для определения поверхности радиации (Гребер, „Введение в теорию теплопередачи“).

Приведенная здесь формула применяется для определения температуры в точке t_m (стр. 68).

Теплопередача через лучеиспускание и соприкосновение

Общее количество тепла, воспринимаемое всей поверхностью нагрева в час, составляет:

$$Q = F' \cdot k \frac{(t_m - t_1) - (t_y - t_2)}{\ln \frac{t_m - t_1}{t_y - t_2}} + \\ + F_n \cdot 4 \left[\left(\frac{t_m + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_1 + 273}{100} \right)^4 \right] \text{ кал/час,}$$

где t_y — температура уходящих газов за котлом;

t_m — температура в точке.

Так как для котлов $t_1 = t_2 = t$ (температура насыщенного пара), то:

$$Q = F' k \frac{t_m - t_y}{\ln \frac{t_m - t}{t_y - t}} + \\ + F_n 4 \left[\left(\frac{t_m + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t + 273}{4} \right)^4 \right] \text{ кал/час.}$$

Этой формулой пользуются при расчете поверхности нагрева котла (стр. 86).

X. ПОВЕРХНОСТЬ НАГРЕВА КОТЛА

Напряженность поверхности нагрева

Величина поверхности нагрева обычно определяется по опытным данным. При этом руководствуются удельными нагрузками котла, т. е. количеством пара, снимаемым в час с 1 м² поверхности нагрева, называемым напряжением поверхности нагрева. Величина этого напряжения зависит от конструкции котла, мощности топки, давления пара в котле и других условий, влияющих на теплопередачу. В самом котле сьем пара распределяется неравномерно: непосредственно облучаемые поверхности нагрева работают с большим паронапряжением; поверхности же, расположенные в газоходах котла, работают с напряжением, в два-три раза меньшим. Поэтому напряже-

ние поверхности нагрева является условной расчетной величиной, при выборе которой нужно учитывать все особенности конструкции и работы котла. Приводимые в табл. 12 цифры (по Нуберу) являются грубо ориентировочными.

Котлы, отапливаемые угольной пылью, газом или мазутом, работают с максимальными напряжениями поверхности нагрева. Приведенные в табл. 12 цифры никоим образом не являются наивысшим пределом. Повышая температуру уходящих газов, можно легко поднять нагрузку еще выше, если только это позволит сделать мощность топок.

Нижеприведенные цифры для часовой паропроизводительности 1 м^3 поверхности нагрева являются средними величинами для всего котла. Напряженность поверхности нагрева неодинакова во всех частях котла, потому что теплопередача в котле зависит от перепада температур между газами и водой и в особенности потому, что поверхность радиации воспринимает не только теплоту соприкосновения, но также и лучистую теплоту. Поэтому получается то, что первая часть поверхности нагрева работает со значительно большими напряжениями паросъема, чем последние части. Конструкция котла должна по возможности выравнивать эту неравномерность съема пара, а для этого следует стремиться к соблюдению следующих условий:

Начало поверхности нагрева (большой перепад температуры):

незначительная скорость газов	} с целью понижения теплопередачи.
грубое распределение газов	
(толстым слоем)	

Конец поверхности нагрева (незначительный перепад температуры):

большая скорость газов	} с целью повышения теплопередачи.
тонкое распределение газов	

Далее, следует обращать внимание на правильный выбор размеров поверхности радиации.

Разница в напряжениях передней и задней частей поверхности нагрева может быть показана на следующем примере.

Водотрубный котел поверхностью нагрева 385 м^2 имеет поверхность радиации $F_R = 10 \text{ м}^2$. Паропроизводительность котла $D = 10\,000 \text{ кг/час}$. Давление 15 атм . Температура питательной воды $t_s = 100^\circ \text{ Ц}$. Часовое количество тепла, воспринимаемое водой в котле:

$$Q = D(i - t_s) = 10\,000(665,3 - 100) = 5\,653\,000 \text{ кал/кг.}$$

Температура топка $t_m = 1\,145^\circ \text{ Ц}$.

Таблица 12

Напряженность поверхности нагрева в $\text{ккал}/\text{м}^2 \text{ час}$

	Нормально	Форсированно	Максимально
Жаротрубные котлы с одной трубой:			
каменный уголь на простой решетке	16	20	15
бурый уголь на ступенчатой решетке	22	27	30
Жаротрубные котлы с двумя трубами:			
каменный уголь на простой решетке	18	22	25
бурый уголь на ступенчатой решетке	25	30	35
Жаротрубные котлы с тремя трубами:			
каменный уголь на простой решетке	20	24	26
бурый уголь на ступенчатой решетке	25	30	35
Горизонтальноводотрубные котлы:			
простая колосниковая решетка	18	23	27
цепная решетка (нормальные котлы)	25	30	35
" " (котлы высокой мощности)	35—40	45	50
ступенчатая решетка для бурого угля	30	35	40
Вертикальноводотрубные котлы:			
простая колосниковая решетка	18	23	27
цепная решетка (нормальные котлы)	25	30	35
" " (котлы высокой мощности)	35—40	45—50	55—60
ступенчатая решетка для бурого угля	30	35	40
Горизонтальноводотрубные котлы с большим водяным объемом (котлы Мак-Николя):			
простая колосниковая решетка	18	23	27
цепная решетка	22	28	33
ступенчатая решетка для бурого угля	22	25	28
Комбинированные котлы (с жаровой трубой и дымогарными трубками):			
простая решетка	12	15	18
ступенчатая " (бурый уголь)	15	18	22
Цилиндрические котлы:			
простая решетка	12	18	22
цепная "	16	22	26
Локомотивные котлы	18	23	28
Паровозные котлы	40	50	60
Вертикальные (стоячие) котлы	12	14	18

Поэтому излучаемое количество тепла:

$$S = 4 \left[\left(\frac{1\,145 + 273}{100} \right)^4 - 500 \right] 10 = 1\,592\,000 \text{ кал/час.}$$

Следовательно, соприкосновением горячих газов с поверхностью нагрева передается:

$$5\,653\,000 - 1\,502\,000 = 4\,051\,000 \text{ кал/час.}$$

Поверхность радиации $F_{\text{л}} = 10 \text{ м}^2$ вычислена как проекция действительной поверхности облучаемой из топки, равной 38 м^2 . Эта поверхность в 38 м^2 представляет собой поверхность первых двух нижних рядов труб в котле нормальной конструкции. Лучистую теплогу будут воспринимать только нижние полуповерхности труб, обращенные к топке, следовательно, в сумме равные $38:2 = 19 \text{ м}^2$.

Считая, что:

температура воды в котле $t = 200^\circ \text{ Ц}$,

коэффициент теплопередачи $k = 23 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{ Ц}$,

часовой расход топлива $B = 1\,050 \text{ кг/час}$,

объем дымовых газов $G = 14 \text{ нм}^3/\text{кг}$,

теплосмкость дымовых газов $C_p = 0,36 \text{ кал/нм}^3 ^\circ \text{ Ц}$,

получим температуру газов после первых двух рядов труб:

$$t_x = t + (t_m - t) e^{-\frac{F_x \cdot k}{G \cdot C_p \cdot B}} = 200 + \\ + (1\,145 - 200) \cdot 2,718^{-\frac{38 \cdot 23}{14 \cdot 0,36 \cdot 1\,050}} = 1\,003^\circ \text{ Ц}.$$

Теплота соприкосновения, воспринимаемая первыми 38 м^2 поверхности нагрева:

$$Q = F_x \cdot k \frac{(t_m - t) - (t_x - t)}{\ln \frac{t_m - t}{t_x - t}} = \\ = 38 \cdot 23 \frac{(1\,145 - 200) - (1\,003 - 200)}{\ln \frac{1\,145 - 200}{1\,003 - 200}} = 770\,000 \text{ кал/час.}$$

Таким образом общее количество тепла, воспринимаемое 38 м^2 :

$$1\,592\,000 + 770\,000 = 2\,362\,000 \text{ кал/час.}$$

При теплоте парообразования для 15 атм $r = 461,2$ кал/кг, часовое количество пара, испаряемое этой частью поверхности нагрева:

$$\frac{2\,362\,000}{461,2} = 5\,120 \text{ кг пара в час,}$$

т. е. кругло 50% от производимого количества пара.

Напряженность поверхности нагрева для 38 м²:

$$\frac{5\,120}{38} = 135 \text{ кг/м}^2 \text{ час,}$$

или правильнее считать для 19 м²:

$$\frac{1\,592\,000 + 385\,000}{461,2 \cdot 19} = 225 \text{ кг/м}^2 \text{ час,}$$

так как нижняя полуповерхность первых двух рядов труб, составляющих 19 м², воспринимает всю теплоту излучения и половину вычисленной выше теплоты соприкосновения. Между тем, средняя напряженность поверхности нагрева для данного котла равна

$$\frac{10\,000}{385} = 26 \text{ кг/м}^2 \text{ час.}$$

Этот пример показывает, что радиационные (так называемые экранные) котлы, т. е. котлы, имеющие преимущественно радиационную поверхность нагрева, нагрузка которых составляет 100—200 кг/м² час, в действительности не дают напряженностей больших, чем максимальные местные напряженности в нормальных котлах.

Выбор системы котла

В настоящее время для крупных котельных установок применяются почти исключительно горизонтальноводотрубные и вертикальноводотрубные котлы. Основания для этого следующие:

Наименьшие первоначальные затраты при высоких давлениях, ставших ныне обычными.

Незначительная потребность в площади.

Возможность получения большой производительности в одной единице.

Меньшие эксплуатационные расходы, чем у других конструкций котлов, так как могут быть установлены полностью механизированные топки (например цепные решетки).

Возможность осуществить удобное золоудаление во время работы установки.

Для топлив с большим выходом летучих и влажных топлив следует выбирать конструкции котлов, которые дали бы возможность сделать большое топочное пространство, т. е. вертикальноводотрубные котлы. Эта же конструкция котлов наиболее пригодна для пылевидного топлива.

Тощие топлива (антрацит) могут хорошо сжигаться в жаротрубных и локомотивных котлах.

Для топлив, которые дают большое количество летучей золы (подмосковный уголь, фрезторф), засоряющей поверхность нагрева, следует выбирать такие конструкции котлов, которые допускали бы удобную очистку внешней поверхности котла.

Для жесткой воды, выделяющей большое количество накипи, выбирают преимущественно жаротрубные котлы с хорошо доступной внутренней поверхностью. И, в установке водотрубных котлов в этих случаях приходится применить химическую очистку воды.

При сильно колеблющейся нагрузке ставят котлы с большим водяным объемом — жаротрубные, комбинированные, камерные. Однако при наличии автоматического регулирования водотрубные котлы со сравнительно небольшим водяным объемом вполне могут покрывать довольно значительные минутные колебания нагрузки.

При частых перерывах работы котлов устанавливают котлы с малым водяным объемом.

Для маленьких установок, с поверхностью нагрева меньше 100 м², обычно устанавливают жаротрубные котлы.

Таблица 13

Нормальные размеры поверхности
нагрева (в м²)

Жаротрубные котлы с одной трубой . . .	20—	60
„ „ „ двумя трубами . . .	50—	140
„ „ „ тремя „ . . .	140—	250
Комбинированные котлы	100—	400
Горизонтальноводотрубные котлы	100—	1 500
Вертикальноводотрубные „	200—	2 500
Двухкамерные котлы (Мак-Николя)	100—	400
Батарейные котлы	25—	200
Вертикальные котлы	5—	50
Котлы с дымогарными трубками	20—	300
Локомотивные котлы	10—	120

В настоящее время существуют котлы поверхностью нагрева до 5 000 м², работающие на пылевидном топливе (САСП). Для горизонтально- и вертикальноводотрубных котлов, работающих с цепными решетками, не рекомендуется превы-

шать 1200 м² в одном агрегате. Для котлов такого размера приходится устанавливать толку, разделенную на две части. Большие же котлы требуют целную решетку, состоящую из трех частей, а такая цепная решетка имеет тот недостаток, что ее средняя часть мало доступна с боков. Делать же решетку шириной свыше 4 м не рекомендуется.

Расчет поверхности нагрева

Теоретический расчет поверхности нагрева котла производится при помощи формулы (см. стр. 80):

$$Q = F \cdot k \frac{t_m - t_y}{\ln \frac{t_m - t}{t_y - t}} + F_A \cdot 4 \left[\left(\frac{t_m + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t + 273}{100} \right)^4 \right] \text{ кал/час.}$$

Нужно, впрочем, заранее оговориться, что теоретический расчет никогда не даст безусловно точного и безупречного результата. Поэтому обычно в заводских условиях при проектировке котлов руководствуются опытными данными.

Если обозначить:

B — количество топлива в кг или м³/час;

G — количество дымовых газов в м³ на 1 кг или 1 м³ топлива;

C_p — среднюю теплоемкость этих газов в кал/м³°Ц;

D — паропроизводительность котла в кг/час;

i — теплосодержание 1 кг пара в кал/кг;

t_2 — температуру питательной воды перед котлом в °Ц, то получим:

$$Q = D(i - t_2) \text{ кал/час.}$$

Так как величина поверхности радиации F_A обычно может быть приближенно определена, заранее исходя из конструктивных размеров котла и топки, то, решая совместно это уравнение с вышеприведенным, можно найти F — полную поверхность нагрева котла (обогреваемую через соприкосновение).

Чаще всего поверхность нагрева, обогреваемую газами, разбивают на две части: до и после пароперегревателя, т. е.

$$F = F_1 + F_2$$

Пусть температура дымовых газов у входа их в пароперегреватель равна t_n , у выхода из пароперегревателя — t_k .

Тогда теплота, передаваемая соприкосновением, будет равна

$$B \cdot G \cdot C_p (t_m - t_n) = F_1 k_1 \frac{t_m - t_n}{\ln \frac{t_m - t}{t_n - t}}$$

По формуле Редтенбахера:

$$F_1 = \frac{B \cdot G \cdot C_{p1}}{k_1} \cdot \ln \frac{t_m - t}{t_n - t} \text{ кв. метров.}$$

Аналогично, поверхность нагрева после пароперегрева-
теля:

$$F_2 = \frac{B \cdot G \cdot C_{p2}}{k_1} \cdot \ln \frac{t_k - t}{t_y - t} \text{ кв. метров.}$$

Здесь k_1 — коэффициент теплопередачи в первой части поверхности нагрева, k_2 — во второй части, причем $k_2 < k_1$ (стр. 78). Теплоемкости C_{p1} и C_{p2} зависят от температур и $C_{p2} < C_{p1}$ (см. стр. 50).

Количество дымовых газов увеличивается по мере прохождения их по дымоходам котельной установки, так как происходит присос воздуха через неплотности обмуровки и различные отверстия в ней (люки, гляделки и т. п.).

Присос воздуха вызывает увеличение избытка воздуха в дымовых газах и понижение их температуры, что ухудшает теплопередачу.

Если обозначить:

α_m —	коэффициент избытка воздуха в топке,
α_k —	" " " за котлом,
$\alpha_{\theta'}$ —	" " " до экономайзера,
$\alpha_{\theta''}$ —	" " " за экономайзером,

то по данным проф. Кирша получим следующие приблизительные соотношения:

$$\begin{aligned}\alpha_k &= \alpha_m + (0,05 - 0,2); \\ \alpha_{\theta'} &= \alpha_m + (0,05 - 0,5).\end{aligned}$$

В случае отсутствия промежуточного боров и заслонки между котлом и экономайзером:

$$\alpha_{\theta''} = \alpha_m + (0,10 - 0,70).$$

Присос увеличивается или уменьшается при соответственном увеличении или уменьшении нагрузки.

При значительном присосе приходится учитывать его, определяя поверхность нагрева. Тогда, например, для опре-

деления поверхности нагрева после пароперегревателя получится следующее уравнение:

$$B[G \cdot C_{p'2} \cdot t_k + (\alpha_k - \alpha_m) 0,31 L_m t_k] = B[G + (\alpha_k - \alpha_m) L_m] C_{p''2} t_y = F_2 k_2 \cdot \frac{t_k - t_y}{\ln \frac{t_k - t}{t_y - t}}.$$

Второй член в левой части этого уравнения учитывает количество тепла, внесенное с присосанным воздухом, причем L_m — теоретическое количество воздуха в $\text{м}^3/\text{кг}$; t_k — его температура в $^{\circ}\text{Ц}$; 0,31 — теплоемкость в $\text{кал}/\text{м}^3 \text{ } ^{\circ}\text{Ц}$.

Предполагается, что присос воздуха до пароперегревателя отсутствует или ничтожен; поэтому избыток воздуха перед и после пароперегревателя равен избытку воздуха в топке.

Как видно из вышеприведенных формул, поверхность нагрева котла F' тем меньше, чем меньше G и t_m , а это означает, что нужно стремиться к работе с возможно наименьшими избытками воздуха и понижать температуру точки π и помощи большой радиационной поверхности нагрева.

Подставляя формулу для F' , получим температуру уходящих газов:

$$t_y = t + (t_m - t) e^{-\frac{F \cdot k}{G \cdot C_p \cdot B}}.$$

Вобщем же, желая определить температуру дымовых газов после того, как они уже прошли вдоль $F' \text{ м}^2$ поверхности нагрева, нужно воспользоваться формулой:

$$t_x = t + (t_m - t) e^{-\frac{F \cdot k}{G \cdot C_p \cdot B}}.$$

— основание натуральных логарифмов, равно 2,71828:

$$\ln e^{\pm n} = \pm n.$$

Эта формула может служить для определения температуры газов, например перед пароперегревателем.

Не нужно забывать, что принимаемый во всех этих формулах постоянным коэффициент теплопередачи на самом деле является величиной переменной, различной для разных мест поверхности нагрева и уменьшающийся по мере уменьшения температуры газов, омывающих котел. Это обстоятельство следует всегда учитывать при выборе величины k , дабы избежать крупных ошибок при расчете.

Для котлов, использующих теплоту уходящих газов печей теоретический расчет имеет большое значение, так как производственные условия в таких установках могут значить для

разниться; поэтому установить какие-либо опытные нормы, как для обычных котлов, здесь не представляется возможным.

Для этих установок расчет производится по тем же формулам, только вместо BG подставляется объем имеющихся в распоряжении уходящих газов, пропускаемых через котел. Далее, более точно определяется теплоемкость C_p , потому что, смотря по роду уходящих газов, величина ее может значительно отличаться от обычных средних значений.

В случае низкой температуры используемых газов можно повысить коэффициент теплопередачи k , увеличив скорость газов при помощи соответствующего тягового устройства (см. пример на стр. 150).

ХІ. ПОВЕРХНОСТЬ НАГРЕВА ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Пароперегреватели бывают: обогреваемые дымовыми газами — дымоходные; имеющие отдельную топку — центральные и расположенные в топке котла — радиационные. Иногда комбинируют дымоходные пароперегреватели с радиационными, причем пар поступает сначала в дымоходный пароперегреватель, а затем — в радиационный. Делается это с целью устранения колебаний температуры перегретого пара, так как во время перегрузки котла количество передаваемой лучистой теплоты уменьшается, а количество теплоты газов увеличивается, во время же недогрузки — наоборот: увеличивается передача тепла лучеиспусканием и уменьшается соприкосновением. Центральные пароперегреватели применяются редко.

Дымоходные пароперегреватели

Обозначив:

x — степень сухости пара в кал/кг;

r — скрытая теплота парообразования в кал/кг;

D — количество пара в кг, подлежащее перегреву;

i_2 — теплосодержание перегретого пара в кал/кг;

i_1 — теплосодержание сухого насыщенного пара в кал/кг;
получим теплоту перегрева:

$$Q = D [(i_2 - i_1) + (1 - x) r] \text{ калорий.}$$

i_1 и r берутся из таблицы насыщенного пара, i_2 — по i_s -диаграмме Молье или из таблицы III (в конце книги).

Далее:

$$Q = F \cdot k \left(\frac{t_n + t_k}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} \right) \text{ калорий.}$$

Отсюда получается величина поверхности нагрева пароперегревателя:

$$F = \frac{D [(i_2 - i_1) + (1 - x) r]}{k \left(\frac{t_n + t_k}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} \right)} \text{ кв. метров,}$$

причем t_n — температура газов перед пароперегревателем;

t_k — " " за
 t_1 — " " насыщенного пара;
 t_2 — " " перегретого;
 k — коэффициент теплопередачи.

t_n определяется по формуле (стр. 88):

$$t_n = t_1 + (t_m - t_1) e^{-\frac{F_1 k}{G \cdot C_p \cdot B}}$$

где F_1 — поверхность нагрева котла, расположенная до пароперегревателя.

t_k определяется из уравнения:

$$Q = B \cdot G \cdot C_p (t_n - t_k).$$

Откуда:

$$t_k = t_n - \frac{Q}{B \cdot G \cdot C_p},$$

или же

$$t_k = t_n - \frac{D [(i_2 - i_1) + (1 - x) r]}{B \cdot G \cdot C_p}.$$

Если через пароперегреватель проходят не все дымовые газы, а только некоторая $\frac{1}{n}$ часть их, то для определения t_k пользуются уравнением:

$$Q = \frac{1}{n} B \cdot G \cdot C_p (t_n - t_k).$$

Коэффициент теплопередачи k зависит от скорости пара, от влагосодержания пара, от нагрузки котла, от протекания процесса горения и количества газов и т. д. Эти зависимости не поддаются математическому учету, и поэтому приходится довольствоваться значениями, даваемыми практикой работы перегревателей.

Нагрузка котла = 10 15 20 25 30 35 кг/м³ час,

$$k = 15 \quad 19 \quad 21 \quad 23 \quad 25 \quad 27 \text{ кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{Ц.}$$

Степень сухости пара x также не может быть точно учтена. Приближенные практические значения:

у котлов с большим водяным объемом $x = 0,98 - 0,97$,

у водотрубных котлов $x = 0,96 - 0,95$.

Эти значения во многих случаях могут быть перейдены как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения.

Обычные значения поверхности нагрева пароперегревателей, выраженные в процентах от поверхности нагрева котла, таковы:

Таблица 14

Система котла	Нагрузка ка в кг/м ² час	Температура пара			
		300	325°	350°	375°
Жаротрубные	18—25	35%		40%	45%
Водотрубные	18—25	30%		33%	35%
„	28—35	28 „		30%	33%

Эти цифры относятся к котлам нормальных конструкций и тоже далеко не всегда наблюдаются в действительности.

Особенно значительные отклонения встречаются при вертикально-водотрубных котлах, в которых поверхности нагрева пароперегревателей получают меньше, так как пароперегреватели обычно располагаются в области высоких температур. Нужно обратить внимание на то, что при топках, работающих с малыми избытками воздуха, поверхность нагрева пароперегревателя должна быть относительно большой так как с уменьшением избытка воздуха уменьшастся количество дымовых газов.

Пароперегреватель лучше всего устанавливать в таком месте котла, где температура дымовых газов не превышает 750—800°С. При более высокой температуре возможен перегрет трубок пароперегревателя.

При высоких температурах дымовых газов пароперегреватели работают по прямоточному принципу, т. е. пар внутри пароперегревателя и дымовые газы снаружи идут в одном направлении. Это значит, что насыщенный пар входит в пароперегреватель там, где пароперегреватель соприкасается с наиболее горячими газами, для того чтобы это наиболее опасное в отношении перегрева место пароперегревателя охладилось наиболее интенсивно.

Если же пароперегреватель работает по принципу противотока, т. е. пар и дымовые газы, омывая перегреватель, идут в противоположных направлениях, то распределение

перепада температур получается наиболее благоприятное, и соответственно увеличивается производительность пароперегревателя.

Регулирование температуры пара происходит посредством смешивания перегретого пара с насыщенным, путем регулирования количества дымовых газов, протекающих через пароперегреватель, или посредством охлаждения перегретого пара.

В первом случае устанавливается паросмесительный вентиль. Во втором случае перед пароперегревателем устанавливается заслонка, дающая возможность пропускать через пароперегреватель большую или меньшую часть дымовых газов. В третьем случае охлаждение перегретого пара осуществляется в специальной системе труб, омываемых снаружи перегретым паром, а изнутри — насыщенным или же питательной водой. Этот последний способ регулирования следует признать наиболее экономичным и целесообразным.

Существует еще один способ регулирования температуры перегрева — это когда охлаждается насыщенный пар до впуска его в пароперегреватель путем передачи его тепла питательной воде. В этом случае в пароперегреватель вступает очень влажный пар, и пароперегреватель работает отчасти и как испаритель, что вряд ли может быть признано целесообразным.

Наконец, с целью регулирования температуры пара применяется комбинированное включение дымоходного и радиационного пароперегревателей, как об этом говорилось выше.

Существуют автоматические регуляторы перегрева, работающие на основании вышеописанных методов регулирования температуры. В лучших случаях (постоянная нагрузка) можно совсем отказаться от регулирования перегрева.

Скорость пара в пароперегревателе не должна быть слишком низкой, так как при малых скоростях трубки пароперегревателя охлаждаются неинтенсивно, и производительность пароперегревателя падает. При очень больших скоростях получают недопустимо большие падения давления пара в пароперегревателе.

Падение давления в пароперегревателе не должно превышать 0,3 ат для давлений пара свыше 10 ат и 0,25 ат для давлений ниже 10 ат. Падение давления в пароперегревателе может быть найдено по формуле Эберле:

$$\Delta p = \frac{10,5}{10^8} \gamma w^2 \frac{l}{d},$$

где γ — удельный вес пара при средней температуре в пароперегревателе $\frac{t_1 + t_2}{2}$ (см. стр. 18);

l — длина пути, проходимого паром в m , причем длину каждой полуокружности загиба следует удваивать, учитывая увеличение падения давления при поворотах;

d — диаметр трубы в свету в m ;

w — средняя скорость пара в пароперегревателе в $m/сек$.

Из этой формулы следует:

$$w = 309 \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma} \cdot \frac{d}{l}}.$$

Средняя скорость в пароперегревателе обычно бывает в пределах

$$w = 18—23 \text{ м/сек.}$$

Ее можно подсчитать по формуле:

$$w = \frac{D \cdot v}{3600 \cdot f}$$

где v — удельный объем пара (стр. 18) в пароперегревателе при средней температуре $\frac{t_1 + t_2}{2}$; f — поперечное свободное сечение всех параллельно включенных труб пароперегревателя в m^2 ;

D — паропроизводительность пароперегревателя в $кг/час$.

Выбрав предварительно диаметр труб, можно определить из этой формулы f и найти число труб.

Скорость насыщенного пара в трубе, соединяющей пароперегреватель с котлом, не должна превышать 15 м/сек , в противном случае вместе с паром из котла будет увлекаться большое количество воды.

Центральные пароперегреватели

Такие пароперегреватели, со своей топкой, устанавливаются при введении перегрева пара в старых котельных установках, где почему-либо нельзя расположить пароперегреватель в дымоходах котла. Эти пароперегреватели быстро изнашиваются, так как работают при очень высоких температурах, и кроме того они неэкономично используют теплоту сгорания топлива. Поэтому устанавливают их только в случае особой необходимости.

Топка устраивается таким образом, чтобы пароперегреватель не подвергался непосредственному воздействию излучения. Температура топки должна быть возможно более низкой. Дымовые газы при соприкосновении с поверхностью нагрева пароперегревателя должны иметь температуру не выше $900^\circ C$.

Если не удастся понижать температуру газов путем соответствующего регулирования процесса горения, то приходится смешивать дымовые газы, перед всгуплением их на пароперегреватель, с холодным воздухом.

Рекомендуется с целью понижения температуры дымовых газов пропускать их, до соприкосновения с перегревателем, через небольшой котел. В этом случае пароперегреватель работает экономичнее и, кроме того, лучше защищен от зоны горения в топке.

Поверхность нагрева определяется по обычным формулам.

Температура уходящих газов должна быть не ниже $350-400^{\circ}\text{C}$, так как иначе получаются слишком большие поверхности нагрева. Конечно, коэффициент полезного действия получается при этом низкий.

Коэффициент полезного действия:

$$\eta = \frac{D [(i_2 - i_1) + (1 - x) r]}{B \cdot Q_p^p} \approx 0,50 - 0,60.$$

Коэффициент теплопередачи $k = 26-28 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^{\circ}\text{C}$.

Скорость пара, с целью достижения хорошего охлаждения труб, должна составлять $30-35 \text{ м/сек}$. Поэтому обычно первая треть поверхности нагрева включается на прямоток, а остальные две трети для создания равномерного перепада температуры — на противоток.

Радиационные пароперегреватели

Радиационные пароперегреватели имеют сравнительно небольшую поверхность нагрева, так как работают они в области высоких температур; зато они очень быстро изнашиваются и с целью удлинения срока эксплуатации должны делаться из особой высококачественной стали. Устанавливаются эти пароперегреватели обычно у задней стенки топочной камеры.

Расчет поверхности нагрева радиационного пароперегревателя производится по формуле:

$$F_p = \frac{D [(i_2 - i_1) + (1 - x) r]}{4 \left[\left(\frac{t_m + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t + 273}{100} \right)^4 \right]} \text{ кв. метров,}$$

причем $t = \frac{t_1 + t_2}{2}$.

По данным Мюнцингера теплопереход у радиационных пароперегревателей, установленных в САСШ, составляет от 90 тыс. до 130 тыс. $\text{кал/м}^2 \text{ час}$.

В некоторых случаях пароперегреватели устанавливаются непосредственно за экранными трубами для защиты последних от пережога.

ХП. ВОДЯНЫЕ И ВОЗДУШНЫЕ ЭКОНОМАЙЗЕРЫ

Водяные экономайзеры

Водяные экономайзеры, или подогреватели питательной воды являются превосходным средством для повышения экономичности котельной установки. Они используют для подогрева питательной воды теплоту, заключающуюся в уходящих из котла дымовых газах, которая вследствие низкой температуры этих газов не может быть воспринята самим котлом. Теплоспринимающая способность котла зависит от температурного перепада между дымовыми газами и водой в котле, который, как это определено из практики, должен быть не ниже $100-150^{\circ}\text{C}$; при более низком перепаде поверхность нагрева котла получается неэкономично большой и котел становится дорогим. Поэтому, если, например, температура питательной воды в котле равна 200°C , то температура уходящих дымовых газов должна разниться $300-350^{\circ}\text{C}$. Если же поставить за котлом экономайзер, то температура уходящих дымовых газов может быть снижена до $130-180^{\circ}\text{C}$, предполагая, что питательная вода при своем поступлении в экономайзер имеет 30°C и что она поступает в экономайзер в том месте, где его покидают дымовые газы. Поэтому количество тепла, отнимаемое экономайзером от дымовых газов, весьма значительно, соответственно этому получается большая экономия топлива, в пределах $8-15\%$.

Современные котельные установки всегда снабжаются водяными экономайзерами, за исключением тех случаев, когда подогрев питательной воды осуществляется по регенеративному способу или другим каким-либо образом, а теплота уходящих газов утилизируется в воздухоподогревателях для подогрева воздуха, подаваемого в топку котла, или же для других, не связанных с котельной установкой целей (например для сушки). Выгода применения экономайзера заключается еще и в том, что при подогреве в нем воды происходит осаждение в виде шлама различных примесей, способствующих образованию накипи в котле.

При естественной тяге температура дымовых газов, покидающих котельную установку, должна быть не ниже $170-180^{\circ}\text{C}$; в противном случае для достижения необходимой силы тяги пришлось бы сооружать слишком высокую дымовую трубу. При наличии искусственной тяги температура уходящих дымовых газов может понижаться до 130°C . При этом поверхность нагрева экономайзера получается очень большой,

и расход по приобретению экономайзера и его эксплуатации становится весьма значительным. Поэтому всегда необходимо производить экономический подсчет — до каких пределов выгодно понижать температуру уходящих газов (см. стр. 142); ибо может оказаться, что полученная таким путем экономия в топливе не окупает расходов по эксплуатации поверхности нагрева экономайзера. В некоторых случаях при очень дешевом топливе расчет может показать, что установка экономайзера вообще невыгодна.

При экономическом подсчете следует обратить внимание на то, что наличие дымососов увеличивает стоимость эксплуатации котельной установки. А чем больше поверхность нагрева экономайзера, тем больше потеря тяги в нем и, следовательно, тем больше расход энергии на дымососы. Этот расход энергии может быть выражен эквивалентным увеличением количества топлива (см. стр. 145).

1. Конструкции экономайзеров

Экономайзеры бывают чугунные и железные. Чугунные экономайзеры подразделяются на гладкотрубные и ребристые с круглыми или квадратными ребрами. Железные экономайзеры делаются всегда гладкотрубными.

Гладкотрубные экономайзеры обычно снабжаются наружным скребковым устройством с механическим, постоянно работающим приводом для очистки их внешней поверхности от летучей золы и сажи. Очистка ребристых экономайзеров осуществляется посредством обдувки их паром. С наличием этих очистительных устройств связан присос воздуха: в гладкотрубных экономайзерах засос воздуха происходит в отверстия, через которые проходят цепи скребкового аппарата, а в ребристых — через автоматически закрывающиеся лючки обдувки. Особенно значителен присос воздуха в гладкотрубных экономайзерах, и так как засасываемый воздух охлаждает дымовые газы, то расчетная температура уходящих газов всегда бывает несколько выше, чем действительная (на 10—20°).

Коэффициент теплопередачи k_a зависит от чистоты внешней и внутренней поверхностей экономайзера, от скорости газов и от средней разности температур между газом и водой. У гладкотрубных экономайзеров k_a зависит также и от направления движения газов (перпендикулярно и параллельно трубам).

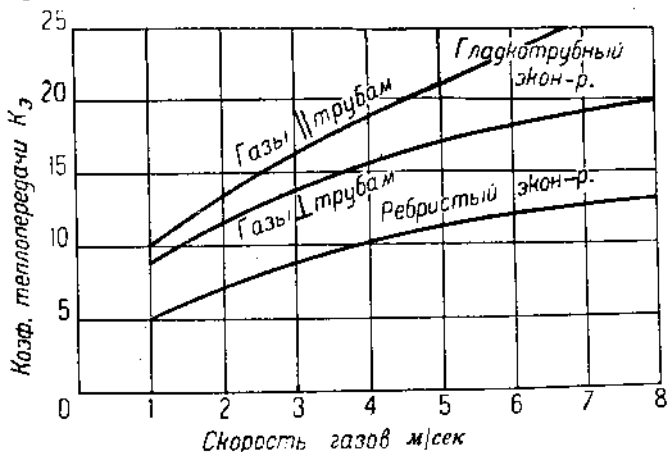
На фиг. 11 показано изменение коэффициента теплопередачи k_a в зависимости от скорости газов при чистых поверхностях нагрева. Скорость и направление движения воды не оказывают заметного влияния на k_a . При грязных поверхно-

стях k_a понижается на 10—15%, для гладкотрубных экономайзеров и на 15—25% — для ребристых.

Средние значения k_a :

8—10 кал/м ² час °Ц	для ребристых экономайзеров
12—14 " " "	" чугунных } гладкотрубных
15—20 " " "	" железных } экономайзеров

У железных экономайзеров k_a больше, чем у чугунных ввиду того что железные экономайзеры работают с большими скоростями газов.



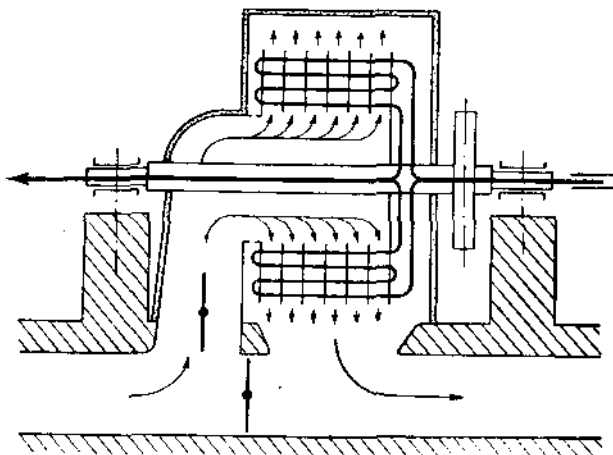
Фиг. 11. Коэффициент теплопередачи экономайзеров.

Скорости газов: у гладкотрубных экономайзеров 4—6 м/сек, у ребристых 2,5—3,5 м/сек. При больших скоростях получают значительные потери тяги.

Железные экономайзеры легко ржавеют и поэтому быстрее изнашиваются, чем чугунные. Для уменьшения внутреннего ржавления железные экономайзеры должны питаться чистой водой с содержанием воздуха не свыше 0,3—0,5 см³/л. В последнее время широкое распространение получили ребристые экономайзеры, более дешевые и более компактные, чем гладкотрубные экономайзеры. Для давлений свыше 40 атм должны применяться исключительно железные экономайзеры.

В последнее время начинают получать распространение вращающиеся экономайзеры, появившиеся впервые в 1926 г. Общая схема такого экономайзера показана на фиг. 12, на которой показан путь воды и газов. Эти экономайзеры одно-

временно являются и дымососами. Они работают при температурах уходящих газов от 160 до 500° Ц, создавая разрежение до 100 мм вод. ст. и потребляя энергии на 30—50% меньше, чем дымососы той же производительности. Коэффициент теплопередачи вследствие больших скоростей газов (около 40 м/сек при окружной скорости на ободе экономайзера $u = 35$ м/сек) у этих экономайзеров достигает 25 кал/м² час °Ц и выше.



Фиг. 12. Вращающийся экономайзер.

Потребная мощность определяется по формуле:

$$N = \frac{V \cdot p}{75 \eta} \text{ лошадиных сил,}$$

где V — объем газов в м³/сек при температуре газов у выхода и 760 мм рт. ст.;

p — общее давление газов в мм вод. ст., равное разрежению за котлом, сложенному с сопротивлением экономайзера, составляющим около 10—25 мм вод. ст.;

η — коэффициент полезного действия вентилятора данной конструкции. Эти экономайзеры выполняются с поверхностями нагрева от 35 до 10 000 м² и для давлений до 100 ат. Их преимуществом по сравнению с неподвижными экономайзерами являются также их компактность, быстрота монтажа, дешевизна.

2. Расчет поверхности нагрева

B — количество топлива в кг или $\text{м}^3/\text{час}$;

G — количество дымовых газов на м^3 или кг топлива в м^3 ;

C_p — теплоемкость дымовых газов;

t_n — температура дымовых газов у входа;

t_k — " " " " " " " " выхода;

t_1 — " " " " " " " " воды у входа;

t_2 — " " " " " " " " воды у выхода;

D — количество воды в $\text{кг}/\text{час}$.

Принимая потери тепла экономайзером от лучеиспускания и теплопроводности равными 3%, получим:

$$0,97 B \cdot G \cdot C_p (t_n - t_k) = D (t_2 - t_1) \text{ кал}/\text{час}.$$

Температура воды при выходе из экономайзера:

$$t_2 = \frac{0,97 B \cdot G \cdot C_p (t_n - t_k)}{D} + t_1 \text{ } ^\circ\text{Ц}.$$

Температура газов при выходе из экономайзера:

$$t_k = t_n - \frac{D (t_2 - t_1)}{0,97 B \cdot G \cdot C_p} \text{ } ^\circ\text{Ц}.$$

Поверхность нагрева экономайзера:

$$F = \frac{2 D (t_2 - t_1)}{k (t_n + t_k - t_1 - t_2)} \text{ кв. метров}.$$

Температура дымовых газов при входе в экономайзер равна температуре дымовых газов при выходе из котла, если между котлом и экономайзером нет длинного соединительного дымохода. При наличии длинных дымоходов следует уменьшать эту температуру на 0,5—1° на каждый погонный метр дымохода.

Температура воды, поступающей в экономайзер, должна быть выше температуры точки росы дымовых газов, так как в противном случае содержащиеся в дымовых газах водяные пары будут конденсироваться на холодных стенках экономайзера и вместе с сернистым ангидридом, содержащимся в дымовых газах, образовывать серную кислоту, а также и другие соединения, разъедающие стен и экономайзера.

Температура точки росы есть температура насыщенного пара, определяемая по таблицам для водяного пара и соответствующая давлению:

$$P_{с.н} = \frac{V_{с.н}}{G_{с.г} + V_{с.н}} \cdot \frac{76}{73,6} = 1,03 \cdot \frac{V_{с.н}}{G_{с.г} + V_{с.н}},$$

где $V_{с.н}$ — объем водяных паров, приходящихся на $G_{с.г}$ м³ сухих газов.

Обычно эта температура находится в пределах 30—60° Ц.

Температура воды при выходе из экономайзера должна быть не менее чем на 5—10° ниже температуры насыщенного пара в котле, для того чтобы в экономайзере не происходило парообразование, опасное для экономайзера и, кроме того, могущее воспрепятствовать поступлению воды из экономайзера в котел.

Расход топлива:

$$\text{без экономайзера: } \frac{D(i-t)}{Q_n^p \eta_k} \text{ кг или м}^3/\text{час},$$

$$\text{с экономайзером: } \frac{D(i-t_2)}{Q_n^p \eta_k} \text{ кг или м}^3/\text{час}.$$

Экономия топлива, получившаяся благодаря установке экономайзера:

$$\frac{D(t_2-t_1)}{Q_n^p \eta_k} \text{ кг или м}^3/\text{час},$$

или в процентах от расхода топлива без экономайзера:

$$\frac{t_2-t_1}{i-t_1} 100\%.$$

Следовательно, коэффициент полезного действия котельной установки увеличивается на

$$\frac{(t_2-t_1) D}{Q_n^p \cdot B} 100\%,$$

где B — часовой расход топлива при работе с экономайзером.

Из приведенных выше (стр. 53) формул для определения потери с уходящими газами следует, что с уменьшением содержания CO_2 в дымовых газах, т. е. с увеличением избытка воздуха, потеря с дымовыми газами увеличивается. Формула для подсчета нагрева воды в экономайзере (стр. 99) показывает, что с увеличением количества дымовых газов, т. е. с уменьшением содержания CO_2 , подогрев воды возрастает. Отсюда следует, что водяной экономайзер до некоторой степени выравнивает потери тепла, получающиеся в результате недостаточного обслуживания топки.

Определение наимыгоднейшей температуры уходящих газов и соответствующей поверхности нагрева для водяного и воздушного экономайзеров основано на сравнении расходов по эксплуатации экономайзера и расходов на топливо при отсут-

ствии экономайзера. Метод определения наиболее выгоднейшей температуры t_{yx} изложен в виде примера на стр. 142.

Воздухоподогреватели

При наличии в котельной установке горячей воды (например при регенеративном цикле), вместо водяного экономайзера может быть применен подогреватель воздуха, подаваемого в топку. Использование тепла уходящих газов для подогрева воздуха, идущего на сгорание, не ново, и в частности оно широко применялось в судовых установках.

Распространение регенеративного цикла, при котором питательная вода подогревается паром, отбираемым у турбин, способствовало более широкому применению воздухоподогревателей в стационарных установках. Для установок, работающих с регенеративным циклом, воздушный экономайзер является необходимой частью оборудования котельной. Кроме непосредственной экономии тепла, уносимого с уходящими в дымовую трубу газами, воздушный экономайзер имеет еще и то преимущество, что горячий воздух оказывает хорошее влияние на процесс горения в топке.

Если питательная вода имеет относительно высокую начальную температуру, но все же меньшую, чем та, до которой допустимо при данном давлении подогревать питательную воду, то уходящие газы могут быть использованы для нагрева питательной воды до максимально допустимой температуры, а остальное тепло дымовых газов может быть использовано для подогрева воздуха, идущего в топку.

Подогрев воздуха вызывает уменьшение потери с уходящими газами и, кроме того, повышение температуры в топке (стр. 63 и фиг. 7). Вследствие этого улучшается работа поверхности нагрева котла, что ясно из выражения коэффициента полезного действия поверхности нагрева (стр. 59):

$$\eta_n = 1 - \frac{t_{yx}}{t_m}$$

Если, например, принять температуру уходящих газов в конце экономайзера, так же как и в конце воздухоподогревателя, равной $t = 200^\circ\text{C}$, а температуру топки при наличии экономайзера в 1710°C , а при наличии воздухоподогревателя и подогреве воздуха до 200°C — в 1830°C , то мы получим коэффициент полезного действия поверхности нагрева:

$$\eta_n = 1 - \frac{200}{1710} = 0,883 \text{ с экономайзером,}$$

$$\eta_n = 1 - \frac{200}{1830} = 0,891 \text{ с воздухоподогревателем.}$$

Таким образом получается, что коэффициент полезного действия установки при воздухоподогревателе на 0,8% выше. Впрочем, часть этого выигрыша в коэффициенте полезного действия теряется в виде расхода силы на вентиляторы.

Воздухоподогреватели изготовляются из железных труб или пластин, омываемых с одной стороны дымовыми газами и с другой стороны — нагреваемым воздухом (рекуперативные подогреватели), причем включение делается по принципу противотока.

Коэффициент теплопередачи для подобного рода воздухоподогревателей, при установке их сразу за котлом, $k = 8-10$, а при установке за водяным экономайзером $k = 6-8$. Увеличение скоростей газов и воздуха повышает коэффициент теплопередачи, изменяющийся приблизительно пропорционально 0,6 степени скорости газов. Загрязнение поверхности нагрева воздухоподогревателя сильно отражается на величине k (вышеприведенные значения k даны с учетом загрязнения).

Скорости газов и воздуха выбираются приблизительно одинаковыми, обычно в пределах 5—15 м/сек.

Существуют еще вращающиеся регенеративные воздухоподогреватели, у которых вращающаяся поверхность нагрева, выполненная в виде пластинчатого ротора, попеременно омывается дымовыми газами и воздухом. Ротор приводится во вращение электромотором. Из подобного рода воздухоподогревателей наиболее известен воздухоподогреватель Юнгстрема. Коэффициент теплопередачи у регенеративных воздухоподогревателей на 60—80% выше, чем у рекуперативных.

Считая потери в окружающую среду равными 3%, получим следующее уравнение для рекуперативного воздухоподогревателя:

$$0,97 B \cdot G \cdot C_p (t_n - t_k) = B \cdot L \cdot C_{p_{воз}} (t_2 - t_1),$$

откуда температура горячего воздуха:

$$t_2 = \frac{0,97 G \cdot C_p (t_n - t_k)}{L \cdot C_{p_{воз}}} + t_1 \text{ } ^\circ\text{Ц.}$$

Поверхность нагрева воздухоподогревателя:

$$F_{воз} = \frac{2B \cdot L \cdot C_{p_{воз}} (t_2 - t_1)}{k [(t_n + t_k) - (t_1 + t_2)]} \text{ кв. метров.}$$

Выгода, получаемая от применения воздухоподогревателя, подсчитывается посредством определения величины η_k без воздухоподогревателя и с воздухоподогревателем.

Экономический расчет воздухоподогревателя аналогичен расчету экономайзера (см. пример на стр. 142). Обычно при составлении теплового баланса влияние воздухоподогревателя

учитывается только при определении потери тепла с уходящими газами, так как выгода, связанная с повышением температуры в топке, практически не может быть доказана.

В регенеративных ротационных воздухоподогревателях процесс передачи тепла совершается иначе, чем в рекуперативных, и за отсутствием опытных данных привести их расчет не представляется возможным.

XIII. ДЫМОХОДЫ

Подсчет сечения дымоходов производится по объему дымовых газов и по их скорости.

Обычно скорость дымовых газов находится в пределах

$$v = 3 - 4 \text{ м/сек}$$

при естественной тяге и доходит до 10 м/сек и больше при искусственной тяге.

Скорость дымовых газов увеличивается от первого дымохода к последнему. Делается это с той целью, чтобы увеличением скорости несколько компенсировать уменьшение коэффициента теплопередачи, связанное с падением температуры.

Если G — количество газов в м^3 на 1 кг топлива;

B — общий расход топлива в кг/час ;

t — температура газов в дымоходе,

то свободное поперечное сечение дымохода определится по формуле:

$$f = \frac{B \cdot G (1 + 0,00367 t)}{v \cdot 3600} \text{ кв. метров.}$$

С целью уменьшения потерь тяги следует избегать резких поворотов пути газов. При изменении направления каналы по возможности должны быть хорошо округлены, а скорость газов уменьшена путем увеличения поперечного сечения дымохода в этом месте. При изменении величины поперечного сечения дымохода переход от одного сечения к другому должен быть плавным, с целью уменьшения завихрений газов.

Все дымоходы, в которых газы имеют направление сверху вниз, вызывают потери тяги, так как в этом случае подъемная сила газов должна быть преодолена силой тяги дымовой трубы. Наоборот, дымоходы, в которых газы имеют направление вверх, вызывают увеличение силы тяги вследствие действия естественной подъемной силы газов, направленной в ту же сторону, что и сила тяги дымовой трубы.

Если топливо дает большое количество летучей золы, то следует предусмотреть устройство в дымоходах особых зольных воронок, обыкновенно располагаемых у жаротрубных

котлов) в местах поворотов дымоходов, где вследствие перемены направления и уменьшения скорости, получающегося вследствие увеличения сечения, летучая зола выпадает из потока дымовых газов.

XIV. ДЫМОВАЯ ТРУБА

Расчет поперечного свободного сечения дымовой трубы производится, так же как и для дымоходов, по объему газов и их скорости. Для устойчивости кирпичной трубы необходимо, чтобы верхнее сечение трубы было значительно меньше, чем нижнее. Обычно ограничиваются подсчетом верхнего, т. е. минимального сечения.

Пусть: B — расход топлива в кг или $\text{м}^3/\text{час}$.

G — количество газов в $\text{м}^3/\text{кг}$ топлива;

t_0 — температура дымовых газов у выхода из трубы;

v_0 — скорость дымовых газов у устья трубы в $\text{м}/\text{сек}$.

Тогда верхнее сечение трубы определится по формуле:

$$f = \frac{B \cdot G (1 + 0,00367 t_0)}{3600 \cdot v_0} \text{ кв. метров}$$

$v_0 = 6-9 \text{ м}/\text{сек}$. Верхний диаметр трубы в свету:

$$d = \sqrt{\frac{4f}{a}},$$

причем $a = 3,1416$ для круглого сечения,

$a = 3,137$ „ восьмиугольного сечения,

$a = 1,000$ „ квадратного „

Высота дымовой трубы H должна определяться по потребной силе тяги Z . Под силой тяги подразумевают разность давлений, существующую между весом столба горячих дымовых газов в трубе и весом равновеликого столба наружного воздуха.

Обозначим через γ_1 удельный вес наружного воздуха; γ_2 — удельный вес дымовых газов при 0°C и 760 мм рт. ст.; H — высоту дымовой трубы в метрах; $t_{\text{воз}}$ — температуру наружного воздуха; $t_{\text{ср}}$ — среднюю температуру дымовых газов в трубе.

Тогда сила тяги, отнесенная к 760 мм рт. ст.:

$$Z = H \cdot \gamma_1 \frac{273}{273 + t_{\text{воз}}} - H \cdot \gamma_2 \frac{273}{273 + t_{\text{ср}}} \text{ мм вод. ст.}, \quad (\text{а})$$

или

$$Z = 273 H \left(\frac{\gamma_1}{273 + t_{\text{воз}}} - \frac{\gamma_2}{273 + t_{\text{ср}}} \right) \text{ мм вод. ст.}$$

Предположив приближенно, что

$$\gamma_1 = \gamma_2 = 1,293,$$

получим:

$$Z = H \cdot 1,293 \left(\frac{1}{1 + 0,00376 t_{\text{воз}}} - \frac{1}{1 + 0,00307 t_{\text{ср}}} \right) \text{ м.м. вод. ст. (b)}$$

При другом барометрическом давлении b сила тяги должна быть пересчитана по формуле:

$$Z_b = Z \frac{b}{760} \text{ м.м. вод. ст.}$$

В случае, если дымовые газы или воздух содержат большое количество водяного пара, следует определять Z по точной формуле (a), причем γ_2 определяется, как указано на стр. 49, а γ_1 (считая при 0° и 760 м.м рт. ст.) может быть взят из нижеследующей таблицы.

Таблица 13

Влажность воздуха	0%	1%	2%	3%	4%	5%	6%	7%
Удельный вес . .	1,293	1,284	1,275	1,267	1,259	1,251	1,242	1,232

Падение температуры в дымовой трубе может быть принято равным 1°C на 1 м высоты дымовой трубы. Поэтому, если температура дымовых газов в основании дымовой трубы равна $t_{\text{ниж}}$, то средняя температура газов в трубе $t_{\text{ср}} = t_{\text{ниж}} - \frac{H}{2}$; температура газов у устья трубы $t_{\text{уст}} = t_{\text{ниж}} - H$.

Получаемая в действительности сила тяги будет, таким образом, несколько меньше вычисленной, потому что эти формулы не точно учитывают охлаждение газов в дымовой трубе; не учитывают совсем трения газов о стенки и работу, затрачиваемую на сообщение скорости газам в дымовой трубе. На этом основании из вычисленной, таким образом, величины нужно вычесть 2—3 м.м, или же, если известна необходимая величина силы тяги и по вышеприведенным формулам определяется высота дымовой трубы H , следует увеличить подставляемую в формулы величину Z на 2—3 м.м.

Так как с увеличением температуры наружного воздуха сила тяги понижается, то в расчет следует вводить наиболее высокую температуру наружного воздуха (в среднем равную 27°). Пример расчета см. стр. 165.

Сила тяги

Потребная сила тяги подсчитывается как сумма газовых сопротивлений отдельных частей котельной установки.

$$Z = \Sigma S = S_m + S_d + S_{пер} + S_{эк} + S_{воз} + S_{\sigma} + S_m + S_{тр} \text{ м.м. вод. ст.}$$

S_m — сопротивление решетки и слоя топлива. Эта величина, по проф. К. В. Киршу, изменяется приблизительно пропорционально квадрату напряженности зеркала горения и коэффициента избытка воздуха в топке α_k (или обратно пропорционально содержанию CO_2):

$$S_m = A \left(\frac{B}{\overline{R}} \right)^2 \alpha_k^2 = A \left(\frac{B}{\overline{R}} \right)^2 \text{ м.м. вод. ст.,}$$

где A — коэффициент, зависящий от свойств топлива и конструкции топки.

Значения A :

Каменный уголь ($Q_n^p = 7000 \text{ кал/кг}$) на колосниковой решетке:

неспекающийся	0,030
спекающийся	0,050

Подмосковный уголь ($Q_n^p = 3300 \text{ кал/кг}$):

на колосниковой решетке	0,09
„ ступенчатой „	0,06

Торф ($Q_n^p = 3000 \text{ кал/кг}$):

на колосниковой решетке ($W < 40\%$) . . .	0,0033
в шахтной топке ($W = 50\%$)	0,0074

Дрова ($Q_n^p = 3000 \text{ кал/кг}$):

на колосниковой решетке	0,037
в шахтной топке с наклонным зеркалом горения	0,001
в шахтной топке с вертикальным зеркалом горения	0,0013

Если теплотворные способности топлив не равны указанным здесь величинам, то следует в формуле для S_m расход топлива B изменить соответственно теплотворной способности,

например $B = \frac{B_{факт} \cdot Q_n^p}{7000}$ и т. д.

Для антрацита $S_m = 25-45$ мм вод. ст., изменяясь в зависимости от степени плавкости шлаков.

Для топок, имеющих большую высоту h (в горизонтальных и вертикальноводотрубных котлах), следует учитывать действие самотяги горячих газов, наличие которой вызывает повышение давления вдоль высоты топки:

$$S_c = h (\gamma_{\text{воз}} - \gamma_{\text{газ}}) \approx h \left(1,2 - \frac{365}{t_m + 273} \right) \text{ мм вод. ст.}$$

Чтобы избежать избыточного давления в верхней части топки и иметь там разрежение порядка 2—3 мм вод. ст., нужно к сопротивлению слоя топлива и колосниковой решетки S_m — добавить $S_c + (2-3)$ мм вод. ст.

Для топок, работающих на мазуте, газе или пылевидном топливе, сопротивление топки подсчитывается как величина, необходимая для преодоления самотяги:

$$S_m = S_c + (2-3) \text{ мм вод. ст.}$$

S_d — потеря тяги по газоходам котла — весьма приближенно определяется по формуле:

$$S_d = a \left(\frac{D_{\text{max}}}{F_k} \right) a_m^2 \text{ мм вод. ст.,}$$

где $a = 0,004$ для вертикальноводотрубных котлов,

$a = 0,006$ для жаротрубных и горизонтальноводотрубных котлов,

$a = 0,009$ для комбинированных котлов.

В случае наличия вертикальных газоходов, по которым газы движутся сверху вниз, потеря тяги увеличивается, и наоборот, — она уменьшается в случае движения газов снизу вверх. Это обстоятельство может быть учтено при помощи формулы:

$$S_{cm} = H \left(1,2 - \frac{365}{t + 273} \right) \text{ мм вод. ст.,}$$

в которой H — высота газохода в метрах; t — средняя температура газов в нем.

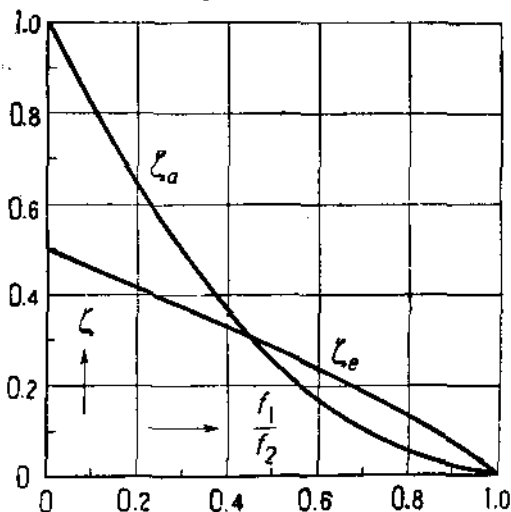
По этой формуле отдельно подсчитывается естественная тяга, совпадающая с направлением тяги всего котла (самотяга), и отдельно — для газоходов с направлением газов сверху вниз. В случае, если разность между первой и второй величинами будет положительна, то потребная тяга котла будет меньше на величину этой разности; в противном случае она будет больше на величину этой разности.

При более точном подсчете следует учитывать сопротивление от изменения сечения: при входе в газоход

$$S_{вх} = \zeta_e \frac{w^2}{2g} \text{ мм вод. ст.}$$

и при выходе

$$S_{вых} = \zeta_a \frac{w^2}{2g} \text{ мм вод. ст.,}$$



Фиг. 13. Коэффициент сопротивления входа и выхода газов.

где w — скорость в меньшем сечении, а коэффициенты ζ_e и ζ_a могут быть взяты по фиг. 13 в зависимости от отношения сечений $\frac{f_1}{f_2}$ газоходов. Значения ζ_e соответствуют случаю резкого уменьшения сечения. При постепенном уменьшении сечения газохода этот коэффициент уменьшается вдвое. Коэффициент ζ_a не зависит от характера изменения сечения канала.

$S_{пер}$ — сопротивление пароперегревателя. При средней температуре 500–550°С и при прохождении газов перпендикулярно трубам это сопротивление может быть найдено по формуле:

$$S_{пер} = n [0,10 - (d - 30) 0,002] \left(\frac{w}{4} \right)^2 \text{ мм вод. ст.}$$

при рядовом расположении труб;

$$S_{пер} = 2,5n [0,10 - (d - 30) 0,002] \left(\frac{w}{4}\right)^2 \text{ мм вод. ст.}$$

при шахматном расположении труб;

здесь n — число рядов в направлении движения газов;

w — скорость м/сек (обычно $w = 4 \text{ м/сек}$);

d — диаметр труб в миллиметрах (обычно $d = 30 - 45 \text{ мм}$).

В случае, если поток газов направлен параллельно трубам пароперегревателя, то сопротивление пароперегревателя выразится формулой Фришче:

$$S_{пер} = 0,0016 \frac{\gamma^{0,852} w^{1,852}}{d^{1,269}} l \text{ мм вод. ст.,}$$

где l — длина труб в метрах; γ — удельный вес газов в кг/м^3 при средней их температуре; d — диаметр труб в метрах.

В установках средней мощности с нормальными скоростями газов $S_{пер} = 2 - 4 \text{ мм вод. ст.}$

$S_{эж}$ — сопротивление водяного экономайзера.

Гладкотрубный экономайзер (при $d \approx 120 \text{ мм}$) имеет

$$S_{эж} = 0,01n \left(\frac{w}{4}\right)^2 \text{ мм вод. ст.}$$

— при обычном рядовом расположении труб;

$$S_{эж} = 0,07n \left(\frac{w}{4}\right)^2 \text{ мм вод. ст.}$$

при шахматном расположении труб.

Рёбристый экономайзер.

$$S_{эж} = 0,2n \left(\frac{w}{4}\right)^2 \text{ мм вод. ст.}$$

В этих формулах n — число рядов труб экономайзера вдоль потока газов, w — скорость газов в м/сек (обычно $w = 4 - 8 \text{ м/сек}$).

$S_{под}$ — сопротивление воздухоподогревателя.

$$S_{под} = 0,004 \frac{\gamma^{0,852} w^{1,852}}{s^{1,269}} L \text{ мм вод. ст.}$$

— для пластинчатого воздухоподогревателя,

где s — расстояние между пластинами в метрах, L — длина пластин в метрах, γ — удельный вес в кг/м^3 при средней температуре и w — скорость газов в м/сек .

$$S_{под} = 0,0016 \frac{\gamma^{0,852} w^{1,852}}{d^{1,269}} L \text{ мм вод. ст.}$$

для трубчатых воздухоподогревателей с диаметром трубы d и длиной L .

Средние значения газовых сопротивлений:

$$S_{\text{под}} = 20 - 40 \text{ мм вод. ст.}$$

S_{δ} — сопротивление борова, которое складывается из сопротивления трения и сопротивления от поворотов борова. Сопротивление трения составляет обычно $S_{\text{тр}} = 1 - 2$ мм. Сопротивление от изменения направления подсчитывается по следующей формуле

$$S_{\text{пов}} = 0,5 \frac{w_1^2}{2g} \gamma \cdot k + 2 \frac{w_2^2}{2g} \gamma \cdot m + 3 \frac{w_3^2}{2g} \gamma \cdot n \text{ мм вод. ст.,}$$

где w_1 , w_2 и w_3 — средние скорости в местах поворотов в м/сек; γ — удельный вес в кг/м³; $g = 9,81$; k — число поворотов на 45°; m — число поворотов на 90° и n — число поворотов на 180°.

Общее сопротивление борова:

$$S_{\delta} = S_{\text{тр}} + S_{\text{пов}} \text{ мм вод. ст.}$$

$S_{\text{ш}}$ — сопротивление шиберов.

$$S_{\text{ш}} = 0,5 - 2 \text{ мм вод. ст.}$$

$S_{\text{тр}}$ — сопротивление трубы, которое складывается из потери тяги на скоростной напор S_w и потери тяги на трение газов о стенки дымовой трубы S_r .

$$S_w = \frac{w^3}{2g} \gamma_{\text{ср}} \text{ мм вод. ст.,}$$

$$\text{где } w = \frac{G_{\text{час}}}{\frac{\pi D_{\text{ср}}^2}{4} \cdot 3600} \text{ м/сек;}$$

$D_{\text{ср}}$ — средний диаметр дымовой трубы в метрах;

$G_{\text{час}}$ — часовое количество газов, проходящее через дымовую трубу, в куб. метрах и при средней их температуре $t_{\text{ср}}$;

$\gamma_{\text{ср}}$ — средний удельный вес газов в трубе при той же температуре их $t_{\text{ср}}$.

$$S_r = 0,0006 \frac{w^3}{D_{\text{ср}}} \gamma H \text{ мм вод. ст.,}$$

где H — высота дымовой трубы в метрах.

Учитывая форсировку котла, занос трубок, ходов котла и экономайзеров летучей золой и сажей, следует найденное таким образом общее сопротивление S при подсчете высоты

дымовой трубы (или мощности дымососов) увеличивать на 20—30%.

Для горизонтальноводотрубных котлов потери тяги растут пропорционально квадрату количества газов в $\text{м}^3/\text{сек}$, а для вертикальноводотрубных котлов — пропорционально 1,2 степени количества газов $\text{м}^3/\text{сек}$ (Мюнцингер).

ХУ. ИСКУССТВЕННАЯ ТЯГА

Искусственная тяга применяется: в установках, подверженных частой форсировке, при низкой температуре уходящих дымовых газов, при невозможности поставить дымовую трубу достаточных размеров из-за недостатка места или из-за плохого грунта, или если экономический подсчет показывает, что искусственная тяга рентабельнее установки дымовой трубы.

Дымососы

Дымососные установки подразделяются на установки прямого действия, установки непрямого действия и комбинированные установки.

В установке прямого действия дымосос засасывает газы из дымоходов котла и нагнетает их в дымовую трубу. Расход энергии составляет 0,5—1% от мощности котла.

В установке непрямого действия вентилятор засасывает воздух и вдувает его в конически расширяющуюся дымовую трубу через особое сопло, установленное внутри этой трубы. Вследствие большой скорости воздуха он производит эжегирующее действие и отсасывает дымовые газы. Расход силы — 1,5—2%.

При комбинированной системе дымосос засасывает часть дымовых газов и вдувает их в дымовую трубу — аналогично тому, как действует вентилятор в установках непрямого действия. Расход силы несколько меньше, чем в установках непрямого действия (примерно 1—1,5%).

Наиболее экономичной по расходу энергии является установка прямого действия. Но в этой установке дымосос, работая в среде, имеющей высокие температуры, быстро изнашивается. Поэтому при высоких температурах дымовых газов предпочитают устанавливать дымосос непрямого действия.

При наличии искусственной тяги возможно понижать температуру уходящих газов до 120°C, если только такая температура экономически выгодна (стр. 142). При температуре дымовых газов ниже 120°C может произойти быстрая порча железной дымовой трубы и дымососов от ржавления вследствие конденсирования паров воды, содержащихся в дымовых газах.

Вентиляторное дутье

Вентиляторное дутье под колосниковую решетку необходимо в том случае, если сопротивление этой решетки велико вследствие сильно шлакующегося топлива или же вследствие сжигания топлива толстым слоем. Это сопротивление можно преодолеть, создавая высокое разрежение в топочном пространстве при помощи дымовой трубы или дымососа, однако при высоком разрежении в топке происходит сильный засос воздуха в дымоходы через неплотности обмуровки, что приводит к уменьшению производительности котельной установки и к увеличению потерь. Установка с дутьем под колосники не нуждается в высокой дымовой трубе, так как сопротивление колосниковой решетки преодолевается вентилятором. Поэтому установка дутьевого вентилятора дает возможность скомпенсировать недостаток тяги в старых установках.

Расчет дымососов и вентиляторов

Вентилятор должен создавать статический напор h_1 , идущий на преодоление трения в каналах на всасывающей и на нагнетательной сторонах. Далее, вентилятор должен создавать динамический напор h_2 , идущий на сообщение скорости воздуху или дымовым газам. Общее давление, создаваемое вентилятором:

$$h = h_1 + h_2 \text{ мм вод. ст.}$$

Полезная работа дутьевого вентилятора затрачивается на создание статического давления на нагнетательной стороне, измеряемого как избыточное давление в мм вод. ст.

Полезная работа дымососа затрачивается на создание статического давления на всасывающей стороне, измеряемого как разрежение в мм вод. ст.

Остальная часть работы вентилятора или дымососа представляет собой потерю работы, главная часть которой расходуется на динамическое давление h_2 :

$$h_2 = \frac{w^2}{2g} \gamma = \frac{w^2}{19,62} \gamma \text{ мм вод. ст.}$$

где w — скорость воздуха или дымовых газов в выходном патрубке.

γ — удельный вес воздуха или дымовых газов в кг/м³.

Делая выходной патрубок в виде сопла, можно за счет уменьшения скорости в уширенной части превращать часть динамического давления h_2 в статическое. Если w_1 — скорость по выходе из вентилятора, w_2 — скорость по выходе из кони-

ческого патрубка, выигрыш в статическом давлении подсчитывается как

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{19,62} \gamma \text{ мм вод. ст.}$$

Производительность вентилятора пропорциональна $\sqrt{h}$. Поэтому, если Q есть количество газов в м^3 , подаваемое вентилятором, то

$$\frac{Q}{\sqrt{h}} \text{ или } \frac{Q^2}{h} = \text{const.}$$

Производительность вентилятора в м^3 прямо пропорциональна числу оборотов n , поэтому

$$\frac{n}{\sqrt{h}} \text{ или } \frac{n^2}{h} = \text{const.}$$

Если известно значение h , соответствующее определенной производительности и определенному числу оборотов вентилятора, то по вышеприведенным соотношениям может быть подсчитано давление h при другой производительности и другом числе оборотов.

Регулирование производительности как дымоходов, так и вентиляторов всегда должно осуществляться изменением числа оборотов двигателя, так как при регулировании с помощью заслонок возникают толчки и завихрения, поглощающие мощность вентилятора. По той же причине следует избегать резких поворотов и внезапных сужений сечений каналов.

Мощность вентилятора или дымохода определяется по формуле:

$$N = \frac{Q \cdot h}{3600 \cdot 75 \cdot \eta} \text{ лошадиных сил,}$$

где Q — количество воздуха или дымовых газов в $\text{м}^3/\text{час}$

при их действительной температуре и давлении;

h — общее давление или разрежение в мм вод. ст.;

η — коэффициент полезного действия вентилятора.

При расчете дымохода величина h берется равной сумме газовых сопротивлений в котельной установке, т. е. $h = S$.

При расчете вентилятора общее давление h определяется по формуле:

$$h = S_n + S_k + S_{\text{под}} + S_{\text{рег}} \text{ мм вод. ст.}$$

Здесь:

S_n — сопротивление воздухоподогревателя с воздушной стороны. Это сопротивление складывается из сопротивления трения и сопротивления от поворотов.

Для пластинчатых воздухоподогревателей:

$$S_n = 0,0009 \frac{\gamma_{\text{воз}}^{0,852} \cdot w^{1,852}}{s^{1,269}} L \text{ м.м. вод. ст.},$$

где $\gamma_{\text{воз}}$ — средний удельный вес воздуха в кг/м^3 ;

w — скорость воздуха в м/сек ;

s — зазор между пластинами в м.м. ;

L — ширина пластины в м.

Сопротивление от поворотов:

$$S_{\text{пов}} = (0,5 \frac{w_1^2}{2g} \gamma_1 n + 2 \frac{w_2^2}{2g} \gamma_2 m + 3 \frac{w_3^2}{2g} l),$$

где w_1 , w_2 и w_3 — средние скорости при поворотах в м/сек ;

γ_1 , γ_2 и γ_3 — удельные веса в кг/м^3 ;

n — число поворотов в 45° ;

m — " " " 90° ;

l — " " " 180° .

Кроме того, следует учесть сопротивление от изменения сечения воздухопроводов, как указано выше (стр. 108, $S_{\text{вх}}$ и $S_{\text{вых}}$).

S_k — сопротивление каналов, от трения и от поворотов:

$$S_k = S_r + S_{\text{пов}},$$

$$S_r = \rho L \frac{uw^3}{F^2 2g} \gamma,$$

где ρ — коэффициент трения, составляющий в среднем:

для металлических труб $\rho = 0,004$;

для кирпичных или бетонных труб $\rho = 0,008$;

L — длина воздухопровода в м. ;

u — периметр сечения в м. ;

F — площадь сечения в м^2 ;

w — скорость в м/сек ;

γ — удельный вес в кг/м^3 .

Сопротивление от поворотов и от изменения сечения подсчитывается по общим формулам (стр. 108).

$S_{\text{рег}}$ — сопротивление регистров, составляющее 1–2 м.м. вод. ст.

$S_{\text{под}}$ — давление в поддувале, необходимое для преодоления сопротивления решетки (см. стр. 106).

Механический коэффициент полезного действия дымососа или вентилятора $\eta = 65 = 75\%$.

Если в формулу для N (стр. 113) подставляется не h , а только полезное статическое давление $h_{\text{пол}} = h - h_{\text{пот}}$, то

коэффициент полезного действия вентилятора или дымососа следует брать равным 30—45%.

Мощность мотора следует брать больше подсчитанной таким образом мощности дымососа или вентилятора на 25%.

XVI. ТРУБОПРОВОДЫ И ПИТАНИЕ КОТЛОВ

1. Паропроводы.

Здесь даются только основные пункты расчета.

Диаметр паропровода рассчитывается по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4D}{3600\gamma \cdot w \cdot \pi}} = 0,0157 \sqrt{\frac{D}{\gamma \cdot w}} \text{ метров,}$$

полученной из соотношения

$$\frac{\pi d^2}{4} w = \frac{D}{3600\gamma}.$$

Здесь:

d — диаметр паропровода в свету в м;

D — часовое количество пара в кг;

w — скорость в м/сек;

γ — удельный вес пара в кг/м³.

Скорость пара $w = 20 - 25$ м/сек для насыщенного пара и 30—50 м/сек для перегретого пара. Решающее влияние на выбор скорости оказывает величина допустимых потери давления и потери температуры. Чем больше скорость, тем меньше потеря температуры (у перегретого пара), тем меньше диаметр паропровода и, следовательно, тем меньше первоначальные затраты, но зато тем больше потеря давления.

Соединительный паропровод от котла к пароперегревателю рассчитывается для скорости пара 15 м/сек, так как при большей скорости происходит попадание воды из котла в пароперегреватель.

При не равномерном расходе пара с внезапно возникающими колебаниями правильнее будет работать с небольшими скоростями пара.

Потеря давления подсчитывается по формуле Эберле:

$$z = \frac{0,00105\gamma \cdot l}{10000 d} w^2,$$

где:

z — потеря давления в ат;

l — длина паропровода в м;

γ — удельный вес пара в кг/м³;

w — скорость пара в м/сек;

d — диаметр паропровода в м.

Потеря давления в вентилях и фасонных частях паропроводов учитывается соответствующим увеличением длины паропровода.

График фиг. 14 показывает длину паропровода, эквивалентную по потере давления одному вентилю, обычной конструкции при различных диаметрах вентиля — от 70 до 350 мм отложенных по оси абсцисс (по Гильому).

Сопротивление от поворота на 90° в шаровом штуцере в 1,25 раза больше сопротивления вентиля.



Фиг. 14. Эквивалентная длина паропроводов.

Сопротивление полностью открытой задвижки

при $d = 200$ мм эквивалентно 2,4 м

„ $d = 300$ „ „ 7,3 „

Сопротивление от поворота в колене тем больше, чем меньше радиус закругления.

Эквивалентная длина паропроводов для нормальных колен составляет примерно 0,75 от значений, показанных на фиг. 14.

Потеря давления в лфобразных компенсаторах соответствует потере давления в прямом паропроводе такого же диаметра, длина которого в 1,5–2 раза больше, чем длина выпрямленного компенсатора. Если компенсатор волнистый, то при подсчете потери давления его длину следует увеличивать в 3,5–4,5 раза.

Потеря температуры на 1 м длины хорошо изолированного паропровода перегретого пара, проходящего в закрытом помещении, составляет около $0,25^\circ\text{C}$, при неизолированных фланцах — около $0,35^\circ\text{C}$.

Основные типы изоляции, применяемые Котлотурбиной, приведены в табл. 16.

Необходимо при проектировании паропроводов учитывать температурные расширения. Для труб из литой стали температурное удлинение при нагреве от 0° имеет такие значения:

для температуры	100° Ц	1,17 мм/м
"	" 200° "	2,45 "
"	" 300° "	3,73 "
"	" 400° "	5,31 "
"	" 500° "	6,91 "

Обычно удлинение паропроводов поглощается компенсаторами. Наиболее простые и надежные — это дугообразные и П-образные компенсаторы. Сальниковые компенсаторы сложнее, легче портятся, но зато компактны.

Наблюдается стремление при проектировании сложных систем паропроводов обходиться без компенсаторов, устраивая систему самокомпенсирующейся — за счет поворотов на 90° с длинными прямыми участками труб. В этом случае паропроводы устанавливаются на опорах, дающих свободу перемещения во все стороны.

Существуют следующие схемы паропроводов: одинарные и кольцевые, двойные и групповые.

В настоящее время преимущественно применяются групповые схемы, в которых каждая турбина присоединяется к коллектору, присоединенному в свою очередь к группе котлов, питающих паром данную турбину. Коллекторы соединяются друг с другом уравнительным паропроводом, дающим возможность на случай аварии осуществить работу турбины с соседним коллектором.

Основное требование к схеме паропроводов — это требование надежности работы. Слабыми местами паропровода являются фланцы, вентили или задвижки. Однако надежность работы схемы паропроводов зависит не от количества фланцев и фасонных частей, а от их размещения, так как аварии с различными фланцами или вентилями не всегда равнозначны по своим последствиям. В этом отношении показательной является мощность, выключаемая при аварии с тем или иным фланцем или вентилям. Инж. М. М. Коган предлагает в качестве критерия надежности схемы — сумму мощностей выпадающих из работы при одиночных авариях всех фланцев, вентилях и задвижек схемы паропроводов. Чем меньше эта сумма, тем больше надежность схемы. Например, если при одиночных авариях с 10 фланцами выпадает $\frac{1}{3}$ мощности и при одиночных авариях с 3 вентилями — $\frac{1}{3}$ мощности, то эта сумма равна $10 \cdot \frac{1}{3} + 3 \cdot \frac{1}{3} = 3$. Если же в первом случае

Таблица 16

Таблица основных типов изоляции по ланним Котлотурбин

Типы изоляции	Характеристика теплоносителя	Диаметр трубопровода	При прокладке трубопроводов	
			Внутри здания в топках или каналах	Снаружи зданий на складах или на эстакадах
I. Изоляция дымовых труб и котловыми кирпичами в 1 или 2 слоя; уд. вес $\gamma = 0,6$	1. Перегретый пар 250°C и выше	До 100 мм вкл.	Изоляция I—100 мм	Изоляция I . . . 100 мм " II . . . 40 "
				Общий слой . . . 140 мм
				Изоляция I . . . 140 мм " II . . . 40 "
				Общий слой . . . 180 "
II. Изоляция асбестом с опилками в 1 или 2 слоя; уд. вес $\gamma = 0,75$	2. Насыщенный пар или пар с небольшим перегревом (до 200°C)	До 100 мм вкл.	Изоляция II—60 мм	Изоляция II . . . 60 мм " III . . . 40 "
				Общий слой . . . 100 "
				Изоляция II . . . 75 "
				Общий слой . . . 115 мм
III. Изоляция бумагой с опилками в 1 или 2 слоя; уд. вес $\gamma = 0,48$	3. Горячая вода (паровые магистрали, конденсат) до 100°C	Все диаметры	Изоляция II или III (с опилками) — 40 мм	Изоляция II и III . . . 40 мм " III . . . 40 "
				Общий слой . . . 80 мм
				Изоляция II и III (с опилками) — 50—75 мм
				Общий слой . . . 100—115 мм

Вес I поз. и изоляции в кг

Нар. Φ трубы в мм	Изоляция I при слое		Изоляция II при слое				Изоляция III		Вес наружного слоя го- лшиной 40 мм при толщине основного слоя		
	100 мм	140 мм	40 мм	60 мм	75 мм	100 мм	40 мм	60 мм	75 мм	100 мм	140 мм
32	—	—	8,6	12,5	18,4	30,6	9,55	12,0	13,9	17,1	—
38	—	—	7,4	13,6	19,9	32,0	9,8	12,4	14,3	17,5	—
44,5	—	—	7,8	14,5	20,6	33,5	10,3	12,8	14,7	17,9	—
57	—	—	9,0	16,2	23,0	36,4	11,1	13,6	15,5	19,6	—
70	—	—	10,2	18,0	25,2	39,4	11,9	14,4	16,3	19,5	—
83	—	—	11,4	19,9	27,4	42,3	12,7	15,3	17,1	20,3	—
103	40,2	74,9	13,7	22,4	31,6	48,2	14,3	16,8	18,7	21,9	26,9
133	44,6	82,0	16,0	26,8	36,2	54,0	15,9	18,4	20,3	23,4	28,4
159	49,8	88,4	18,5	30,5	40,7	60,0	17,5	20,0	21,9	25,1	30,1
216	61,0	105,6	23,8	38,4	50,6	73,3	21,1	23,6	25,5	28,6	33,7
267	75,9	122,0	28,6	45,8	59,9	85,5	24,3	26,8	28,7	31,8	36,9
321	81,2	135,6	33,2	52,3	68,3	96,9	27,7	30,2	32,1	35,2	40,2

выпадает тоже $\frac{1}{3}$ мощности, то сумма равна $10 \cdot \frac{1}{3} + 3 \cdot \frac{1}{3} = 4\frac{2}{3}$, т. е. эта схема менее надежна, чем первая.

2. Питательные приборы.

По правилам НКТ количество насосов должно быть не менее двух. Половина мощности всех насосов должна быть представлена паровыми двигателями. При установке двух насосов производительность каждого из них должна быть не менее двукратной максимальной длительной производительности всех работающих котлов. При установке более двух насосов общая их производительность должна равняться утроенной максимальной длительной производительности работающих котлов.

Эффективная мощность поршневого или центробежного насоса:

$$N_s = \frac{(10p_k + h)D}{270\,000} \text{ э. л. с.}$$

p_k — давление пара в котле в *атм*,

h — высота подъема воды, включая потери на трение, в метрах (обычно $\approx 10-15$ м).

D — производительность насоса в *кг/час*.

Мощность на валу приводных насосов или индикаторная мощность в паровом цилиндре прямодействующих насосов:

$$N = \frac{N_s}{\eta}.$$

$\eta \approx 0,86$ — для поршневых насосов,

$\eta \approx 0,70$ — для центробежных насосов.

Для выбора двигателя эту мощность следует для надежности увеличить на 20%.

3. Трубопроводы для питательной воды.

Диаметр этих трубопроводов подчитывается по формуле

$$d = \sqrt{\frac{D \cdot 4}{3\,600 \cdot 1\,000 \cdot w \cdot \pi}} = 0,006 \sqrt{\frac{D}{w}} \text{ метров.}$$

D — количество питательной воды, подаваемое по трубопроводу, в *кг/час*.

Скорость питательной воды w выбирается равной около 0,5—1 *м/сек* в всасывающем трубопроводе и 1—1,5 *м/сек* в нагнетательном.

4. Продувочные трубопроводы.

Продувочный трубопровод котла обычно имеет $d \approx 50$ мм, экономайзера и пароперегревателя $d \approx 25$ мм. Обычно продувочные трубопроводы, объединяющие в один общий трубопровод $d = 80-125$ мм, — смотря по мощности установки.

XVII. АККУМУЛЯТОРЫ ТЕПЛА

Коэффициент полезного действия котельной установки имеет максимальное значение при полной нагрузке. Колебания нагрузки вызывают дополнительные потери (стр. 61) и ухудшают, следовательно, коэффициент полезного действия.

Если не принято никаких мер к выравниванию колебаний нагрузки котла, то работа котельной установки должна регулироваться таким образом, чтобы режим топки изменялся соответственно нагрузке котла. Это достигается применением автоматического регулирования топок, благодаря которому все части котельной установки, оказывающие влияние на ход воздуха и угля, в каждое мгновение автоматически и без замедления устанавливаются точно соответственно нагрузке. Благодаря этому все добавочные потери сводятся к очень незначительной величине.

Если колебания нагрузки не имеют большой длительности, а происходят часто и внезапно, то вполне возможно осуществить выравнивание таких колебаний при помощи аккумулятора тепла, воспринимающего излишнее количество тепла в периоды падения нагрузки и отдающего это тепло в периоды повышения нагрузки.

До известной степени сам котел является аккумулятором тепла и тем в большей мере, чем больше у него водяное пространство. Водяное пространство котла может аккумулировать тепло двумя путями: посредством понижения давления и посредством расширения пространства (при постоянном давлении пара).

Если вследствие сильного отбора пара из котла давление в нем падает с p_1 до p_2 атмосфер, то часть теплоты жидкости освобождается и расходуется на парообразование, которое вследствие этого возрастает без увеличения притока тепла в котел. Обозначим количество воды в котле через w килограммов, теплоту жидкости при давлении p_1 — через q_1 кал/кг, при давлении p_2 — через q_2 кал/кг, теплосодержание пара при давлении p_2 — через i кал/кг.

Тогда количество пара, производимое котлом только в силу падения давления с p_1 до p_2 , будет:

$$D = \frac{w(q_1 - q_2)}{i - q_2} \text{ килограммов.}$$

Например, если $p_1 = 32 \text{ ата}$, $p_2 = 30 \text{ ата}$,
 $w = 10\,000 \text{ кг}$; $i = 666,8 \text{ кал/кг}$, $q_2 = 239,3 \text{ кал/кг}$
 и $q_1 = 243,2 \text{ кал/кг}$, то

$$D = \frac{10\,000(243,2 - 239,3)}{666,8 - 239,3} = 91,5 \text{ кг.}$$

При одном и том же количестве пара D падение давления будет тем меньше, чем больше w и чем ниже давление в котле p_1 .

Другой способ аккумуляирования тепла в котле заключается в использовании питательного пространства котла (так называемое пространство между допустимыми наивысшими и наименьшими уровнями воды в котле). Для этого при увеличении расхода пара прекращают питание котла. В таком случае поступающее в котел тепло расходуется только на само парообразование, а не на нагрев воды.

Обозначим через q теплоту жидкости при давлении, существующем в котле; через $t_{н.в.}$ — температуру питательной воды, подаваемой в котел, которая обычно не менее чем на 7° ниже, чем температура воды в котле; через i — теплосодержание пара. Повышение паропроизводительности в процентах от нормальной на p рзки при неизменном давлении пара и неизменной мощности топки составит

$$\frac{q - t_{н.в.}}{i - q} 100\%.$$

Например, при давлении 20 ата и температуре питательной воды в 10° повышение производительности составит:

$$\frac{216 - 100}{663 - 216} 100 = 25,8\%.$$

При пускании нагрузки питание увеличивают, и избыточное количество тепла, подаваемое в котел, расходуется на повышение температуры питательной воды, подаваемой в котел.

Мерой, аккумуляирующей способности котла, проявляемой им посредством уменьшения давления пара, является время, в течение которого давление в котле повышается на 10% при подводе тепла, соответствующем полной нагрузке, и отборе пара, равном нулю. У котлов низкого давления и с большим водяным объемом это время равно нескольким минутам (3—5); у котлов высоких давлений это время уменьшается до долей минуты.

Мерой, аккумуляирующей способности питательного пространства парового котла, служит время, в течение которого

Таблица 17

Система котла	Объем в литрах на м ² поверхности нагрева		
	Водяное пространство	Паровое пространство	Питательное пространство
Цилиндрические	250	40	40
Жаротрубные	200	60	40
Локомотивные	80	25	16
Комбинированные	100	35	8
Водотрубные (15—25 атм) . .	50—60	25—30	10—15
Котлы высокого давления (35 атм)	25—35	10—15	2—3,5
Паровозные котлы	40	15	10

при отборе пара, равном нулю, подводе тепла, соответствующем по величине полной нагрузке, и усиленном питании будет заполнено питательное пространство без изменения давления пара. Это время также изменяется от нескольких минут (8—12 у жаротрубных котлов до долей минуты — у водотрубных котлов высокого давления).

Уменьшая давление в котле, можно покрыть кратковременные пики любой величины в кг/сек. Но даже в том случае, если изменения нагрузки составляют долю полной нагрузки, действие выравнивания может продолжаться только несколько минут.

При помощи аккумулирующей способности питательного пространства можно покрывать пики и заполнять впадины ограниченной величины на более длительное время.

Однако этот способ аккумулирования применим только у установок низкого и среднего давлений и требует питательного устройства, могущего осуществлять усиленный подток воды. Кроме того, этот процесс выравнивания протекает медленно, и при частых изменениях нагрузки приходится прибегать к аккумулированию посредством уменьшения давления.

Поэтому в случае наличия длительных колебаний нагрузки предпочитают совершенно освобождать котел от задачи аккумулирования, устанавливая для этой цели специальные тепловые аккумуляторы.

Существует три типа тепловых аккумуляторов:

Водяные аккумуляторы постоянного давления;

Паровые аккумуляторы постоянного давления и понижающего давления и

Пароводяные аккумуляторы понижающегося давления.

Наибольшее значение имеют водяные и пароводяные аккумуляторы.

Сущность водяного аккумулятора постоянного давления заключается в увеличении водяного объема котла на величину водяного объема аккумулятора. Вода, поступающая в аккумулятор, либо нагревается паром (острым или отъемным), либо она поступает в аккумулятор из котла, будучи уже нагретой в нем до температуры кипения (аккумулятор Кизельбаха).

При падении нагрузки происходит зарядка аккумулятора горячей водой, при повышении нагрузки — прекращают подгрев воды паром и питают котел только горячей водой из аккумулятора.

Если обозначить:

через G_{cp} — среднюю паропроизводительность котла в кг/час;

G_{max} — максимальную

$G_{ак}$ — максимальную аккумулятирующуюся " " " " способность аккумулятора в кг;

z — время, в течение которого имеет место максимальная производительность;

V — объем аккумулятора в м³;

γ — удельный вес воды в аккумуляторе в кг/м³;

i — теплосодержание пара, даваемого котлом в кал/кг;

t — температура воды, поступающей в котел;

q — теплосодержание воды в котле в кал/кг,

то получим следующие формулы

$$\frac{G_{max}}{G_{cp}} = \frac{i - t}{i - q};$$

$$G_{max} - G_{cp} = G_{cp} \left(\frac{q - t}{i - q} \right) \text{ кг/час};$$

$$G_{ак} = z(G_{max} - G_{cp}) = z G_{cp} \frac{q - t}{i - q} \text{ килограммов.}$$

Объем воды в аккумуляторе подсчитывается, исходя из предположения, что разряд аккумулятора происходит при наибольшем отборе пара и при прекращении питания котла паром аккумулятора.

Тогда аккумулятор должен отдавать в котел в продолжение z часов $z \cdot G_{ак}$ килограммов пара; объем воды:

$$V = \frac{z \cdot G_{ак}}{\gamma}.$$

Удельная аккумулирующая способность:

$$g = \frac{G_{ак}}{V} = \gamma \frac{q - t}{i - t} \text{ кг/м}^3.$$

Аккумулирующая способность водяного аккумулятора тем больше, чем меньше температура воды, поступающей в котел, чем выше давление пара в котел и чем меньше перегрев пара.

В рогах ративных установках (при подогреве питательной воды паром, отбираемым от паровой машины или турбины) в случае максимальной нагрузки работают без отбора пара, применяя подогрев питательной воды лишь при падении нагрузки ниже максимальной.

Паровые аккумуляторы постоянного давления колокольного типа строятся для низких давлений пара (1—2 атм) и по своей конструкции похожи на газовые аккумуляторы (газгольдеры). Применяются они в установках, использующих мятый пар паровых машин, паровых молотов и т. п. в турбинах низкого давления. В этих аккумуляторах объем пара во время зарядки увеличивается, во время разрядки — уменьшается. Давление при этом изменяется в очень незначительной степени, поскольку это необходимо для преодоления сопротивления подвижных частей аккумулятора.

Удельная аккумулирующая способность равна удельному весу пара:

$$g = \gamma = 0,6 - 1,1 \text{ кг/м}^3.$$

Паровые аккумуляторы понижающегося давления и постоянного объема: давление пара во время зарядки увеличивается, во время разрядки — уменьшается. Можно принять, что при зарядке в аккумуляторе происходит адиабатическое сжатие пара по уравнению:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k,$$

где $k = 1,135$ для насыщенного пара.

Обозначая объем аккумулятора через V , вес пара в аккумуляторе до зарядки — через G_1 , после зарядки — G_2 , и удельные объемы пара через v_1 и v_2 , получим:

$$\frac{G_2}{G_1} = \frac{V}{v_2} : \frac{V}{v_1} = \frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}.$$

Если обозначить

$$G_2 - G_1 = G_{ак} \text{ и} \\ p_1 - p_2 = \Delta p.$$

то будем иметь следующую приближенную формулу для определения емкости аккумулятора, необходимой для аккумулярования $G_{ак}$ килограммов пара:

$$G_1 = \frac{k p_1 \cdot G_{ак}}{\Delta p} \text{ килограммов}$$

откуда аккумулярующая способность:

$$G_{ак} = \frac{G_1 \Delta p}{k \cdot p_1} \text{ килограммов,}$$

Удельная аккумулярующая способность:

$$g = \frac{G_{ак}}{V} = \gamma_1 \frac{\Delta p}{k \cdot p_1} \text{ кг/м}^3.$$

Сравнение этой формулы с соответствующей формулой для аккумулятора постоянного давления (стр. 125) показывает, что удельная аккумулярующая способность аккумулятора понижающегося давления значительно меньше, чем аккумулятора постоянного давления.

Пароводяные аккумуляторы понижающегося давления основаны на уменьшении температуры парообразования, происходящем при падении давления. При этом освобождается часть теплоты жидкости и расходуется на процесс парообразования. Во время зарядки наоборот — теплота пара переходит к воде. Для ускорения процессов теплообмена площадь соприкосновения воды с паром должна быть как можно большей. Все же температура воды в аккумуляторе в разных ее слоях различна. Удельная аккумулярующая способность может быть подсчитана по приближенной формуле Кнопфа:

$$g = \gamma_1 \cdot \frac{q_1 - q_2}{i - q_2},$$

где q_1 — теплота жидкости при начальном давлении p_1 ; q_2 — при конечном давлении p_2 ; i — теплосодержание пара при среднем давлении между p_1 и p_2 .

Из пароводяных аккумуляторов наибольшим распространением пользуется аккумулятор Рутса.

При выборе системы аккумулятора следует руководиться характером нагрузки. Если колебания нагрузки значительны по величине, но непродолжительны, то предпочитают устанавливать пароводяные аккумуляторы, которые позволяют отводить большие количества пара. При незначительных по величине колебаниях устанавливают паровые аккумуляторы.

XVIII. ВОДОПОДГОТОВКА

Подготовка питательной воды, а равным образом и соответствующая обработка котловой воды преследует следующие цели:

- 1) Устранение причин, ведущих к образованию накипи.
- 2) Ограничение количества шлама и солей в котле до допустимых пределов.
- 3) Устранение причин, влекущих за собой коррозию и разъедание материала котла в тех частях, где он соприкасается с паром и водой.

Жесткость. Накипеобразующая способность питательной воды увеличивается с увеличением жесткости воды. Жесткая вода содержит известковые (кальциевые) и магниевые (магнелиевые) соли: двууглекислый кальций $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$, двууглекислый магний $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$, сернокислый кальций (гипс) CaSO_4 и другие соли.

Жесткость делится на временную и постоянную, составляющих вместе общую жесткость питательной воды. Временная, или бикарбонатная жесткость обуславливается присутствием в воде двууглекислых кальция и магния, выделяющихся из воды при кипячении вследствие перехода этих растворимых солей в трудно растворимые углекислые соли кальция и магния. Постоянная, или некарбонатная жесткость обуславливается присутствием в воде соединений кальция и магния с минеральными кислотами:

CaSO_4 , CaCl_2 , MgCl_2 , MgSO_4 , CaSiO_3 и т. д.

Эта жесткость кипячением не устраняется.

Единицей жесткости служит градус жесткости. Существуют немецкий, французский и английский градусы жесткости. В СССР принят немецкий градус жесткости, соответствующий содержанию 1 г CaO (известь) на 100 л воды. Между различными градусами жесткости существуют следующие соотношения:

$$\begin{aligned} 1^\circ \text{ н} &= 1,79^\circ \text{ ф} = 1,25^\circ \text{ а}; \\ 1^\circ \text{ ф} &= 0,56^\circ \text{ н} = 0,70^\circ \text{ а}; \\ 1^\circ \text{ а} &= 0,80^\circ \text{ н} = 1,44^\circ \text{ ф}. \end{aligned}$$

Один немецкий градус жесткости эквивалентен такому содержанию различных солей в 1000 л, или 1 м³ воды:

10 г	CaO	(жженая известь),
или 17,9	CaCO_3	(углекислый кальций),
" 15	MgCO_3	(углекислый магний),
" 7,19	MgO	(магнезия),
" 21,4	CaSO_4	(гипс).

Нужно отметить, что CaO как таковой в естественной воде не встречается и служит лишь как условный эталон жесткости.

Процесс накипеобразования заключается в переходе растворимых солей в нерастворимые.

Этот переход происходит следующим образом. Вследствие нагрева внутри парового котла двууглекислые кальций и магний, содержащиеся в питательной воде, переходят в нерастворимые углекислые соединения (карбонаты).

Вследствие гидролиза углекислый магний, отчасти в воде растворимый, переходит в совершенно нерастворимый гидрат окиси магния $\text{Mg}(\text{OH})_2$. Карбонат кальция и гидрат окиси магния оседают на поверхности нагрева совместно с кристаллами гипса CaSO_4 и другими нерастворимыми соединениями, содержащимися в котловой воде.

Твердо установленных норм жесткости не существует. Допустимая величина жесткости зависит в основном от конструкции котла и от давления в нем пара. В крупных паровых котлах высокого давления, передающих до $100\,000 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$ опасным является слой накипи в $0,2 \text{ мм}$, так как в этих котлах такой слой может привести к перегреву стенок и к их програвлению. Котлы же, работающие с относительно невысоким давлением и легко доступные для очистки накипи, могут без особых опасений подвергаться покрытию гораздо более толстым слоем накипи. Впрочем, нужно отметить, что и в них, как и во всех вообще котлах, наличие даже очень тонкого слоя накипи значительно понижает коэффициент теплопередачи и, следовательно, ведет к повышению температуры уходящих из котла газов и к увеличению потери тепла с ними.

По данным инж. И. Л. Гордон следует придерживаться следующих норм максимальной жесткости:

Жаротрубные котлы	до 10° н.
Трубчатые котлы (локомобильные, паровозные, комбинированные)	" 6° н.
Батарейные котлы	" $5-8^\circ \text{ н.}$
Горизонтальноводотрубные котлы	" $4-5^\circ \text{ н.}$
Вертикальноводотрубные котлы с прямыми трубами	" 4° н.
Те же котлы с изогнутыми трубами	" 2° н.

При высоких давлениях или паронапряжениях эти требования должны быть повышены, и жесткость котловой воды должна быть не выше $0,5-1^\circ \text{ н.}$

Концентрация солей, щелочность котловой воды и содержание органических примесей не должны превышать известных пределов. Слишком большая концентрация солей приводит к нарушению процесса кипения и к порче стенок котла,

особенно хлорными солями и натровой щелочью. Разъедающее действие средних солей достигает максимума при критической концентрации, и при дальнейшем увеличении концентрации оно быстро уменьшается. Протравляющее действие щелочных солей тоже достигает максимума при критической концентрации и совершенно прекращается при некоторой еще большей концентрации, называемой предельной концентрацией.

По данным Германа (Hermann) допустимы следующие максимальные содержания солей и щелочи в котловой воде (в г/л):

Таблица 18

Название соединения	Вертикально-водотрубные котлы			Горизонтально-водотрубные котлы		
	2 ат	60 ат	100 ат	20 ат	60 ат	100 ат
Поваренная соль NaCl	21,4	12,7	10,3	7	5,5	5,2
Глауберова соль Na_2SO_4	13,4	7,3	5,8	4,3	3,2	2,9
Сода Na_2CO_3	15,9	8,0	4,6	5,1	4,5	2,3

Как показали физико-химические исследования, протравливание котельных листов прекращается при содержании едкого натра NaOH в котловой воде в концентрации около 0,4 г/л и больше. Аналогичное воздействие оказывает и сода Na_2CO_3 в количестве 1,85 г/л и выше.

Оба щелочных соединения взаимозаменяемы в пропорции: 1:4,5. Отсюда и было предложено так называемое натриевое число

$$\text{NaOH} + \left(\frac{\text{Na}_2\text{CO}_3}{4,5} \right) \text{ мг/л},$$

которое не должно быть ниже 400, но и не выше 2000, для того чтобы воспрепятствовать протравливанию стенок котла. Штумпер в качестве высшего предела рекомендует для котлов высокого давления не 2000, а 1000.

Максимально допустимое содержание едкого натра NaOH не должно превышать 2 г/л.

Практически определяют при помощи ареометра Боле общую концентрацию солей в котловой воде, взятой из нижнего

водомерного крана и охлажденной до 15—20° Ц. 1° Боме соответствует содержанию солей 10 г/л или 10 кг/м³.

Количество взвешенных в воде органических веществ должно быть невелико — и тем меньше, чем меньше в воде растворено солей. При высоком содержании органических веществ получается вспенивание воды в котле.

Удаление органических веществ производится обычно при помощи периодической продувки котла, при которой из котла удаляется его содержимое и котел заполняется новой водой. В последнее время начинает получать распространение постоянная продувка, заключающаяся в непрерывном частичном удалении содержимого котла с использованием тепла, заключающегося в ствудимой воде. Количество ежедневно подлежащей опреснению и очистке от шлама воды может быть определено по формуле:

$$M = \frac{V \cdot n \cdot a}{A} \text{ куб. метров}$$

где V — содержание воды в котле в м³;

n — кратность испарения этого объема воды за сутки;

a — осадок после выпаривания питательной воды в г/л;

A — " " " " котловой " " "

Углекислота и кислород, растворенные в котловой воде, вызывают ржавление стенок парового котла, и поэтому содержание этих газов в питательной воде не должно превышать известного предела. Конденсат (дистиллат) особенно жадно поглощает из воздуха кислород и углекислоту. Поэтому концентрация этих газов в конденсате может достигнуть больших значений, чем в неочищенной воде.

Очистка воды

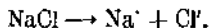
Очистка воды может осуществляться как внутри котла (очистка котловой воды), так и вне котла (очистка питательной воды).

Очистка котловой воды

Очистка воды внутри котла или ее исправление (Korrektungsverfahren) имеет своей целью такую обработку котловой воды, в результате которой ее остаточная жесткость осаждается в котле не в виде накипи, а в виде шлама, удаляемого периодическими или непрерывными продувками. Существует четыре способа очистки котловой воды:

- 1) Сдвиг химического равновесия.
- 2) Коллоидальный способ.
- 3) Механический способ.
- 4) Электрохимический способ.

Сдвиг химического равновесия. Этот способ основан на учении об ионном равновесии растворов. Вследствие разлагающего действия воды частицы растворенных в ней солей находятся в состоянии распада на положительно заряженные катионы и отрицательно заряженные анионы. Например NaCl распадается на катион-натрий и анион-хлор, что условно изображается так:



Можно путем прибавки соответствующих реактивов воздействовать на химическое равновесие ионов накипеобразователя таким образом, что вместо котельного камня накипеобразователь будет давать губчатый, илообразный шлам. Для давлений до 15 ат применима содовая обработка котловой воды. Для давлений свыше 15 ат применяется фосфатная обработка котловой воды. Сущность обоих способов заключается в том, что остаточная жесткость котловой воды выпадает в виде углекислых солей кальция, а не сернокислых солей.

В общем же этот способ исправления котловой воды еще недостаточно испробован и вызывает возражения со стороны многих специалистов.

Коллоидальный способ заключается в введении в котел коллоидальных веществ, носящих общее название антинакипинов. Действие антинакипинов заключается в обволакивании ими накипеобразователей, что препятствует осаждению накипи на стенках котла.

Штумпер утверждает на основании своих исследований, что антинакипное действие коллоидов основано, главным образом, на перенесении процесса образования пузырьков пара от поверхности нагрева в глубину объема воды в котле. Происходит это благодаря тому, что коллоиды адсорбируют нерастворимые осадки CaCO_3 , CaSO_4 и Mg(OH)_2 , уменьшают их скорость осаждения и таким образом увеличивают внутри котловой воды количество взвешенных частиц, являющихся своего рода зародышами пузырьков пара.

Применение этого способа способствует накоплению внутри котла илистых осадков, которые легко пригорают к поверхности нагрева котла и дают пористую нетеплопроводную массу.

Поэтому этот способ может быть рекомендован только в тех случаях, когда вследствие небольших размеров котельной нет смысла сооружать устройства для очистки питательной воды до поступления ее в котел — и то лишь при небольших давлениях пара в котлах.

Механический способ воспрепятствования накипеобразования по сути своей сводится к сокращению образования пузырьков пара на поверхности нагрева котла.

Как показали работы Партриджа (E. P. Partridge), образование накипи происходит как раз в пограничном слое между пузырьком пара и водой. Отсюда вытекает требование — переносить образование пузырьков пара от стенок во внутренность объема котловой воды. Этому способствует прежде всего хорошая циркуляция воды в котле, которая достигается соответствующим конструированием котла, либо же при помощи искусственных мероприятий: желобов, направляющих перегородок и т. п. Другая возможность заключается в свойстве взвешенных в котловой воде нерастворимых частиц быть зародышами пузырьков пара. Этот способ нуждается еще в исследовании.

Электролитический способ заключается в том, что в котел или баки для питательной воды вводятся изолированные анодные пластины из железа. Катодом служат стенки парового котла. При пропускании тока слабого напряжения на стенках котла оседает тонкий слой электролитического водорода, препятствующий осаждению накипи. Этот способ не заслуживает положительной оценки, ибо водородная рубашка, получающаяся на стенках котла, действует теплоизолирующим образом — и даже в большей мере, чем твердая или рыхлая накипь. Кроме того, на стенках отлагается электролитический ил, трудно удаляемый даже при продувке котла.

Таким образом очистка котловой воды не приводит к достаточно удовлетворительным результатам. Поэтому всегда следует предпочитать очистку воды до поступления ее в котел, т. е. очистку питательной воды.

Очистка питательной воды

Существуют следующие способы очистки питательной воды от накипеобразователей:

- 1) Термический способ.
- 2) Химический и термохимический способ.
- 3) Цеолитовый или пермутитовый способ.
- 4) Испарительный способ.

Кроме того, питательная вода может подвергаться:

- 5) Механической очистке от загрязняющих воду примесей.
- 6) Очистке от масла.
- 7) Очистке от растворенных в воде газов, или деаэрации.

Рассмотрим эти способы водоочистки в отдельности.

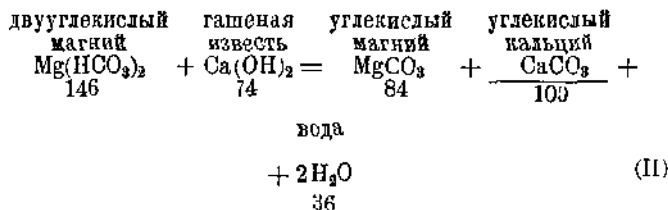
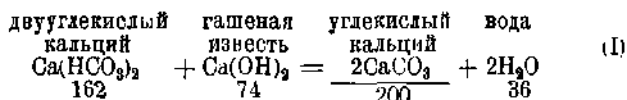
Термический способ очистки питательной воды. Этот способ основан на уменьшении растворимости двууглекислых солей, щелочноземельных металлов с повышением температуры воды. При нагревании бикарбонаты разлагаются, выделяя углекислоту, а образующийся при этом почти нерастворимый в воде карбонат кальция оседает в по-

догревателе. Углекислый магний и гипс этим путем из воды не удаляются.

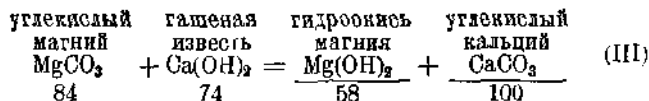
Термические водоочистители работают большей частью мягким паром, иногда — острым и очень редко — при помощи теплоты отходящих дымовых газов котельной установки. Подогрев воды осуществляется при атмосферном давлении и доводится до 80—90° Ц.

Химический и термохимический способ водоумягчения. При этом способе умягчение воды достигается прибавлением к ней различных реактивов, чем осуществляется превращение растворимых солей в нерастворимые, удаляемые из питательной воды механическим путем. Основными реактивами являются: едкая известь, сода, едкий натр, углекислый барий.

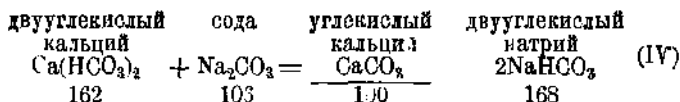
Очистка едкой известью $\text{Ca}(\text{OH})_2$ происходит согласно нижеследующим уравнениям, в которых нерастворимые в воде соединения подчеркнуты:



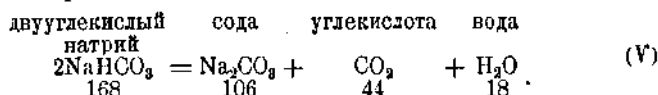
и наконец:



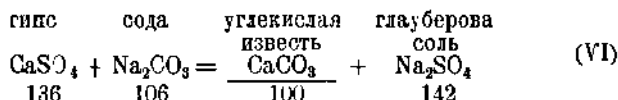
Очистка содой Na_2CO_3 происходит согласно следующим уравнениям:



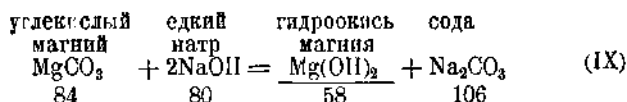
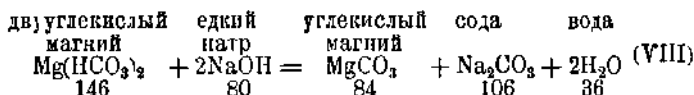
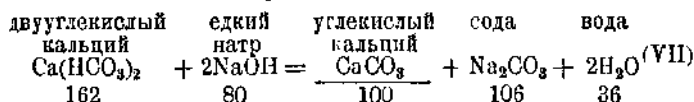
Далее, при кипячении в котле:



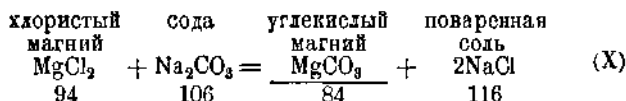
Сода является основным реактивом для разложения гипса:



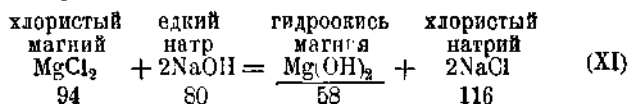
Очистка едким натром NaOH:



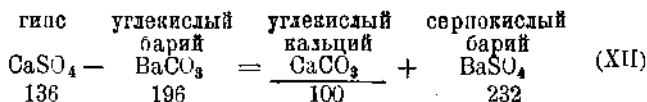
Если в питательной воде находится гипс, то он разлагается полученной таким образом содой по уравнению (VI). Если в воде находится хлористый магний, то происходит следующая реакция:



Однако это разложение протекает медленно и неполно. Надежнее освобождаться от хлористого магния при помощи едкого натра:



Очистка углекислым барием:



Продукты этого разложения нерастворимы и поэтому не могут попасть в котел; в этом заключается преимущество способа очистки углекислым барием по сравнению с очисткой при помощи соды.

При выборе реактивов нужно руководствоваться составом очищаемой воды.

При наличии в воде гипса применяется сода или барий. Для удаления свободной углекислоты и временной (бикарбонатной) жесткости применяется известь.

Для удаления постоянной магниевой жесткости требуется два реактива: едкая известь и сода или же только едкий натр. Способ очистки одним едким натром пригоден только для вод, имеющих не только временную, но и постоянную жесткость, так как в случае отсутствия последней образующаяся по уравнению (IX) сода переходит в котел и вызывает там нежелательные явления. При наличии некарбонатной жесткости сода вступает с ней в реакцию по уравнениям (IV) и (VI).

Наибольшим распространением пользуется известково-содовый способ очистки воды.

Количество реагентов определяется из вышеприведенных уравнений следующим образом.

1 г углекислой извести CaCO_3 требует:

0,56 г едкой извести и образует 2 г ила (I),
или 1,06 „ соды „ 1 „ „ (IV),
1 „ 0,80 „ едкого натра „ 1 „ „ (VII).

1 г углекислого магния MgCO_3 требует:

0,67 г едкой извести и образует 2,19 г ила (II)
или 0,95 „ едкого натра „ 1 „ „ (VIII—IX).

1 г гипса CaSO_4 требует:

0,78 г соды и образует 0,74 г ила (VI)
или 1,44 „ углекислого бария и образует 2,44 г ила (XII).
1 г хлористого магния MgCl требует:
0,85 г едкого натра и образует 0,62 г ила (XI).

К химическим водоочистителям относятся содовые водоочистители, известково-содовые водоочистители и содорегенеративные водоочистители. Регенеративный способ основан на применении для очистки воды щелочных солей, находящихся внутри котла в результате возрастания концентрации раствора: часть воды отбирается из котла и вводится в водоочиститель. Способ этот страдает многими недостатками; не-

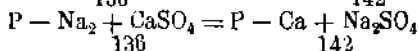
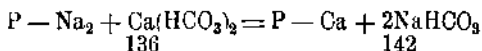
обходимость частых продуктов и вследствие этого усиленная работа насосов, затруднительность регулировки плотности котловой воды, сильное образование в котловой воде свободной углекислоты и илистых остатков, вследствие этого — вспенивание и бросание котловой воды.

В настоящее время наибольшим распространением пользуется термохимический способ водоподготовки. В СССР распространен термохимический водоочиститель системы инж. И. Л. Гордона. Этот водоочиститель в основном — содово-известковый, с добавкой других потребных реактивов (фосфорнонатриевой соля, едкого натра, сернокислого алюминия, железных солей и т. п.). Очищаемая вода подогревается путем пропуска части ее через специальный водоподогреватель.

Конструктивно водоочистители в большинстве случаев выполняются в виде цилиндрических сосудов, склепанных из железных листов. В крупных установках водоочистители являются большими сооружениями башенного типа высотой до 15 м.

Цеолитовый или пермутитовый способ умягчения воды. При этом способе подлежащая умягчению вода фильтруется через слой цеолитового или пермутитового песка со скоростью от 2 до 10 м/час, в зависимости от жесткости воды. Температура воды, во избежание разрушения цеолита, должна быть не выше 35° Ц. Пермутит является искусственным цеолитом и готовится сплавлением каолина, кварца и соды. Состав стекловидного сплава $Al_2O_3 + 10SiO_2 + 10Na_2O$, или сокращенно P — Na₂. Сплав измельчается в порошок. Этот порошок имеет свойство обменивать натровое основание на другие основания при пропускании через него жесткой воды.

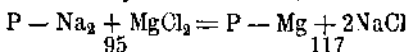
Обмен происходит согласно уравнениям:



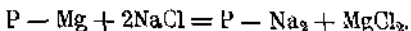
Когда известная часть натрия пермутита заменена кальцием или магнием, фильтр утрачивает свою работоспособность, что узнается мыльной пробой: спиртовой раствор мыла разлагается солями кальция и магния, выпадающими в виде жирных кислот. Пермутит регенерируется при помощи раствора поваренной соли:



Аналогичным образом происходит освобождение от хлористого магния (или бикарбоната магния):

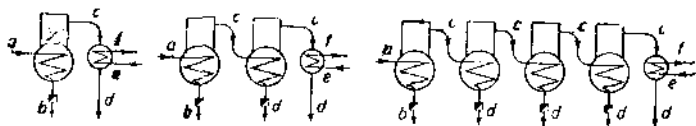


и восстановление:



При восстановлении поваренная соль расходуется в 8—10-кратном количестве против теоретически необходимого в виде 10-процентного раствора, подогретого до 35° Ц. Период работы фильтра 10—16 час. Поэтому при непрерывной суточной работе котлов необходима установка двух фильтров.

Умягчаемая пермутитом вода не должна содержать механических примесей, загрязняющих фильтр. Кроме того, в ней не должно быть ни железа, ни марганца, ни свободной углекислоты.



Фиг. 15. Испарители: *a* — вход острого пара; *b* — выход конденсата; *c* — вторичный пар; *d* — выход дистиллята; *e* — вход холодной воды; *f* — выход холодной воды.

Этот способ умягчения применяется обычно для воды с большой жесткостью.

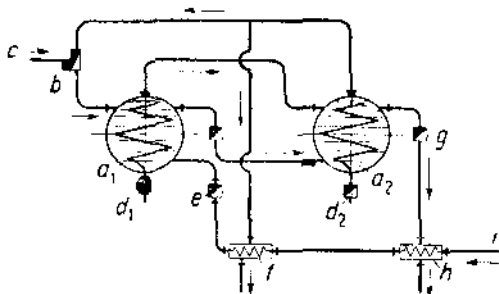
Испарительный способ заключается в перегонке очищаемой воды. Этот способ применяется в тех случаях, когда питание котлов производится конденсатом паровых турбин и очистке (выпариванию) необходимо подвергать лишь добавочное количество питательной воды (около 5—10%), возмещающее потери пара и конденсата в его кругообороте. Вода, поступающая в испаритель, должна быть чистой и достаточно мягкой, так как при загрязнении поверхности нагрева испарителей накипью производительность их падает очень сильно. Жесткая вода нуждается в умягчении до впуска ее в испаритель.

Для выпаривания воды в испарителях всегда применяется пар: либо острый из котла, либо отбираемый из ступеней высокого давления паровых турбин. На фиг. 15 схематически показаны одно-, двух- и многокорпусные испарители.

В зависимости от давления, при котором происходит испарение воды, испарители делятся на три группы: вакуум

испарители, испарители низкого давления (0,2—0,8 атм) и испарители высокого давления (от 2 до 8 атм и выше).

В вакуум-испарителях разрежение создается при помощи эжектора, отсасывающего воздух из конденсатора испарителя. В испарителях низкого давления имеется пароструйный аппарат, работающий острым паром давления около 10 ат. В этом пароструйном аппарате пар, расширяясь до 0,5—0,6 ат, засасывает часть вторичного пара (до 80%) из испарителя a_2 и, сжав его до того же давления, вводит его опять в испаритель a_1 (фиг. 16). Коэффициент полезного действия этих испарителей выше, чем испарителей вакуумных. На 1 кг острого пара получается около 4 кг дистиллата.



Фиг. 16. Двухкорпусный испаритель низкого давления системы Бальке.

Испарители высокого давления (фиг. 17) дают следующую производительность: однокорпусные 0,8—0,9 кг дистиллата на 1 кг первичного пара, двухкорпусные — до 1,6 кг на 1 кг и трехкорпусные — до 2,2 кг на 1 кг пара.

Жесткость дистиллата не должна превышать 1,10° н.

Деаэрирование питательной воды происходит в специальных аппаратах: деаэраторах или дегазерах. Удаление газов (кислорода и углекислоты) производится механическим, химическим или термическим путем.

В механических деаэраторах подогретая вода перетекает через ряд перегородок с отверстиями и размельчается на тонкие струи, выделяя при этом растворенные в ней газы. Эти деаэраторы включаются между питательным насосом и экономайзером.

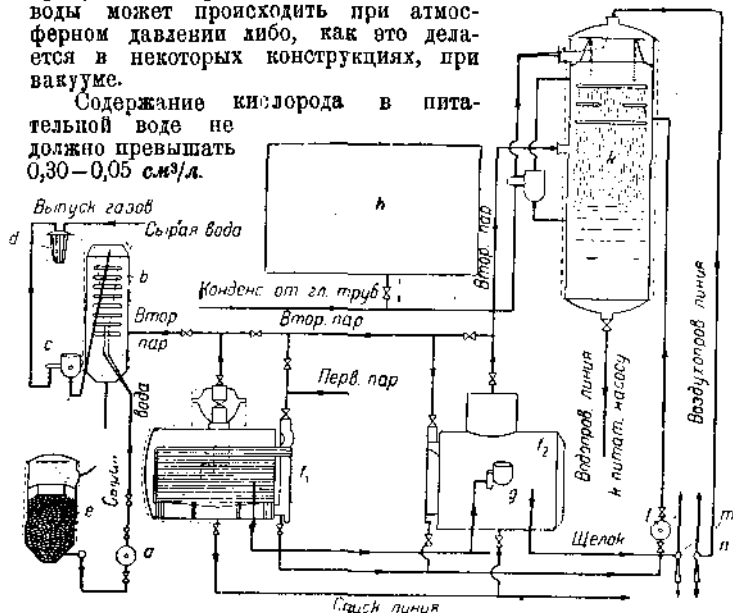
Существуют и вакуумные механические деаэраторы.

В химических деаэраторах подогретая до 70° вода пропускается через фильтр из железных стружек или опилок. Растворенный в воде кислород соединяется с железом, давая

окись железа, которая задерживается при последующей фильтрации воды через обыкновенный фильтр.

В термических деаэраторах выделение растворенных в воде газов достигается нагреванием воды при помощи пропускания через нее пара. Кипячение воды может происходить при атмосферном давлении либо, как это делается в некоторых конструкциях, при вакууме.

Содержание кислорода в питательной воде не должно превышать $0,30-0,05 \text{ см}^3/\text{л}$.



Фиг. 17. Двухкорпусный испаритель высокого давления системы Атлас.

Механическая очистка питательной воды разделяется на следующие способы:

- а) слив или стекание, если удельный вес загрязняющих воду примесей меньше удельного веса воды;
- б) фильтрация, если эти удельные веса равны;
- в) осаждение, если удельный вес загрязнений больше удельного веса воды.

Наиболее надежным, а потому и наиболее распространенным является способ фильтрации. Фильтрующими веществами служат дробленый кварц, гравий и кокс с величиной зерен от 0,5 до 3 мм, песок, пакля, ткани и пористые вещества. Фильтры должны периодически прочищаться пропуска-

нием через них струи воды в обратном направлении. Скорость фильтрации не должна превышать 1—2 м.м./сек.

Очистка воды от масла необходима в том случае, если для питания паровых котлов используется конденсат поршневых паровых машин. Масла, находящиеся в конденсате от паровых машин, внутри парового котла образуют под влиянием высокой температуры жирные кислоты, способствующие разложению металла. Слой масла, прилипающий к стенкам котла, чрезвычайно ухудшает теплопередачу.

Маслоотделители представляют собой фильтры из губок или специальных масс. Содержание масла в очищенной воде не должно превышать 5 г на 1 м³ (т. е. 1/2 000%).

Существует также электролитический способ очистки воды от масла.

Целесообразно проводить предварительное удаление масла из пара, содержащего его, для чего устанавливают маслоотделитель на линии мягкого пара.

ХІХ. РАСЧЕТЫ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Пример 1

Рассчитать котельную установку производительностью 40 000 кг пара в час. Давление пара 15 атм; температура 380° Ц; температура питательной воды $t_{п.в.} = 30^\circ \text{ Ц}$. Топливо — донецкий каменный уголь марки ПЖ (паровичный жирный), имеющий следующий состав: С = 78,50%, Н = 4,50%, О = 3,70%, N = 1,50%, S = 2,00%, W = 5,00%, A = 4,80%.

Выбираем четыре горизонтально-подотрубных котла с цепными решетками. Паропроизводительность каждого котла $D = 10\,000 \text{ кг/час}$.

Низшая теплотворная способность угля (стр. 36) $Q_n^p = 81\,78,5 + 300 \cdot 4,5 - 26(3,7 - 2) - 6(9 \cdot 4,5 + 5) = 7\,400 \text{ кал/кг}$.

Теоретическое количество воздуха (стр. 37).

$$L_m = 0,01 \left[8,98 \cdot 78,5 + 26,54 \left(4,5 - \frac{3,7}{8} \right) + 3,33 \cdot 2 \right] = 8,20 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретическое количество сухих газов (стр. 37):

$$G_m = 0,01 \left[8,98 \cdot 78,5 + 20,96 \left(4,5 - \frac{3,7}{8} \right) + 3,33 \cdot 2 + 0,797 \cdot 1,5 \right] = 8,00 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Коэффициент избытка воздуха в топке α_m (стр. 41) можно принять равным 1,5. Действительное количество сухих дымовых газов (стр. 39):

$$G = 8,00 + (1,5 - 1) 8,20 = 12,10 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Количество водяного пара (стр. 39):

$$V = 0,01 (11,19 \cdot 4,5 + 1,243 \cdot 5) = 0,57 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теплоемкость сухих дымовых газов (стр. 50):

$$C_p = 0,3092 + \frac{0,0168}{1,5} + \left(0,0000123 + \frac{0,0000112}{\alpha} \right) t = \\ = 0,32 + 0,00002 t \text{ кал./м}^3 \text{ } ^\circ\text{Ц}.$$

Теплоемкость водяных паров (стр. 50):

$$C_{p. n} = 0,37 + 0,000025 t \text{ кал./м}^3 \text{ } ^\circ\text{Ц}.$$

Теплота в топке на 1 кг топлива при температуре воздуха 25°Ц (стр. 63):

$$Q_m = 7\,400 + 1,5 \cdot 8,20 \cdot 0,311 \cdot 25 = 7\,500 \text{ кал./кг}.$$

Коэффициент влажности топочных газов (стр. 65):

$$w = \frac{9 \cdot 4,5 + 5}{7,400} = 0,00547.$$

По графику фиг. 7 при $\alpha = 1,5$ и $w = 0,00547$ теоретическая температура горения с учетом диссоциации:

$$t_{гор} = 1\,640^\circ \text{Ц}.$$

Аналитически:

$$t_{гор} = \frac{7\,500}{12,10 (0,32 + 0,00002 t_{гор}) + 0,57 (0,37 + 0,000025 t_{гор})},$$

откуда

$$4,09 \cdot t_{гор} + 0,000256 t_{гор}^2 = 7\,500, \\ - 4,09 + \sqrt{4,09^2 + 4 \cdot 0,000256 \cdot 7\,500} \\ t_{гор} = \frac{2 \cdot 0,000256}{2 \cdot 0,000256} = 1\,660^\circ \text{Ц}.$$

Определим состав дымовых газов в топке, считая $q_3 = 1\%$ (стр. 47):

$$\text{CO} = \frac{1}{3,4 \cdot 1,5 + \frac{0,5}{100} - 0,08} = 0,20 \%;$$

$$\text{O}_2 = 20,9 \frac{8,20 (1,5 - 1)}{12,10} + 0,4 \cdot 0,20 = 7,15 \%;$$

$$\text{CO}_{2\text{max}} = 1,865 \frac{78,5}{12,10} = 18,3 \text{ \%};$$

$$\text{CO}_2 = 18,3 \left[\frac{20,9 - (7,15 - 0,4 \cdot 0,2)}{20,9} \right] - 0,20 = 11,9 \text{ \%};$$

$$\text{SO}_2 = \frac{0,7 \cdot 2}{12,10} = 0,12 \text{ \%};$$

$$\text{N}_2 = 100 - (7,15 + 11,9 + 0,12 + 0,20) = 80,53 \text{ \%}.$$

Определим теперь наимыгоднейшую температуру уходящих газов и коэффициент полезного действия котельной установки.

К каждому котлу устанавливается горизонтальный экономайзер. Температура газов за котлом $t_{\text{ж}} = 350^\circ \text{C}$. Температура питательной воды $t_{\text{н. в}} = 30^\circ \text{C}$. Стоимость 1 м^2 поверхности нагрева экономайзера 45 руб. франко-завод с упаковкой.

Дополнительные расходы по установке:

Транспорт и хранение	10 %
Монтаж и технический надзор	20 %
Добавочные расходы, связанные с увеличением здания котельной	30 %

Итого 60 %

Стоимость установленного 1 м^2 :

$$1,60 \cdot 45 = 72 \text{ руб.}$$

Годовые расходы по экономайзеру:

Списывание в фонд возобновления	10 %
Проценты на капитал	6 %
Ремонт и уход	4 %

Итого 20 %

Стоимость эксплуатации 1 м^2 в год:

$$0,2 \cdot 72 = 14,4 \text{ руб.}$$

Потери с уходящими газами подсчитываем для четырех температур:

$$t_1 = 100^\circ \text{C}, t_2 = 130^\circ \text{C}, t_3 = 160^\circ \text{C}, t_4 = 190^\circ \text{C}.$$

Теплоемкость сухих газов в пределах этих температур принимаем постоянной:

$$C_p = 0,32 \text{ кал/м}^3 \text{ } ^\circ \text{C};$$

теплоемкость водяного пара:

$$C_{\text{р. в}} = 0,87 \text{ кал/м}^3 \text{ } ^\circ \text{C}.$$

Количество сухих газов за экономайзером больше, чем в топке вследствие присоса воздуха. Коэффициент избытка воздуха за экономайзером равен 1,75. Следовательно:

$$G_s = 8,00 + (1,75 - 1) 8,20 = 14,15 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Следовательно:

$$G_s \cdot C_p + V_{a, n} \cdot C_{p_{a, n}} = 14,15 \cdot 0,32 + 0,57 \cdot 0,37 = 4,74 \text{ кал/}^\circ \text{ Ц}.$$

$$q_{21} = \frac{4,74(100 - 25)}{7400} 100 = 4,8 \%$$

$$q_{22} = \frac{4,74(130 - 25)}{7400} 100 = 6,7 \%$$

$$q_{23} = \frac{4,74(160 - 25)}{7400} 100 = 8,65 \%$$

$$q_{24} = \frac{4,74(190 - 25)}{7400} 100 = 10,60 \%$$

Потеря
с уходящими газами

Коэффициент полезного действия:

$$\eta_{к.у} = \frac{100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5}{100} = \frac{100 - q_2 - 1 - 2 - 6}{100} = \frac{91 - q_2}{100};$$

$$\eta_{к.у_1} = \frac{91 - 4,8}{100} = 0,862;$$

$$\eta_{к.у_2} = \frac{91 - 6,7}{100} = 0,843;$$

$$\eta_{к.у_3} = \frac{91 - 8,65}{100} = 0,823;$$

$$\eta_{к.у_4} = \frac{91 - 10,60}{100} = 0,804.$$

Испарительность и расход топлива (стр. 60):

$$И_1 = \frac{7400}{766 - 30} 0,862 = 8,66; \quad B_1 = \frac{10000}{8,66} = 1155 \text{ кг/час};$$

$$И_2 = \frac{7400}{766 - 30} 0,843 = 8,48; \quad B_2 = \frac{10000}{8,48} = 1180 \text{ кг/час};$$

$$И_3 = \frac{7400}{766 - 30} 0,823 = 8,27; \quad B_3 = \frac{10000}{8,27} = 1210 \text{ кг/час};$$

$$И_4 = \frac{7400}{766 - 30} 0,804 = 8,08; \quad B_4 = \frac{10000}{8,08} = 1240 \text{ кг/час}.$$

Предполагается, что котел работает 300 суток в году с полной нагрузкой.

Годовая паропроизводительность:

$$D_2 = 10 \cdot 24 \cdot 300 = 72000 \text{ т}.$$

Годовой расход топлива с учетом 20 % надбавки на ухудшение работы котельной установки, на пуск и на неполноту загрузки котла:

$$B_1^2 = 1,2 \frac{72\,000}{8,66} = 10\,000 \text{ т};$$

$$B_2^2 = 1,2 \frac{72\,000}{8,48} = 10\,200 \text{ т};$$

$$B_3^2 = 1,2 \frac{72\,000}{8,27} = 10\,450 \text{ т};$$

$$B_4^2 = 1,2 \frac{72\,000}{8,08} = 10\,700 \text{ т}.$$

Годовой расход на топливо определяется, считая стоимость топлива франко-топка равной 20 руб. за тонну:

$$Ц_1 = 10\,000 \cdot 20 = 200\,000 \text{ руб.};$$

$$Ц_2 = 10\,200 \cdot 20 = 204\,000 \text{ руб.};$$

$$Ц_3 = 10\,450 \cdot 20 = 209\,000 \text{ руб.};$$

$$Ц_4 = 10\,700 \cdot 20 = 214\,000 \text{ руб.}$$

Температура питательной воды при выходе из экономайзера (стр. 99):

$$t_2 = \frac{0,97 \cdot 1\,155 \cdot 4,74 (350 - 100)}{10\,000} + 30 = 163^\circ \text{ Ц};$$

$$t_2 = \frac{0,97 \cdot 1\,180 \cdot 4,74 (350 - 130)}{10\,000} + 30 = 149^\circ \text{ Ц};$$

$$t_3 = \frac{0,97 \cdot 1\,210 \cdot 4,74 (350 - 160)}{10\,000} + 30 = 135^\circ \text{ Ц};$$

$$t_4 = \frac{0,97 \cdot 1\,240 \cdot 4,74 (350 - 190)}{10\,000} + 30 = 120^\circ \text{ Ц}.$$

Принимая коэффициент теплопередачи $k_0 = 10$, определяем поверхность нагрева экономайзера (стр. 99):

$$F_{a_1} = \frac{2 \cdot 10\,000 (163 - 30)}{10 (350 + 100 - 160 - 30)} = 1\,020 \text{ м}^2;$$

$$F_{a_2} = \frac{2 \cdot 10\,000 (149 - 30)}{10 (350 + 130 - 149 - 30)} = 793 \text{ м}^2;$$

$$F_{a_3} = \frac{2 \cdot 10\,000 (135 - 30)}{10 (350 + 160 - 135 - 30)} = 610 \text{ м}^2;$$

$$F_{a_4} = \frac{2 \cdot 10\,000 (120 - 30)}{10 (350 + 190 - 120 - 30)} = 462 \text{ м}^2.$$

Увеличение расхода на тягу, связанное с газовым сопротивлением, вносимым экономайзером, учитывается коэффициентом 1,2. Таким образом стоимость эксплуатации экономайзеров:

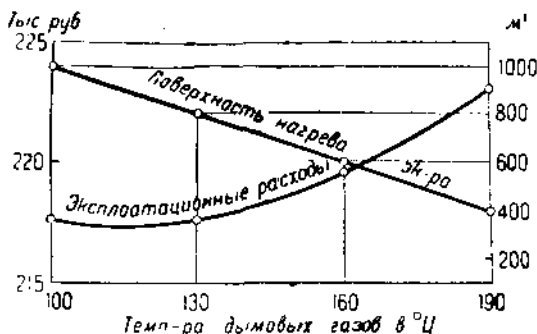
$$\mathcal{E}_1 = 1,2 \cdot 1020 \cdot 14,4 = 17\,650 \text{ руб.};$$

$$\mathcal{E}_2 = 1,2 \cdot 793 \cdot 14,4 = 13\,700 \text{ руб.};$$

$$\mathcal{E}_3 = 1,2 \cdot 610 \cdot 14,4 = 10\,550 \text{ руб.};$$

$$\mathcal{E}_4 = 1,2 \cdot 462 \cdot 14,4 = 8\,000 \text{ руб.}$$

Эти значения складываем со значениями стоимости топлива и строим суммарную кривую (фиг. 18). Минимум суммарных расходов лежит возле значения $t = 120^\circ \text{Ц}$. Однако идти на ра-



Фиг. 18. Определение наиболее выгодной температуры уходящих газов.

боту со столь низкой температурой уходящих газов нельзя, так как при такой температуре нельзя будет работать с выключенным дымоходом и при включенном экономайзере. Кроме того, единовременный расход на приобретение экономайзера слишком велик, так как при низкой температуре уходящих газов поверхность нагрева экономайзера получается очень большой. Между тем до некоторого предела увеличение температуры уходящих газов связано, как видно из фиг. 18, с незначительным увеличением суммарных расходов, но зато с большим сокращением первоначальных затрат на экономайзер. Поэтому нет смысла стремиться к максимальной экономичности ценой вложения в установку больших средств, которые вследствие незначительности прироста экономии окупятся лишь через большой промежуток времени.

Исходя из этих соображений, выбираем температуру уходящих газов $t = 160^\circ \text{Ц}$, так как именно с этой температуры

начинается быстрое падение экономичности установки по мере роста температуры.

Следовательно:

$$\begin{aligned} q_2 &= 8,65 \text{ \%}; & B &= 1\,210 \text{ кг/час}; \\ \eta_{\text{к.у}} &= 0,823; & B^2 &= 10\,450 \text{ т}; \\ H &= 8,27 \text{ кг/кг}; & F_2 &= 610 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Определим теперь основные размеры котельной установки:
Действительная температура в топке:

$$t_m = t_{\text{гор}}(1 - \sigma) \eta_m.$$

Коэффициент прямой отдачи (стр. 67):

$$\sigma = \frac{Q_L \cdot F_L}{B \cdot Q_m \eta_m};$$

$$Q_L = 4 \left[\left(\frac{t_m + 273}{100} \right)^4 - 500 \right];$$

$F_L = 12,5 \text{ м}^2$ (по чертежу котла. См. фиг. 8 и стр. 79).

Коэффициент полезного действия топки (стр. 59):

$$\eta_m = \frac{100 - (1 + 2 + 2)}{100} = 0,95.$$

Следовательно:

$$\sigma = \frac{4 \cdot \left[\left(\frac{t_m + 273}{100} \right)^4 - 500 \right] \cdot 12,5}{1\,210 \cdot 7\,400 \cdot 0,95} = \frac{\left(\frac{t_m + 273}{100} \right)^4 - 500}{110\,000};$$

$$t_m = 1\,640 \left(1 - \frac{\left(\frac{t_m + 273}{100} \right)^4 - 500}{170\,000} \right) 0,95.$$

Подстановкой (фиг. 9) находим:

$$t_m = 1\,170^\circ \text{Ц при } \sigma = 0,25$$

и

$$Q_L = 176\,000 \text{ кал/час}$$

Температуру газов перед пароперегревателем берем равной 700°Ц .

Теплоемкость сухих газов при средней температуре

$$\frac{700 + 1\,170}{2} = 935^\circ \text{Ц};$$

$$C_g = 0,32 + 0,00002 \cdot 935 \approx 0,34.$$

Теплоемкость водяного пара:

$$C_{pв.н} = 0,37 + 0,000025 \cdot 935 = 0,39.$$

Поверхность нагрева котла до пароперегревателя (стр. 87) определяем, считая $\alpha = 1,5$ и $k = 30$ кал/м² час° Ц:

$$F_1 = \frac{1210(12,10 \cdot 0,34 + 0,57 \cdot 0,39)}{30} \cdot \ln \frac{1170 - 200}{700 - 200} = 117 \text{ м}^2.$$

Температура газов за пароперегревателем, считая $x = 0,99$, $C_p = 0,33$ и $C_{pв.н} = 0,38$ (стр. 50):

$$t_n = 700 - \frac{10000[(766 - 665,3) + (1 - 0,99)461,2]}{1210(12,10 \cdot 0,33 + 0,57 \cdot 0,38)} = 493^\circ \text{ Ц}.$$

Поверхность нагрева пароперегревателя при $k = 15$ (стр. 90):

$$F_n = \frac{10000[(766 - 665,3) + (1 - 0,99)461,2]}{25 \left(\frac{700 + 493}{2} - \frac{380 + 200}{2} \right)} = 135 \text{ м}^2.$$

Поверхность нагрева котла за пароперегревателем определим, учитывая увеличение объема дымовых газов вследствие присоса воздуха и увеличения коэффициента избытка воздуха до 1,6:

$$G = 8,00 + (1,6 - 1)8,2 = 12,9 \text{ м}^3;$$

$$F_2 = \frac{1210(12,9 \cdot 0,33 + 0,57 \cdot 0,38)}{20} \cdot \ln \frac{493 - 200}{350 - 200} = 182 \text{ м}^2.$$

Полная поверхность нагрева котла:

$$F = 117 + 182 \approx 300 \text{ м}^2.$$

Площадь колосниковой решетки (стр. 70) при напряженности ее, равной 100 кг/м² час, получается равной:

$$k = \frac{1210}{100} = 12,10 \text{ м}^2.$$

Объем топочного пространства (стр. 72) при напряженности его, равной 450 000 кал/м³ час:

$$V_{топ} \approx \frac{1210 \cdot 7500}{450000} = 20 \text{ м}^3.$$

Следовательно, средняя высота топки:

$$h_m = \frac{20}{12,10} = 1,65 \text{ м}.$$

Сечения дымоходов (стр. 103) над колосниковой решеткой:

$$[1\,210 \cdot 12,67 (1 + 0,00367 \cdot 1\,170)] : (3 \cdot 3\,600) \approx 8 \text{ м}^2;$$

перед пароперегревателем:

$$[1\,210 \cdot 12,67 (1 + 0,00367 \cdot 700)] : (3,5 \cdot 3\,600) \approx 4,5 \text{ м}^2;$$

после пароперегревателя:

$$[1\,210 \cdot 12,67 (1 + 0,00367 \cdot 493)] : (4 \cdot 3\,600) \approx 3 \text{ м}^2;$$

в конце котла:

$$[1\,210 \cdot 13,47 (1 + 0,00367 \cdot 350)] : (4 \cdot 3\,600) \approx 2,5 \text{ м}^2;$$

в конце экономайзера:

$$[1\,210 \cdot 14,72 (1 + 0,00367 \cdot 160)] : (5 \cdot 3\,600) \approx 1,5 \text{ м}^2.$$

Верхнее сечение дымовой трубы для четырех котлов при температуре газов у выхода равной 120°Ц и скорости 7 м/сек (стр. 104):

$$f = \frac{4 \cdot 1\,210 \cdot 14,72 (1 + 0,00367 \cdot 120)}{3\,600 \cdot 7} = 4,08 \text{ м}^2.$$

Диаметр трубы:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,08}{3,14}} = 2,28 \text{ м}.$$

Газовое сопротивление котельной установки: сопротивление решетки и слоя топлива (стр. 106):

$$S_p = A \left(\frac{B_{\text{усл}}/R}{\text{CO}_{2\text{max}}} \right)^2 \alpha,$$

где

$$B_{\text{усл}} = \frac{1\,210 \cdot 7\,400}{7\,000} = 1\,280,$$

$$\text{CO}_{2\text{max}} = 18,3,$$

$$S_p = 0,04 \left(\frac{1\,280 \cdot 12,10}{18,3} \right)^2 1,5^2 \approx 0,53 \text{ мм вод. ст.};$$

самотяга газов в топке:

$$S_c = 1,65 \left(1,2 - \frac{365}{1\,170 + 273} \right) = 1,57 \text{ мм вод. ст.},$$

$$S_m = 0,53 + 1,57 + 2 = 4 \text{ мм вод. ст.};$$

сопротивление газоходов (стр. 107):

$$S_d = 0,006 \left(\frac{10\,000}{300} \right)^2 1,5^2 \approx 0,5 \text{ мм вод. ст.};$$

сопротивление пароперегревателя (стр. 108):

$$S_{пер} = 2,5 \cdot 10 [0,10 - (30 - 30) 0,002] \left(\frac{4}{4}\right)^2 \approx 2,5 \text{ мм вод. ст.};$$

сопротивление экономайзера (стр. 109):

$$S_{эк} = 0,2 \cdot 12 \left(\frac{5}{4}\right)^2 \approx 4 \text{ мм вод. ст.};$$

сопротивление борава, учитывая двукратное изменение направления на 90° (стр. 110) при

$$\gamma_2 = 1,3 \frac{273}{273 + 160} = 0,82;$$

$$S = 2 + 0,5 \frac{5^2}{2 \cdot 9,81} 0,82 \cdot 2 = 3 \text{ мм вод. ст.};$$

сопротивление шиберов (стр. 110):

$$S_{ш} = 0,5 \text{ мм вод. ст.};$$

сопротивление трубы (стр. 110) при

$$\gamma_2 = 1,3 \frac{273}{273 + 140} = 0,86$$

и высоте трубы $H \approx 60 \text{ м}$:

$$S_{тр} = \frac{5^2}{2 \cdot 9,81} 0,86 + 0,0006 \frac{5^2}{2 \cdot 75} 0,86 \cdot 60 \approx 1,5 \text{ мм вод. ст.};$$

общее сопротивление:

$$S = 4 + 0,5 + 2,5 + 4 + 3 + 0,5 + 1,5 = 16 \text{ мм вод. ст.}$$

Учитывая форсировку котла, увеличиваем это сопротивление на 50 %:

$$S = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ мм вод. ст.}$$

Высота дымовой трубы (стр. 104):

$$H = \frac{24}{1,293 \left(\frac{1}{1 + 0,00367 \cdot 27} + \frac{1}{1 + 0,00367 \cdot 140} \right)} = 68 \text{ м},$$

считая температуру наружного воздуха равной 27°Ц и среднюю температуру газов в трубе 140°Ц .

В случае установки дымососа вместо кирпичной дымовой трубы мощность дымососа на один котел (стр. 113):

$$N_d = \frac{1 \cdot 210 \cdot 14,72 (1 + 0,00367 \cdot 160) \cdot (24 + 5)}{3 \cdot 600 \cdot 75 \cdot 0,35} = 9 \text{ л. с.}$$

Мощность мотора следует взять с запасом в 50 %, т. е.

$$N = 9 \cdot 1,5 = 14 \text{ л. с.}$$

Пример 2.

Нужно рассчитать котельную установку, работающую на отходящих газах 45-тонной мартеновской печи. Давление пара 12 *атм*; температура 350° Ц. Печь отапливается генераторным газом и дает в час 22 000 *куб. м* дымовых газов, вступающих в котельную установку при температуре 550° Ц.

Имеется дымовая труба высотой 60 м и диаметром 2 м в верхнем сечении. Температура питательной воды 40° Ц.

Вследствие низкой температуры газов, поступающих в котельную установку, и высокой температуры перегрева пара необходимо, чтобы газы сначала прошли через пароперегреватель. Далее, целесообразно будет ввиду низкой температуры питательной воды и с целью уменьшения поверхности нагрева котла установить водяной экономайзер.

Так как дымовая труба рассчитана на работу печи, то с постройкой котельной установки она не будет создавать достаточной тяги. Поэтому необходимо устройство дымососной установки.

Потери тепла в окружающую среду принимаем разными: 3 % — в пароперегревателе, 5 % — в котле и 5 % — в экономайзере: итого $q_k = 13\%$.

Питательная вода нагревается в экономайзере до 150° Ц. Более высокий подогрев может повести к парообразованию в экономайзере при понижении давления пара в котле.

Теплоемкость уходящих из печи газов принимаем равной $C_p = 0,35$. Для 12 *атм* и 350° Ц $i = 752 \text{ кал/кг}$.

Количество пара при температуре газов, уходящих из котла, равной 250° Ц, определится, как указано на стр. 69 и 89:

$$D = \frac{22000 \cdot 0,35 (550 - 250) \cdot 0,95}{752 - 40} = 3080 \text{ кг/час}$$

— при работе без экономайзера и пароперегревателя;

$$D = \frac{22000 \cdot 0,35 (550 - 250) \cdot 0,95}{752 - 150} = 3650 \text{ кг/час}$$

— при работе с экономайзером, но без пароперегревателя.

Учитывая снижение температуры газов при входе их на поверхность нагрева котла, ведем в случае наличия пароперегревателя расчет на паропроизводительность

$$D = 3000 \text{ кг/час.}$$

Теплота, расходуемая на перегрев пара при влажности пара в 5 % (стр. 89):

$$Q = 3\,000 [(752 - 664,2) + (1 - 0,95) \cdot 470,4] = 334\,000 \text{ кал.}$$

Температура газов за пароперегревателем (стр. 90):

$$t_k = 550 - \frac{334\,000}{22\,000 \cdot 0,35 \cdot 0,97} = 500^\circ \text{Ц.}$$

Поверхность нагрева пароперегревателя при коэффициенте теплопередачи $k = 18$:

$$F = \frac{334\,000}{18 \left(\frac{550 + 500}{2} - \frac{350 + 190}{2} \right)} = 75 \text{ м}^2.$$

Коэффициент теплопередачи котла при скорости газов 15 м/сек (стр. 76):

$$k = 2 + 10 \sqrt{15} = 40,7 \text{ кал}^2 \text{ м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц.}$$

Учитывая снижение скорости возле поверхности котла (стр. 78), уменьшаем коэффициент теплопередачи на 20 %, т. е.

$$k = 33 \text{ кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц.}$$

Поверхность нагрева котла (стр. 87):

$$F = \frac{22\,000 \cdot 0,35}{33} \cdot \ln \frac{500 - 190}{250 - 190} = 380 \text{ м}^2.$$

Температура дымовых газов за экономайзером (стр. 99):

$$t_k = 250 - \frac{3\,000 (150 - 40)}{22\,000 \cdot 0,34 \cdot 0,87} = 200^\circ \text{Ц.}$$

Теплоемкость $C_p = 0,34$ меньше, чем в области более высоких температур, где $C_p = 0,35$

Поверхность нагрева экономайзера при $k = 12$ (стр. 99):

$$F_{\text{эк}} = \frac{2 \cdot 3\,000 (150 - 40)}{12 (250 + 200 - 40 - 150)} = 185 \text{ м}^2.$$

Определим естественную силу тяги, учитывая охлаждение газов в борове, соединяющем котел с дымовой трубой, на 10°Ц и в самой трубе еще на 30°Ц , а всего, следовательно, на 40°Ц

$$Z = 60 \cdot 1,293 \left(\frac{1}{1 + 0,00367 \cdot 27} - \frac{1}{1 + 0,00367 \cdot 163} \right) = 22 \text{ мм вод. ст.}$$

Разрежение во всасывающем патрубке дымососа соответ.

ственно большой скорости газов должно быть взято не менее 100 мм вод. ст.

Из этой величины нужно отнять разрежение, создаваемое дымовой трубой, чтобы получить то разрежение, на которое должен рассчитываться дымосос:

$$100 - 23 = 77 \text{ мм вод. ст.}$$

Мощность дымососа (стр. 113):

$$N_d = \frac{22\,000(1 + 0,00367 \cdot 200) \cdot 77}{3\,600 \cdot 75 \cdot 0,85} = 30 \text{ л. с.}$$

XX. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

При проектировании котельных установок нельзя руководствоваться какими-либо общими правилами, потому что в этой отрасли техники правильное решение того или иного вопроса можно получить только при условии учета всех конкретных условий. Поэтому проектированию должно предшествовать тщательное изучение задания, местных условий, а также технических и экономических возможностей как в отношении дальнейшего развития установки, так и в отношении приобретения того или иного оборудования. Общей же целью проектирования является получение дешевого пара при минимальных начальных затратах и при достаточной надежности работы отдельных котлов и всей котельной установки в целом. Требования, обеспечивающие надежность работы установки, подлежат безусловному удовлетворению. При этом не нужно забывать, что в силовых установках наиболее ощутительная экономия может быть достигнута скорее в котельной, чем в машинном зале, так как количество отдельных деталей, их разнообразие и, следовательно, число возможных сочетаний этих деталей в котельной значительно больше, чем в машинном зале. Это обстоятельство увеличивает возможности, но вместе с тем и усложняет исследование, целью которого является нахождение оптимального сочетания отдельных элементов установки. Поэтому проект котельной установки должен быть подробно разработан до начала строительства.

Экономичность сжигания

Выбор топлива производится путем сравнения рентабельности сжигания конкурирующих сортов топлива¹. Конечными

¹ Наличие низкосортных местных топлив может повести в отказу от применения более рентабельного топлива, так как основной принцип в политике сжигания топлив — это использование отбросных и местных топлив.

результатами подсчета являются: стоимость тонны топлива franco-топка, годовой расход на топливо и стоимость топливоподготовительных, топливоподающих и топливосжигающих устройств.

Первым пунктом этого подсчета является обоснованный выбор способа сжигания топлива и сравнение технической экономичности сжигания. При этом следует учитывать возможность установки той или иной системы котла (стр. 84). Коэффициент полезного действия котельной установки при сжигании каждого сорта топлива определяется для работы котла с нормальной нагрузкой. Влияние растопок, колебания нагрузок и перерывов в работе учитываются при определении годового расхода топлива.

Для удобства сравнения отдельных видов топлива характеристика топлив может быть представлена в виде следующей таблицы:

Таблица 19

Наименование статьи	Топливо № 1	Топливо № 2	И т. д
Влажность топлива $Wp\%$. . .			
Зольность топлива $Ap\%$. . .			
Содержание серы $Sp\%$. . .			
Количество летучих $\lambda\%$. . .			
Теплотворная способность Q_p^p ккал/кг			
Крупность топлива			
Способность выдерживать перевозку и лежание на воздухе			
Самовозгорание			
Характеристика сжигания (воспламеняемость, свойства шлака, характер горения) .			
Температура плавления золы .			

Далее делается сводка отдельных потерь и определяется коэффициент полезного действия котельной установки (табл. 20).

Определение числа котлов и готового расхода топлива может быть произведено на основании суточного и годового графиков расхода пара, в которых кроме основных потребителей пара должен быть также учтен расход пара на собственные нужды котельной. Эти графики паровой нагрузки

Таблица 20

Наименование статьи	Топливо № 1	Топливо № 2	И т. д.
Потеря с уходящими газами $q_2\%$			
Потеря от химической неполноты горения $q_3\%$			
Потеря от механической неполноты горения $q_4\%$			
Потеря в окружающую среду $q_5\%$			
Потеря топлива на сушку (только при пылевидном топливе)			
Суммарная потеря $\%$			
Коэффициент полезного действия $\%$			

составляются по крайней мере для первого, второго и третьего годов эксплуатации. При выборе количества котлов и величины их поверхности нагрева следует стремиться к достижению максимальной загрузки работающих котлов.

Давление пара и температура перегрева определяются в зависимости от характера производства. Выбор наивыгоднейших значений этих параметров пара составляет самостоятельную задачу. В случае наличия нескольких конкурирующих параметров следует сделать параллельные подсчеты по ним, определив соответствующие расходы топлива.

Подсчеты могут быть сведены в табл. 21.

Далее, исходя из эксплуатационной испарительности, могут быть найдены общий эксплуатационный коэффициент полезного действия котельной установки и величина топливной слагающей стоимости тонны пара. Заведомо нерентабельные топлива исключаются из дальнейшего рассмотрения.

Далее определяются средний суточный расход топлива и максимальный суточный расход топлива — по графику максимального суточного потребления пара. Эти расходы определяются для первого, второго и т. д. лет эксплуатации.

Зная суточный расход топлива котлами и задаваясь числом смен в подаче топлива, можно определить, на какое число часов работы должен быть рассчитан запас топлива в бункерах. Коэффициент заполнения бункера можно принять равным 0,8 и определить по удельному весу топлива потребную емкость бункера.

Таблица 21

Наименование статьи	Обозначение	Наименование топлива			Наименование топлива и т. д.		
		Год	Год	Год и т. д.	Год	Год	Год и т. д.
Испарительность топлива равняется $\frac{Q_p \cdot \eta_{ку}}{i_n - t_{н.в}}$	кг/кг						
Годовой расход пара . .	т						
Годовой расход топлива без надбавок	т						
Расход топлива на обогрев и растопку . . .	%						
Расход топлива от ухудшения условий работы	%						
Расход топлива от колебаний нагрузки котлов	%						
Расход на утряску и выветривание на территории котельной и складов	%						
Суммарный добавочный расход топлива . . .	%						
Полный годовой расход топлива	т						
Эксплуатационная испарительность топлива .	кг/кг						

Топливоподача

Следующий пункт расчета — подача топлива на склад, определение необходимого запаса топлива на складе, выбор способа штабелевки топлива на складе, способов разгрузки угля и загрузки в вагонетки или подачи на транспортеры.

Емкость склада следует выбрать исходя из того, чтобы при возможном максимально длительном перерыве в подвозе топлива котельная установка могла работать, используя запасы своих складов. В некоторых случаях (заводские установки, при наличии общезаводских складов топлива, шахтные

установки и т. п.) нет надобности в специальном топливном складе для котельной. Вообще говоря, чем дальше расположена котельная установка от места добычи топлива, тем большим должен быть запас топлива. Для крупных электрических станций этот запас колеблется в пределах от трехнедельного до трехмесячного. Кроме того, нужно учесть склонность углей к самовозгоранию, которая тем выше, чем больше в угле летучих и влаги. Бурые угли нельзя хранить свыше двух месяцев.

Для уменьшения опасности самовозгорания топливо, лежащее на складе, должно быть хорошо защищено от влияния атмосферных условий.

Для перемещения топлива применяются следующие средства:

- элеваторы — для подъема вверх;
- ленточные транспортеры } для горизонтального пе-
- скреперы } ремещения;
- конвейеры — для любого направления перемещения;
- рельсовые пути с ручным или механическим передвижением вагонеток;
- подвесные канатные дороги

Система топливоподачи, наиболее часто применяемая у нас в Союзе при проектировании топливоснабжения котельных крупных электростанций, — это скреперная установка в комбинации с ленточным транспортером и элеватором.

Элеваторы. Мощность двигателя элеваторного устройства может быть определена по формуле:

$$N = \frac{Q \cdot v}{75 \cdot \eta} \text{ л. с.}$$

Здесь: $Q = Q_{\text{полезное}} + Q_{\text{элеватора}}$ в кг — вес одновременно поднимаемого элеватором груза полезного и вредного;

v — скорость подъема, находящаяся обычно в пределах 0,25 — 0,75 м/сек;

η — коэффициент полезного действия в зависимости от конструкции элеватора — $\eta = 0,3 - 0,5$.

Если высота элеватора равна h метров, а в час нужно подать наверх B килограммов топлива, то

$$Q_{\text{полезное}} = \frac{B \cdot h}{3600 \cdot v} \text{ килограммов.}$$

Для ковшевого элеватора это будет вес угля во всех одновременно подаваемых ковшах. Задавшись емкостью ковша, можно, таким образом, определить число ковшей.

Ленточные транспортеры могут перемещать топливо до известных пределов и в наклонной плоскости.

Основные детали ленточных транспортеров: лента, приводной и натяжной барабаны, поворотные барабаны, рабочие холостые и направляющие ролики, загрузочное и разгрузочное приспособление, станина.

Ленты применяются из верблюжьей шерсти, хлопчатобумажные и резиновые. Резиновые ленты наиболее прочные (разрывное усилие около 500 кг/см^2) и чаще всего применяются. Стандартная ширина резиновых лент: от 30 до 120 см. Длина лент (несшитых) не может быть больше 150 м. Ленту нужно брать по ширине в 6—8 раз больше, чем размер кусков транспортируемого топлива. По формуле Стефенс-Адамсона для лоткообразной ленты ширина ее

$$M = \frac{1}{16,2} \sqrt{\frac{B}{\gamma \cdot v}} \text{ метров;}$$

по формуле Джеффи для плоской ленты:

$$M = \frac{1}{11,5} \sqrt{\frac{B}{\gamma \cdot v}} \text{ метров,}$$

где B — производительность в т/час ;

γ — объемный вес в кг/м^3 ;

v — скорость в м/сек .

Скорость ленты для каменного угля берется в пределах 1,5—2 м/сек . Чем шире лента, тем большей может быть ее скорость. При перегрузке с одного транспортера на другой следует второй транспортер брать шире первого, либо увеличивать его скорость на 0,075 м/сек .

При наклонных транспортерах следует выбирать уменьшенные скорости.

Предельные углы наклона ленты:

брикет	менее	12°
мытое промывное семечко	"	12°
антрацит орех	"	17°
кокс мелкий	"	17°
рядовой уголь или кокс	"	18°
мелкий сортовой уголь	"	20°
торф	"	22°
шлак влажный	"	22°

Ролики (обычно составные из 3—5 частей, что придает ленте лоткообразную форму) устанавливаются с промежутками в 3—4 м для холостой части и 1,25—2 м — в рабочей.

Подача топлива на ленту должна происходить в том же направлении и с той же скоростью, как движется лента, для того чтобы по возможности уменьшить износ ленты. Загрузочное приспособление обычно снабжается наклонными пло-

скостями, скользи по которым загружаемое топливо приобретает скорость, близкую к скорости ленты. Примерные значения угла наклона можно получить, если к вышеприведенным значениям углов прибавить 15° .

Разгрузка топлива может происходить либо с концевой барабана, либо с промежуточного в середине ленты в одном или нескольких местах. Топливо, покидая ленту, переходит в приемный лоток, а из лотка — в бункер или штабель. При расчете загрузочного приспособления нужно учитывать действие центростремительной силы, действующей по касательной к барабану. Иногда для разгрузки применяются так называемые волнорезы, которые сгребают материал в одну сторону или по обе стороны от ленты.

Разгрузатели, как и волнорезы, могут быть стационарными и передвижными, т. е. установленными на тележке. Последние следует предпочесть первым, так как каждый разгрузатель вызывает лишний расход энергии и, кроме того, изнашивает ленту. Поэтому целесообразнее всего пользоваться передвижным выгрузателем, устанавливая его, смотря по надобности, в любом пункте транспортера.

Мощность, потребная для приведения в действие транспортера, может быть определена по формуле:

$$N = \left(\frac{a \cdot L_1 \cdot v}{1,5} + \frac{b \cdot L_2 \cdot B}{300} + \frac{B \cdot h}{270} + C \right) K_1 K_2$$

где:

a — коэффициент холостого хода ленты;

b — " груза;

C — мощность, расходуемая на выгрузатели, поворотные барабаны и т. п. в л. с. Значение a , b и C даны в табл. 22.

L_1 — длина транспортера между центрами крайних барабанов в м;

L_2 — длина пути перемещения топлива в м;

B — производительность транспортера в т/час;

h — высота подъема топлива в м;

v — скорость ленты в м/сек;

K_1 и K_2 — поправочные коэффициенты:

$K_1 = 1,2$ для транспортеров длин $L_1 < 15$ м;

$K_1 = 1,2 - 1,1$ " " " $L_1 = 15 - 30$ м;

$K_1 = 1,1 - 1,05$ " " " $L_1 = 30 - 45$ м;

$K_1 = 1,00$ " " " $L_1 > 45$ м;

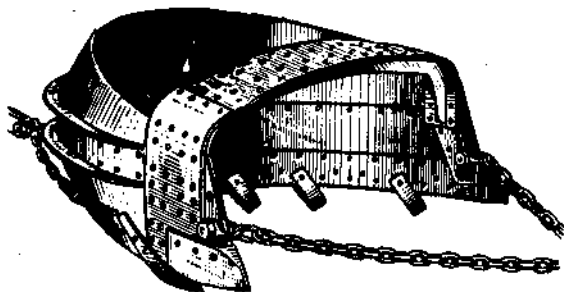
$K_2 = 1,25 - 1,50$ — коэффициент, учитывающий увеличение мощности, расходуемое на преодоление инерции покоя при пуске в ход.

Срок службы ленты определяется, по Гертелю, количеством тонно-километров, выражаемым формулой:

$$N = 0,72 M^2 \cdot L \text{ тонно-километров,}$$

где M — ширина ленты в см, L — длина ее в м. Нужно, однако, заметить, что продолжительность работы ленты зависит от многих условий, и поэтому точному математическому выражению она, конечно, не поддается.

Скреперные установки применяются для оборудования угольных складов. Скрепер представляет собой подковообразный кожух, выштампованный из листовой стали или, при больших размерах, склепанный из стальных полос (фиг. 19). Скрепер перемещается посредством двух стальных канатов — головного и хвостового. Канаты имеют привод от лебедки. Работа скрепера заключается в том что во время рабочего хода (отверстием вперед) он зачерпывает некоторый объем угля и волочит его по поверхности угольного штабеля. При обратном ходе скрепер никакой работы не производит.



Фиг. 19. Скрепер.

Снизу к скреперу прибалчиваются режущие лезвия, предохраняющие корпус скрепера от изнашивания. Форма скрепера может быть не только подковообразная, но также V-образная и ящичная. На фиг. 20 показан скрепер немецкой фирмы Газенклевер, имеющий V-образную форму. Общий план складской скреперной установки показан на фиг. 21.

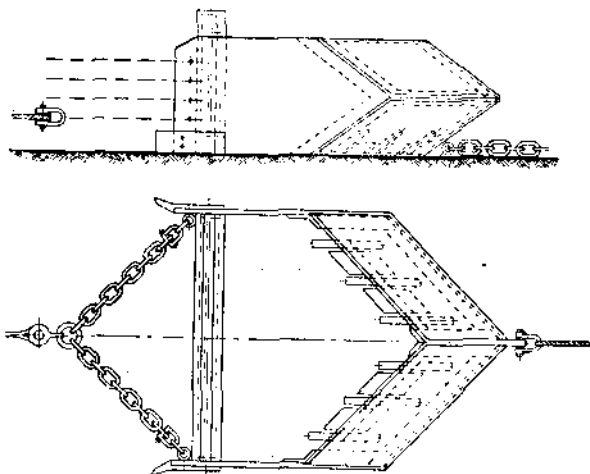
Передние, или головные столбы служат для закрепления на них блоков, которые поддерживают канаты, идущие от лебедки к скреперу. Эти столбы обычно изготавливаются в виде клепаной колонны из швеллеров или листового железа. Хвостовые, или оттяжные столбы служат для изменения направления движения скрепера. Обычно они делаются из двутаврового железа. Как головные, так и хвостовые столбы несут на себе блоки, на которые закидывается канат.

Тяговые канаты подвержены вследствие особых условий их работы очень большому износу. Эти канаты делаются из специальных сортов стали. Головной канат — для рабочего

хода скрепера делается толще, чем хвостовой, предназначенный для обратного (холостого) хода скрепера. Диаметр каната изменяется в зависимости от смости скрепера: $d = 13 - 32$ мм. Срок службы каната — 3—4 месяца.

Для небольших установок применяются лебедки с фрикционным зацеплением, для больших — с зубчатыми колесами. Привод лебедок — электрический.

Емкость скреперов — от 0,25 до 5 м³; расстояние транспортирования — от 30 до 150 м. Скорость обычно берется 1,2 м/сек для рабочего хода и 2,4 м/сек для холостого хода.



Фиг. 20. Скрепер V-образной формы.

Вообще же говоря, для рабочего хода скорость может колебаться в пределах 1—2,4 м/сек, для холостого — 1,2—3 м/сек.

Наиболее удобная для обслуживания скрепером форма склада — круговая или секторная. Высота штабелей выбирается в пределах 1—3 м: для бурых углей — 1,2 м, для каменных — 2 м и для антрацита — 3 м. Ширина штабеля 3—10 м. Высота штабеля для торфа — до 6 м.

Преимущества скреперных установок заключаются в их дешевизне, простоте обслуживания, в незначительности эксплуатационных затрат, надежности работы. При штабелировании угля скрепером получается равномерное распределение больших и мелких кусков угля по слоям, что способствует

плотности залегания угля. Отсутствие пор затрудняет доступ воздуха в нижележащие слои и препятствует самовозгоранию углей.

К недостаткам скреперной системы следует отнести дробление угля при транспорте, что, впрочем, не всегда является нежелательным, и необходимость сочетания скрепера с транспортером.

Расчет скреперной установки производится следующим образом.

Примем следующие обозначения:

Q_c — производительность скрепера в $m/час$;

q_c — емкость скрепера в m ;

G — емкость склада в m ;

R_{max} — максимальный радиус действия скрепера в m ;

R_c — средний радиус действия скрепера в m ;

t_0 — время прямого и обратного ходов скрепера на расстояние R_c в секундах;

t' — время паузы скрепера при перемене хода в секундах;

n — число туров скрепера в час;

v_p — скорость при рабочем ходе в $m/сек$;

v_0 — скорость при холостом ходе в $m/сек$;

α — центральный угол сектора складской площадки при круговом ее очертании;

φ — коэффициент заполнения склада;

γ — объемный вес угля в $кг/м^3$;

h — высота штабеля в m .

Емкость склада, имеющего секторообразную форму, выражается следующей формулой:

$$G = \pi R_{max}^2 \cdot h \cdot \frac{\alpha}{360} \cdot \varphi \cdot \gamma \text{ тонн,}$$

откуда

$$R_{max} = \sqrt{\frac{360 G}{\pi \cdot h \cdot \alpha \cdot \varphi \cdot \gamma}} \text{ м. тров.}$$

Так как для угля

$$\varphi = 0,9 \text{ и } \gamma = 0,85,$$

то:

$$R_{max} \approx \sqrt{\frac{360 \cdot G}{3,14 \cdot 0,9 \cdot 0,85 \cdot h \cdot \alpha}} = 12,3 \sqrt{\frac{G}{\alpha h}} \text{ метров.}$$

Средний радиус действия скрепера:

$$R_c \approx \frac{2}{3} R_{max} = 8,2 \sqrt{\frac{G}{\alpha \cdot h}} \text{ метров.}$$

Время одного тура, проделываемого на расстояние R_c и обратно:

$$t_0 = \frac{R_c}{v_p} + \frac{R_c}{v_x} + t' \text{ сек.}$$

Обычно $v_p = 1,2 \text{ м/сек}$, $v_x = 2,4 \text{ м/сек}$, $t' = 10 \text{ сек}$.

$$t_0 = R_c \left(\frac{1}{1,2} + \frac{1}{2,4} \right) + 10 = 1,25 R_c + 10 \text{ сек.}$$

Число туров скрепера в час:

$$n = \frac{3600}{t_0}.$$

Зная производительность скрепера в час $Q_c \text{ т/час}$, можно найти емкость скрепера:

$$q_c = \frac{Q_c}{n} \text{ т.}$$

При данной производительности скрепера емкость его возрастает с увеличением радиуса его действия.

Часовые производительности скреперов в $\text{м}^3/\text{час}$ сведены в нижеследующую таблицу.

Таблица 23

Расстояние тран- спортиро- вания м	Емкость скрепера в м³										
	0,25	0,38	0,57	0,77	1,15	1,53	1,91	2,30	3,06	3,83	4,6
30 . . .	17	26	39	61	92	122	153	184	245	300	366
60 . . .	9	14	20	32	48	64	80	97	128	160	194
90 . . .	6	9	14,5	21	32	43	53	64	85	107	128
120 . . .	4,5	7,6	11	16	24	33	40	48	66	81	96
150 . . .	3,8	5,3	8,4	13	20	26	33	40	52	65	80

Потребная мощность может быть найдена по формуле:

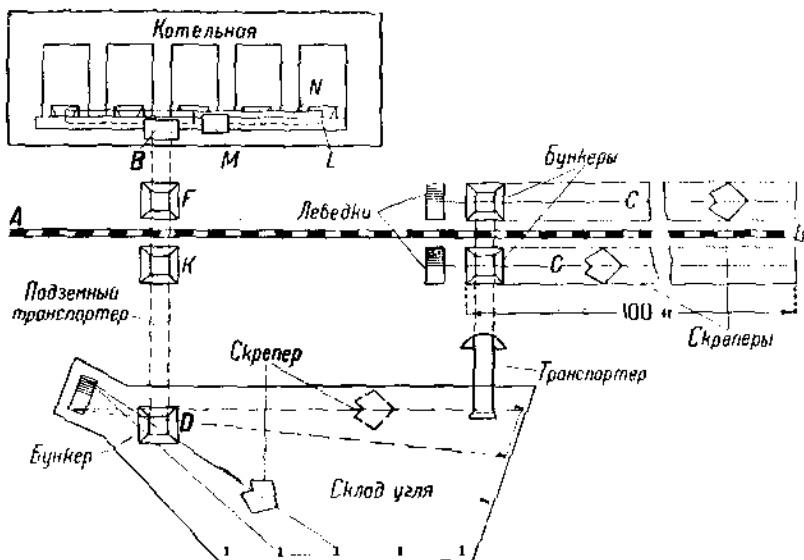
$$N = \frac{1,5 q_c \cdot v_p}{75 \cdot \eta}.$$

В этой формуле приближенный коэффициент 1,5 учитывает возрастание тягового усилия по отношению к полезному грузу,

транспортируемому скрепером. Коэффициент полезного действия лебедки $\eta = 0,85$. Поэтому (q_c — в кг):

$$N = \frac{1,5}{75 \cdot 0,85} q_c \cdot v_p = 0,024 q_c \cdot v_p \approx 0,036 q_c.$$

Иностранные фирмы, поставляющие скреперное оборудование: в Америке — Sauerman, Beaumont и Link Belt, в Гер-



Фиг. 21. План схемы топливоснабжения электростанции.

мания — Hasenklever, Demag, Adolf Bleichert и Emil Wolf, в Италия — Savilliano. В настоящее время скреперные установки начинают строиться у нас в СССР. При простоте скреперного оборудования нетрудно будет наладить его производство.

Компановка оборудования. На фиг. 21 в качестве примера приведена схема топливоснабжения со скреперной установкой, ленточным транспортером и элеватором. Топливо подвозится на территорию котельной по железнодорожной ветке АВ и с саморазгружающихся вагонов засыпается в два приямка С и С. Глубина этих приямков — 2 м,

ширина у верха — 5 м, длина — 100 м. По каждому приямку движется скрепер, сгребающий уголь в небольшой бункер, расположенный в одном из концов приямка. Из бункеров топливо по ленточному транспортеру — сначала горизонтальному, а потом поднимающемуся вверх и выходящему на поверхность — подается в склад, где оно разгребается скрепером в ровный штабель. Этот же скрепер подает топливо в углубленный в землю бункер *D*, расположенный в левом углу склада. Из этого бункера ленточный транспортер подает топливо к элеватору *B*. В том месте, где транспортер проходит под линией железнодорожного пути, устроены два небольших промежуточных бункера *F* и *K* для возможности осуществления непосредственной подачи топлива из вагонов к элеватору *B*.

Элеватор *B* подает топливо на бункерную галерею, оборудованную ленточным транспортером *L* (фиг. 21).

Для того чтобы можно было обойтись одним выгрузателем *M*, установлена промежуточная укороченная лента *N*, передвигающаяся на катках и дающая возможность разгружать ленту транспортера в различные бункера при помощи одного разгрузочного приспособления *M*. Нужно заметить, что применение укороченной ленты вызывает некоторые неудобства при расширении станции, ибо в случае удлинения укороченной ленты в сторону расширения затрудняется разгрузка основной ленты в бункер, расположенный непосредственно рядом с выгрузателем, слева от него. В этом случае приходится все же прибегать к передвижному выгрузателю.

Определение стоимости топлива франко-точка

Это определение окончательно решает вопрос об экономичности сжигания того или иного рода топлива. Для того чтобы найти стоимость топлива франко-точка, необходимо составить окончательную смету по выбранной системе топливообеспечения и смету на персонал склада и котельной.

В смету должны войти: стоимость транспорта, стоимость хранения топлива и проценты на оборотный капитал, заложенный в запасах топлива (обычно принимается годовое отчисление в 10%). При пылевидном топливе следует учесть добавочные расходы по пылеприготовлению.

Пылеприготовление

Пылеприготовление, т. е. превращение кускового угля в угольный порошок обычно распадается на три стадии: дробление, сушка и размол.

Дробление имеет целью предварительное измельчение топлива для ускорения его просушки и облегчение размола. Осуществляется дробление при помощи дробилок.

Крупность дробления может быть различной. Если применяется подсушка топлива во взвешенном состоянии, то величина кусков должна быть не более 5—10 мм. Если же сушка угля осуществляется в специальных сушилках, то допустима величина кусков до 25 мм. Расход энергии на привод дробилок зависит от свойства угля и системы дробилок и колеблется от 0,5 до 3 *квт-ч/т*. Производительность дробилок доходит до 25 *т/час*; обычное число оборотов 80—120 об/мин. Большие дробилки имеют меньший расход энергии на тонну угля.

После дробилок уголь посредством магнитного сепаратора освобождается от железных предметов, могущих в нем случайно оказаться, дабы устранить возможность попадания этих предметов в мельницу.

Сушка угля осуществляется различно в зависимости от системы пылеприготовления. При индивидуальной системе пылеприготовления каждый котел получает свое пылеприготовительное устройство, т. е. мельницу. При централизованной системе пылеприготовления пылеприготовительное устройство делается общим для всей котельной и помещается уже не в котельной, как в первом случае, а в специальном здании возле котельной. При этой системе пылеприготовления устанавливаются специальные сушилки для угля, возможность установки которых при индивидуальной системе исключается, так как вследствие их громоздкости это привело бы к значительному увеличению размеров котельной и к удорожанию установки. Поэтому при индивидуальной системе пылеприготовления сушка угля осуществляется либо в самих мельницах, либо по способу Рема—Розин в трубе Рема, где дробленый уголь перемещается вверх силой потока горячего воздуха или дымовых газов. В настоящее время предпочитают индивидуальную систему пылеприготовления, как более простую и более дешевую в эксплуатации. Впрочем, для очень влажных топлив централизованная система пылеприготовления может оказаться более надежной, так как тех способов сушки, коими располагает индивидуальная система, может оказаться недостаточно для получения удовлетворительного в отношении сухости угля.

Чем суше топливо, тем больше становится тонкость его размола и тем меньше расход энергии на размол. С увеличением тонкости размола уменьшается продолжительность горения частицы угля, а следовательно, увеличивается напряжение топочного пространства и соответственно улучшается процесс теплопередачи и уменьшаются потери от механической неполноты сгорания. Однако погоня за чрезмерной

тонкостью размол может привести к чрезмерному увеличению затраты энергии на размол. В некоторых случаях при очень влажных и богатых летучими топливах экономичнее будет отказаться от тонкого помола и применять более крупный размол, компенсируя этот недостаток соответствующим увеличением пути угольной пылинки в топке. Практикой установлено, что можно получить удовлетворительные результаты при размоле и сжигании бурого угля, высушенного до влажности в 15%. Каменный уголь и антрацит высушиваются обычно до содержания влаги в 0,2—1%.

Сушка может быть осуществлена посредством продуктов сгорания, посредством пара и посредством горячего воздуха.

Сушка дымовыми газами осуществляется посредством сушильных печей с самостоятельной топкой. Применение для сушки отходящих газов зачастую невозможно вследствие того, что для сушки влажных углей необходимо, чтобы начальная температура газов была выше 300° Ц. Нагрев угля не должен превышать 110°, так как при более высокой температуре может наступить выделение летучих веществ.

Обычно такого рода сушилки имеют наклонный вращающийся барабан, через который проходят дымовые газы и уголь: по принципу прямотока для бурого угля и противостока — для каменного. Уголь движется в барабане вследствие наклона и вращения барабана. Наивысшая температура газов при сушке бурого угля 800° Ц, при сушке каменного угля 600° Ц, охлаждение газов до 100—120° Ц, нагрев угля до 60—80° Ц. При наличии сильной тяги и большой скорости газов происходит увлечение мелких частиц угля газами, уходящими из барабана. Это увлечение может достигнуть до 10—15% и вызовет необходимость поставить пылеотделительные устройства: циклоны, электрофильтры или мокрые пылеотделители.

Если первоначальная влажность топлива равна W_1 % и топливо должно быть высушено до влажности W_2 %, то вес воды, подлежащей испарению, определится по формуле:

$$W = \frac{W_1 - W_2}{100 - W_2} \text{ кг/кг.}$$

Полезная производительность сушилки на 1 т угля:

$$Q_n = W (t - t_1) \cdot 10^3 \text{ кал/т.}$$

Здесь:

$t = 640 \text{ кал/кг}$ — теплосодержание паров испаряемой влаги при их парциальном давлении; $t_1 \approx 10^\circ \text{ Ц}$ — температура угля при входе в сушилку

Термический коэффициент полезного действия:

$$\eta_m = \frac{Q_n}{Q_n^p \cdot B} \approx 0,7 - 0,8,$$

где Q_p — низшая теплотворная способность топлива в кал/кг;

B — расход топлива на сушку в кг/т.

Расход тепла на 1 кг испаренной воды:

$$Q_w = \frac{Q_p \cdot B}{W \cdot 10^3} \approx 900 - 1\,200 \text{ кал/кг.}$$

Расход энергии на вращение барабана и на создание тяги составляет около 2 кВт-ч на тонну сырого угля.

Топка сушильного устройства рассчитывается таким образом, чтобы температура в ней не превышала 80°C . С этой целью горение ведется с большими коэффициентами избытка воздуха, примерно $\alpha = 2 - 3$.

Паровые сушилки делятся на тарельчатые и трубчатые.

Тарельчатые сушилки мало распространены, так как они значительно дороже трубчатых. Трубчатые сушилки имеют барабан, наклоненный к горизонтали на $7 - 10^\circ$ и вращающийся с числом оборотов $n = 6 - 10$ об/мин.

На 1 кг испаряемой влаги расходуется 1,45 — 1,6 кг пара, имеющего давление от 1,5 до 4 атм. Для отопления паровых сушилок обычно применяются отъемный или отработавший пар.

Производительность сушильных устройств в килограммах пара, испаряемого в один час с 1 м² поверхности нагрева, дана в нижеследующей таблице. Коэффициент теплопередачи трубчатой сушилки $k = 35 \text{ кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{C}$; тарельчатой — $k = 75 \text{ кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{C}$. Большой коэффициент теплопередачи у тарельчатой сушилки объясняется лучшим соприкосновением угля с поверхностью нагрева. Тарельчатые сушилки выполняются с поверхностью нагрева до 520 м², трубчатые — до 1 200 м². Расход энергии на паровые сушилки находится в пределах 0,5—1,5 кВт-ч/т.

Де-Граль дает таблицу для сушилок — табл. 24 на стр. 169.

Сушка горячим воздухом осуществляется в трубе Рема-Розин (фиг. 23 и 24) или в самой мельнице. В этом последнем случае при индивидуальной системе пылеприготовления применяется иногда сушка горячими дымовыми газами, забираемыми из котла в том месте, где они имеют температуру $250 - 350^\circ \text{C}$. Дымовые газы отсасываются из дымохода эжектором, прогоняются через мельницу и возвращаются обратно в дымоход. Необходимо предусмотреть соответствующее устройство для обеспыливания этих дымовых газов. Процесс сушки в трубе Рема рассматривается ниже.

Существуют следующие типы угольных мельниц: тихоходные мельницы (трубчатые или шаровые), работающие при $n = 20 - 30$ об/мин.; среднеходные мельницы (вальцовые),

Таблица 24

П а р		Трубчатая сушилка		Тарельчатая сушилка	
Дав- ление	Тем- пера- тура	Испа- ряет с 1 м ²	Коэффициент теплопере- дачи	Испа- ряет с 1 м ²	Коэффициент теплопере- дачи k
атм	°C	кг/м ² час	кал/м ² час °C	кг/м ² час	кал/м ² час °C
0,5	110,7	2,465	33	4,73	75
1,0	119,6	2,957		5,47	
1,5	126,7	3,303		6,33	
2,0	132,8	3,399		6,90	
2,5	138,1	3,845		7,37	
3,0	142,8	4,091		—	

работающие при $n = 150 - 800$ об/мин; быстроходные мельницы (кулачные, с билами), работающие при $n = 1500 - 2000$ об/мин. Кроме того, существуют мельницы, в которых отсутствуют вращающиеся части и размола топлива осуществляется посредством бросания кусков угля в неподвижную чугунную плиту (мельница Кольбаум).

Мерилом тонкости помола является остаток пыли на сите, имеющем определенное количество отверстий на 1 см². Этот остаток выражается в процентах от просеиваемого количества.

В немецкой практике считают тонкость помола достаточной при остатке в 10% на сите с 4900 отверстиями на 1 см² или как это обозначают: 10 (4900). Тонкость помола, как уже упоминалось выше, зависит от сорта и влажности угля и, главным образом, от конструкции мельницы. Тонкость помола уменьшается по мере увеличения влажности угля и по мере увеличения производительности мельницы.

Расход энергии на размола зависит от тех же данных, что и тонкость помола. Расход энергии на тонну помола увеличивается с увеличением влажности и уменьшается с увеличением производительности мельницы.

Для различных мельниц расход энергии на размола находится в пределах 10—25 кет-ч/т. Мельницы, дробящие уголь посредством бросания его в чугунную плиту, имеют значительно больший расход энергии: 50—100 кет-ч/т.

Блейбтрей дает такую таблицу для мельниц, работающих на хорошем каменном угле производительностью 3 т/час; тонкость размола — остаток 15% на сите в 4900 отверстий.

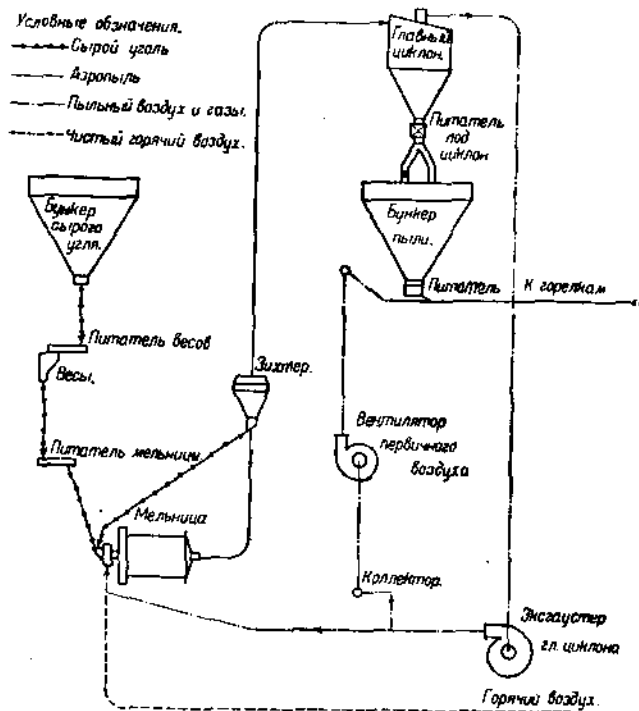
Таблица 25

Тип мельницы	Расход энергии в квт-ч/т				Холостой ход в % полной нагрузки
	Холостой ход		Полная на- грузка		
	Размалыва- ющий аппарат	Сепаратор	Сепаратор	Всего	
Вальцовая мельница с закрытым воздушным сепаратором	3—4	1,3	1,5	10—12	40—55
Вальцовая мельница с открытым воздушным сепаратором	3—4	3,5	4,5	13—15	40—60
Ударная мельница (кулачная)	6—9			20—25	20—45
Мельница, действующая силой тяжести (шаровая)	20—25			20—25	100

В качестве примера пылеприготовительной установки, работающей по индивидуальной системе, может служить схема, показанная на фиг. 22. Эта схема пригодна для углей с незначительной влажностью, для которых достаточно подсушка в самой мельнице. Как видно из схемы, эта подсушка производится при помощи горячего воздуха, который подается в мельницу как со стороны поступления топлива, так и со стороны выхода пыли.

Сделано это исходя из того, что количество горячего воздуха, необходимое для сушки топлива в мельнице, может быть меньшим, чем количество воздуха, необходимое для транспорта пыли в главный циклон. Кроме того, подсушка топлива в мельнице может оказаться недостаточной для предотвращения слеживания пыли в бункере.

Пыль из мельницы засасывается экстрактором циклона в зихтер; крупные куски угля, ударяясь о дощастн зихтера,



Фиг. 22. Схема пылеприготовления без подсушки топлива.

отбрасываются обратно в мельницу. Далее аэропыль поступает в циклон и из циклона подается питателем в бункер данного циклона либо же посредством шнека — в любой бункер для пыли.

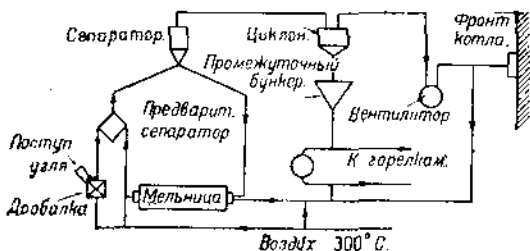
Промежуточный бункер с часовым запасом готовой пыли включается в индивидуальную систему пылеприготовления, исходя из таких соображений:

Сокращается расход энергии на размола угля, так как мельницы могут работать всегда с полной нагрузкой;

Подсушка и тонина помола остаются неизменными, независимо от обстоятельств работы котлов;

Увеличивается надежность установки, так как любая мельница может работать в сочетании с любым котлом.

Горячий воздух подается также в общий для всей котельной коллектор. В этот же коллектор поступает смешанный с пылью воздух, отсасываемый вентилятором из циклона. Из коллектора воздух засасывается вентилятором первичного воздуха, смешивается в питателе с пылью и поступает в топку. Воздух из циклона подается также в мельницу по обе стороны. Со стороны подачи топлива этот воздух подается для регулирования температуры внутри мельницы. Кроме того, для размола топлива требуется определенное количество воздуха, примерно 2—2,5 кг воздуха на 1 кг топлива; при хороших углях такое количество воздуха для сушки не нужно. Со стороны выхода пыли из мельницы воздух из циклона подается с целью увеличения количества воздуха, подаваемого в циклон при малых нагрузках. При этом улучшается работа циклона, которая заключается в отделении воздуха от пыли.



Фиг. 23. Схема пылеприготовления Рема-Розин.

Подвод первичного воздуха (подаваемого вместе с пылью через горелки) в процентах от всего количества:

Антрацитовый штыб ($\lambda \approx 4\%$) . . .	8 — 10%
Тощий уголь ($\lambda \approx 8\%$)	10 — 15%
Кузнецкий уголь ($\lambda \approx 10\%$)	15%
Подмосковный уголь ($\lambda \approx 32\%$) . . .	40 — 60%

Ориентировочно можно считать, что мельница расходует 15—20 *квт-ч/т*, эксгаустор, — 10 *квт-ч/т*, вентилятор первичного воздуха — 5 *квт-ч/т*. Депрессия эксгаустора составляет 400—500 мм вод. ст., вентилятора первичного воздуха 150—200 мм вод. ст.

Схема, показанная на фиг. 23, отличается от предыдущей схемы пылеприготовления наличием трубы Рема, в которой происходит подсушка раздробленного топлива. Эта схема пригодна для углей с большой влажностью, например для бурых углей. Согласно этой схеме уголь поступает сначала в дроб-

близку, где измельчается до размеров 5—10 мм в поперечнике. Из дробилки уголь поступает в нижнюю часть трубы Рема, где подхватывается струей горячего воздуха, имеющего температуру 300° Ц, и транспортируется вверх по трубе Рема.

Одновременно в трубу Рема поступает размолотый уголь из мельницы. Таким образом в предварительный сепаратор попадает сушенка и готовая угольная пыль. В этом предварительном сепараторе отделяются наиболее крупные частицы угля и возвращаются в дробилку. Остальная пылеугольная масса поступает в сепаратор мельницы (в циклон), а неразмолотые еще частицы возвращаются в мельницу. Из циклона угольная пыль может непосредственно через вентилятор поступать к одной из горелок котла и, кроме того, — в промежуточный бункер. Такая работа, с исключением остальных горелок, производится тогда, когда нужно сделать запас пыли во время заглушенной работы котла. Из промежуточного бункера питаются остальные горелки котла, причем воздух может забираться из общей магистрали.

Таким образом уголь дважды проходит через трубу Рема в виде кускового дробленого угля и выходит в качестве сушенки и в виде размолотого угля поступающего из мельницы. Существуют схемы и с однократным проходом угля через трубу Рема. Вообще возможны различные комбинации оборудования пылеприготовительной установки и выбор той или иной схемы должен производиться с учетом конкретных условий.

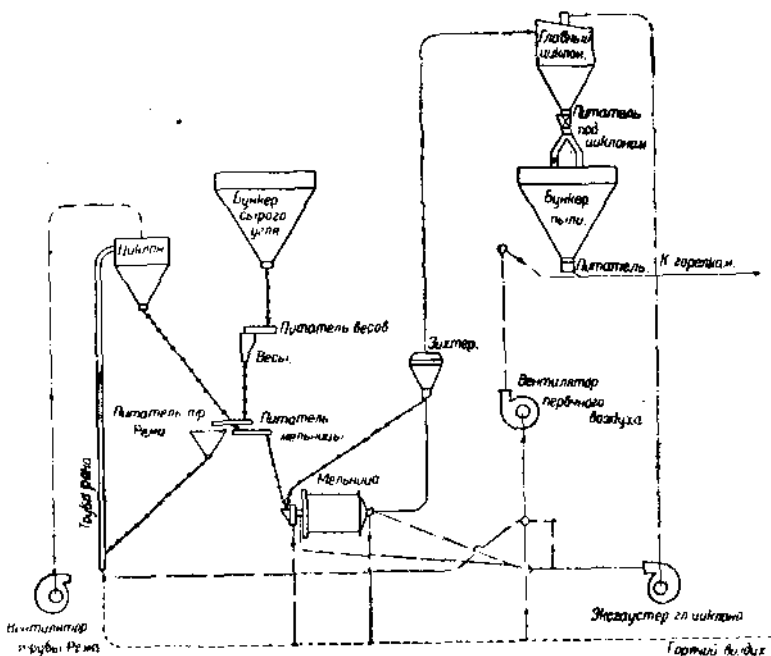
Согласно схеме на фиг. 24 раздробленный до размеров 5—10 мм уголь поступает в нижнюю часть трубы Рема, которая может иметь длину от 4 до 25 м и там подхватывается потоком горячего воздуха, подсушивается в этом воздухе и поступает в циклон трубы Рема. Аэропыль отсасывается из этого циклона специальным вентилятором и подается в общий для всей котельной коллектор горячего воздуха, а кусковой уголь питателем подается в мельницу.

Скорость воздуха в трубе Рема находится в пределах 25—35 м/сек. Расход энергии вентилятором трубы Рема составляет примерно 5—6 кат-ч/т.

Подсчет количества воздуха, необходимого для сушки топлива в трубе Рема, производится следующим образом¹.

Обозначим через F поверхность охлаждения трубы Рема в м², через $t_{\text{ср}}$ — среднюю температуру воздуха в трубе Рема, через t_0 — температуру наружного воздуха и через k — коэффициент теплопередачи, который будет находиться в пре-

¹ Для этого можно пользоваться id -диаграммой.



Фиг. 24. Схема пылеприготовления с трубой Рема-Розин (условные обозначения как в фиг. 22).

делах $2,5-3,5 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}^{-1}$. Тогда потеря тепла трубой Рема:

$$Q_n = F \cdot k (t_{cp} - t_0) \text{ кал/час.}$$

Пусть в трубу поступает в час G_1 килограммов угля и выходит G_2 килограммов, так что количество испарившейся влаги $G_{\text{влаг}} = G_1 - G_2 \text{ кг/час}$. Обозначим влажность угля при поступлении в трубу Рема и при выходе соответственно через

Правильнее определять этот коэффициент по формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 D_1} + \frac{\ln D_2/D_1}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 D_2}} \text{ кал/м час } ^\circ\text{Ц}$$

W_1 и W_2 процентов. Теплота, вносимая с углем, поступающим в трубу:

$$Q_{y1} = G_1 \cdot c_1 \cdot t_0 \text{ кал/час},$$

причем t_0 — температура угля, а c_1 — его теплоемкость, определяемая в зависимости от влажности угля по формуле:

$$c = 0,35 + \frac{0,65 W}{100} \text{ кал/кг } ^\circ\text{Ц}.$$

Если при выходе из трубы Рема уголь имеет температуру $t_{\text{вых}} = 60 - 90^\circ \text{Ц}$, то количество тепла, уносимое с углем:

$$Q_{y2} = G_2 \cdot c_2 \cdot t_{\text{вых}} \text{ кал/час}.$$

Количество тепла, пошедшее на нагрев угля.

$$Q_y = Q_{y2} - Q_{y1}.$$

Теплосодержание воздуха в трубе Рема меняется только за счет потери тепла и тепла, расходуемого на нагрев угля. Таким образом изменение теплосодержания, отнесенное в 1 кг испаряемой влаги:

$$\Delta i = \frac{Q_n + Q_y}{G_{\text{ал}}} \text{ кал/кг}.$$

Обозначим теплосодержание 1 кг сухого воздуха, поступающего в трубу Рема с температурой t_1 , через i :

$$i = c_{p_{\text{воз}}} t_1 \text{ кал/кг},$$

причем

$$c_{p_{\text{воз}}} = 0,241 \text{ кал/кг } ^\circ\text{Ц}.$$

Начальное влагосодержание этого воздуха составляет d_1 килограммов влаги на 1 кг сухого воздуха:

$$d_1 = 623 \frac{p_{\text{в.н.с}}}{p - p_{\text{в.н.с}}} \text{ кг/кг}.$$

Пусть 1 кг сухого воздуха испаряет x килограммов влаги угля. В таком случае можно составить следующее уравнение:

$$i - \Delta i x = \frac{x}{1+x} q + c_{p_{\text{воз}}} t_2 \frac{1}{1+x} - d_1 c_{p_{\text{пар}}} (t_1 - t_2).$$

Теплота, расходуемая на испарение влаги:

$$q = 596 + 0,44 t_2 - t_0 \text{ кал/кг},$$

где t_2 — температура воздуха при выходе из трубы.

Теплоемкость паров воды:

$$c_{рпар} = 0,475 \text{ кал/кг.}$$

Таким образом получаем окончательно уравнение:

$$i - \Delta i x = \frac{qx + 0,241 t_2}{1 + x} - 0,475 d (t_1 - t_2),$$

откуда определяем величину x . Количество воздуха, расходуемого на 1 кг испаренной влаги, будет:

$$l = \frac{1}{x} \text{ кг/кг.}$$

Общее количество сухого воздуха, поступающего в трубу Рема:

$$L = l G_{ал} \text{ кг/час,}$$

$$V = \frac{l \cdot G_{ал}}{1,293} \text{ м}^3/\text{час.}$$

Зная это количество, можно определить диаметр трубы Рема, задавшись желаемой скоростью воздуха в трубе.

Длина трубы зависит от следующих факторов: поверхности топлива, транспортируемого через трубу Рема, скорости воздуха и коэффициента теплопередачи от воздуха к топливу. Теоретически время пребывания угля в трубе Рема может быть определено, исходя из допустимого нагрева угля в трубе Рема. Если обозначить через F_y суммарную поверхность кусочков угля, проходящих в час через трубу Рема; через k — коэффициент теплопередачи от воздуха к углю в $\text{кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$, то продолжительность пребывания куска угля в трубе выразится такой формулой:

$$\tau = \frac{(G \cdot c_2 \cdot t_2 - G_1 c_1 t_1) 3600}{k F_y \left[\frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_0 + t_{амв}}{2} \right]} \text{ секунд.}$$

Если скорость движения кусочка угля в трубе равна v м/сек, то, очевидно, длина трубы Рема:

$$L = v \cdot \tau \text{ м.}$$

Скорость движения кусочков угля значительно меньше скорости воздуха, транспортирующего уголь. Разница в скоростях воздуха и угля тем больше, чем больше по размерам кусочка угля. Скорость частицы угля в вертикальном трубопроводе равна скорости движения воздуха минус критическая скорость частицы угля. Критической скоростью, или скоростью парения

Количество тепла, израсходованное на нагрев угля от 20 до 80° Ц:

$$Q_y = 7\,000 \cdot 0,441 \cdot 80 - 10\,000 \cdot 0,61 \cdot 20 = 247\,000 - 122\,000 = 125\,000.$$

Уменьшение влагосодержания воздуха на 1 кг испаренной воды:

$$\Delta i = \frac{22\,050 + 125\,000}{3\,000} = 49 \text{ кал/кг.}$$

Начальное влагосодержание воздуха $d_1 = 0,0088 \text{ кг/кг.}$

Теплота, расходуемая на испарение:

$$q = 596 + 0,44 \cdot 110 - 20 = 624,5 \text{ кал/кг.}$$

Теплосодержание поступающего в трубу сухого воздуха;

$$i = 0,241 \cdot 350 = 84,5 \text{ кал/кг.}$$

Уравнение теплового баланса (стр. 175):

$$84,5 - 49x = \frac{624,5x + 0,241 \cdot 110}{1 + x} - 0,475 \cdot 0,0088 (350 - 110);$$

$$49x^2 + 588x - 59 = 0;$$

откуда

$$x \approx 0,10 \text{ кг/кг.}$$

Количество воздуха, необходимое для испарения 1 кг воды:

$$l = \frac{1}{0,10} = 10 \text{ кг/кг.}$$

Общее количество воздуха

$$L = 10 \cdot 3\,000 = 30\,000 \text{ кг/час.}$$

Предполагая удельный вес сырого угля равным 1,4, получим объем 1 т угля:

$$\frac{1}{1,4} \approx 0,7 \text{ м}^3.$$

Анализ дробленого угля по крупности кусков:

меньше 1 мм (в среднем 0,75 мм)	25%
” 2 ” (” ” 1,5 ”)	20%
” 3 ” (” ” 2,5 ”)	15%
больше 3 ” (” ” 5,0 ”)	40%

Объем зерен, имеющих размер в поперечнике 0,75 мм, будет равен:

$$\frac{0,75}{100} = 0,175 \text{ м}^3/\text{т}.$$

Предполагая, что зерна шарообразны, будем иметь: поверхность зерна:

$$3,14 \cdot 0,75^2 \cdot 0,001^2 = 1,765 \cdot 0,001^2 \text{ м}^2;$$

объем зерна:

$$\frac{1}{6} 3,14 \cdot 0,75^3 \cdot 0,001^3 = 0,221 \cdot 0,001^3 \text{ м}^3;$$

поверхность всех зерен со средним поперечником 0,75 мм:

$$\frac{0,175}{0,221 \cdot 0,001^3} 1,765 \cdot 0,001^2 = 1390 \text{ м}^2.$$

Аналогичный подсчет делается и для зерен остальных размеров. Суммарная поверхность всех кусочков, входящих в состав 1 т сырого угля, получается равной 2540 м². Предполагая, что средний коэффициент теплопередачи равен 150 кал/м² час °Ц, определим продолжительность пребывания кусков угля в трубе:

$$\tau = \frac{125000 \cdot 3600}{150 \cdot 2540 \cdot 10 \left(\frac{350 + 100}{2} - \frac{20 + 8}{2} \right)} = 0,66 \text{ сек}.$$

Предполагая, что максимальная частица будет иметь в поперечнике 10 мм, вычислим для нее критическую скорость при температуре воздуха 350° Ц и плотности

$$\gamma_a = 1,293 \frac{273}{273 + 350} = 0,57;$$

$$v_{кр} = 5,8 \sqrt{\frac{10}{10^3} \cdot \frac{1400}{0,57}} = 28,8 \text{ м/сек}.$$

Следовательно скорость воздуха должна быть равной по крайней мере:

$$1,3 \cdot 28,8 = 37,5 \text{ м/сек}.$$

При скорости воздуха 40 м/сек скорость движения крупных частиц получится равной 40 — 28,8 = 11,2 м/сек, и необходимая длина трубы определилась бы в 0,66 · 11,2 = 7,4 м. Однако критическая скорость небольших частиц угля находится в пределах 4—6 м/сек, скорость самих частиц была бы

называется скоростью, с которой частица падает в воздухе, или, другими словами, скорость вертикального воздушного потока, при которой частица будет находиться в неподвижном состоянии. Эта скорость может быть определена по формуле:

$$v_{кр} = 5,8 \sqrt{d \frac{\gamma_y}{\gamma_{воз}}} \text{ м/сек},$$

где: d — диаметр кусочка угля в м, предполагая шарообразность кусочка;

γ_y — 1 м³ угля в кг;

$\gamma_{воз}$ — плотность воздуха в кг/м³ при заданной температуре и давлении.

Скорость воздуха должна превышать скорость падения наибольших кусочков угля раз в п-лтора. Так как кусочки угля имеют различные размеры, то скорость их движения в трубе будет различной. Это обстоятельство лишает теоретический расчет достаточной надежности и заставляет руководствоваться эмпирическими данными.

Коэффициент теплопередачи изменяется в зависимости от температуры и скорости движения частиц. Опытные данные дают широкие пределы — от 100 до 300 кал/м² час °Ц.

Общий ход расчета покажет следующий пример.

Труба Рема имеет такой материальный баланс:

поступает угля . . .	10 т/час,
выходит угля	7 т/час,
испаряется воды . . .	3 т/час,

что соответствует подсушке угля от $W_1 = 40\%$ до $W_2 = 14\%$.

Поверхность сушильного устройства ориентировочно считаем равной приблизительно 35 м². Температура воздуха при входе в трубу 350° Ц, при выходе 110° Ц. Потеря тепла трубой, считая коэффициент теплопередачи $k = 3$:

$$Q_n = 35,3 \left(\frac{350 + 100}{2} - 20 \right) = 22\,050 \text{ кал/час.}$$

Теплоемкость сырого угля:

$$c_1 = 0,35 + \frac{0,65 \cdot 40}{100} = 0,61 \text{ кал/кг °Ц.}$$

Теплоемкость высушенного угля:

$$c_2 = 0,35 + \frac{0,65 \cdot 14}{100} = 0,441 \text{ кал/кг °Ц.}$$

примерно около 35 м/сек и необходимая длина трубы Рема $0,66 \cdot 35 = 23$ м. В этом пункте расчета теория нуждается в существенной помощи со стороны практики. Практика, правда, пока еще вообще незначительная, говорит нам, что активно работают первые 10—15 м трубы, в которых коэффициент теплопередачи достигает до 300 ккал/м² час °Ц.

Диаметр трубы у входа воздуха и угля:

$$D_1 = \frac{3000 \cdot 10 \cdot 4}{0,57 \cdot 36 \cdot 0,40 \cdot 3,14} = 0,68 \text{ м.}$$

Диаметр трубы в верхней части вследствие вне охлаждения газов меньше: $D_2 = 0,55$ м.

Транспорт угольной пыли.

Транспорт угольной пыли осуществляется при помощи следующих устройств: шнеки, закрытые ковшевые транспортеры, транспорт под давлением, пневматический транспорт.

Шнеки применяются для расстояний до 60 м и для участков, имеющих наклон не более 15°.

Расход в шегии для горизонтальных участков:

$$\frac{4,5B \cdot L}{1000} \text{ киловатт,}$$

причем B — расход пыли т/час, L — длина трубопровода в м. Блейбтрей дает следующую таблицу для шнеков.

Таблица 26

Диаметр шнека мм . . . 170	200	200	300	350	400
Число оборотов об/м.н. . 110	105	95	90	85	30
Производительность т час 7—10	10—15	15—25	25—35	35—50	60—80

Транспорт под давлением осуществляется посредством подачи пыли из резервуара, находящегося под давлением (система Куйгян), или из открытого резервуара при помощи насоса Киньон. Добавка воздуха по опытным данным составляет 10 м³/т пыли при расстояниях до 200 м и повышается до 20—30 м³/т при расстояниях, приближающихся к 1000 м. Скорость движения самой пыли колеблется в зависимости от

диаметра трубопровода и его длины от 0,2 до 2 м/сек. Эта скорость тем больше, чем больше диаметр и чем длиннее трубопровод. Давление воздуха для $L > 200$ м может быть определено по формуле:

$$p = 2 + 0,4 \frac{L - 200}{100} \text{ ат},$$

где L — длина трубопровода в м.

Расход энергии:

$$\frac{L_{\text{сж}} \cdot V_{\text{воз}}}{\eta_k 3,671 \cdot 10^3} \text{ кат-ч/т},$$

где $L_{\text{сж}}$ — работа сжатия 1 м³ воздуха в насосе до необходимого давления;

$V_{\text{воз}}$ — количество воздуха в м³/т пыли;

$\eta_k = 0,5$ — коэффициент полезного действия компрессора.

Работа сжатия определяется по общим формулам термодинамики (адиабатическое или политропическое сжатие).

Насос Киньон имеет быстровращающийся шнек, подающий пыль из резервуара в трубопровод. Добавка сжатого воздуха по размерам такая же, как и при подаче пыли из резервуаров, находящихся под давлением сжатого воздуха. На привод шнека расходуется 0,6—0,75 кат-ч/т.

Пневматический транспорт осуществляется при помощи всасывания (расстояния до 400 м) и при помощи нагнетания (расстояния до 1000 м). Скорость подачи 30—40 м/сек при расходе воздуха 0,12—0,3 м³ на 1 кг пыли. Расход энергии по Блейбтрею может быть представлен такой таблицей.

Таблица 27

Расстояние в м	20—100	100—200	200—300	300—400
Расход энергии в кат-ч/т	2	2,5	3,5	4,5

Питатели для угольной пыли, подающие пыль в горелки, расходуют 0,35—0,6 кат-ч/т пыли.

Расчет пылепроводов можно вести так же, как и расчет воздухопроводов, определяя воздушные сопротивления для чистого воздуха и пересчитывая их по формуле Гастерштадта:

$$\Delta h_n = \Delta h_{\text{воз}} (1 + k_p) \text{ м.к вод. ст.}$$

В этой формуле:

Δh_n — сопротивление пылепровода в мм вод. ст.;

$\Delta h_{\text{воз}}$ — сопротивление того же пылепровода, работающего как воздухопровод, в мм вод. ст.;

$$k \leq 0,3 - 0,4;$$

$\mu = \frac{G_p}{G_a}$ — отношение веса пыли к весу транспортирующего воздуха. Обычно $\mu = 0,4 - 0,8$ в зависимости от количества первичного воздуха.

Золоудаление

В мелких котельных установках удаление золы и шлаков производится до сих пор главным образом вручную. Этот способ золоудаления требует одного зольщика для удаления в час 200—300 кг золы и шлаков. Работа зольщика протекает при этом в очень негигиеничных условиях. Это обстоятельство заставляет механизировать золоудаление даже в мелких установках, не говоря уже о крупных котельных, где механизация золоудаления необходима и с точки зрения экономической.

Требования, предъявляемые к золоудалющим установкам, сводятся к следующему: полное устранение ручного труда, отсутствие пыли и надежность работы. Зольные подвалы следует располагать выше уровня земли и делать их просторными, светлыми и снабжать достаточным количеством выходов.

Существуют следующие системы механизированного золоудаления: механическое удаление, пневматическое и мокрое (гидро-пневматическое и гидравлическое).

При механическом золоудалении применяются конвейеры, шнеки и специальные патентованные золоудалители.

При пневматическом золоудалении зола засасывается из зольных бункеров посредством воздушного насоса и нагнетается по трубопроводам в складочные места. Разрежение при всасывании достигает 35—40 мм вод. ст., скорость движения смеси — 30—40 м/сек.

Недостатки этой системы: большой износ трубопроводов и насосов, опасность взрывов зола-воздушной смеси (необходимо устанавливать предохранительные клапаны).

Мокрое золоудаление является наиболее распространенным. Различают гидропневматическое и гидравлическое золоудаление низкого и высокого давлений.

При гидро-пневматическом золоудалении зола из бункеров падает на приемную решетку, откуда удаляется она струей воды в главный трубопровод. Из этого трубопровода зола удаляется током сжатого воздуха давлением 10—15 ат, изменяющимся в этих пределах в зависимости от мощности уста-

новки и длины трубопровода. Необходим насос для воды и компрессор для воздуха.

При гидравлическом золоудалении низкого давления зола и шлаки удаляются струей воды, имеющей давление от 1,5 до 2 ат. Гидравлическое золоудаление высокого давления работает с давлением воды 5—7 ат, создаваемом специальным насосом. Во избежание замерзания воды в трубопроводах зимой применяется теплая вода (например циркуляционная вода из конденсатора).

Примерный расход энергии и воды дает следующая таблица.

Таблица 28

Система золоудаления	Расход энергии в квт-ч/т	Расход воды в т/т
Гидропневматическое золоудаление	10—20	1
Гидравлическое золоудаление низкого давления	1,5—2	7—10
Гидравлическое золоудаление высокого давления	1,5—3	3—5

Отработавшую воду из системы золоудаления можно очистить отстаиванием и пустить опять в работу.

Удаление летучей золы из дымовых газов осуществляется в современных крупных котельных установках с целью воспрепятствовать загрязнению атмосферы. Особенно сильно загрязняют атмосферу летучей золой котельные, работающие на пылевидном топливе, так как при сгорании пылевидного топлива получается большое количество мельчайших частиц золы, увлекаемых из топки дымовыми газами. Существуют следующие способы очистки дымовых газов от летучей золы.

1. Центробежные сепараторы, механические фильтры улавливают 75—85% летучей золы при работе с неизмельченным топливом и 40—70% — при работе на пылевидном топливе.

2. Электрофильтры в своем новейшем выполнении представляют собой вертикально подвешиваемые металлические пластины с карманообразными отверстиями для выпадения золы или же свернутые в спиральные трубки металлические ленты. Эта часть является осаждающим электродом, соединенным с землей. В качестве искровых электродов применяются натянутые внутри осаждающих электродов медные

или стальные проволоки, находящиеся от осаждающих электродов на расстоянии 150—165 мм. К этим проволокам подводится постоянный ток напряжением около 50 000 вольт, получаемый от механического выпрямителя, выпрямляющего переменный ток высокого напряжения. Частицы золы осаждаются на заземленных электродах и падают в золовые бункера. Степень очистки газов 75—95%. Эти фильтры дороги.

3. Гидравлические фильтры Действие их заключается в осаждении золы при помощи воды, распыляемой тонкими струйками в проходящие через дымоход дымовые газы. Расход воды — 45—65 м, и на 1 000 м³ газов степень очистки 75—95%. Потеря тяги в этих фильтрах, так же как и в электрофильтрах, не превышает 8—10 мм вод. ст.

Для очистки поверхности нагрева котлов от летучей золы и сажи, которые особенно сильно отлагаются при пылеугольном отоплении, применяется обдувка поверхности нагрева котлов. Обдувку лучше производить перегретым паром. Существуют специальные обдувочные приборы: Дيامант, Дальмар и т. д.

XXI. СПРАВОЧНЫЕ ТАБЛИЦЫ

Таблица I

Насыщенный водяной пар¹

Давление ата	Температура кипения	Теплосодержание		Теплота парообразования	Внутренняя теплота парообразования	Внешняя теплота парообразования	Удельный объем насыщенного пара
		Насыщенного пара	Воды при температуре кипения				
p	t	i	q	r	p	A _{пр}	v м ³ /кг
0,04	28,63	609,5	28,6	580,9	547,7	33,24	35,473
0,06	35,82	612,9	35,8	577,1	543,1	34,01	24,200
0,10	45,44	617,2	45,4	571,8	536,8	35,04	14,958
0,20	59,66	623,3	59,6	563,7	527,2	36,53	7,7982
0,30	68,68	627,2	68,7	558,5	521,0	37,46	5,3309
0,40	75,42	630,0	75,4	554,6	516,5	38,13	4,0708
0,50	80,87	632,2	80,9	551,3	512,7	38,68	3,3031
0,80	92,99	637,1	93,0	544,1	504,3	39,84	2,1272
1	99,08	639,4	99,2	540,2	499,8	40,41	1,7262
2	119,61	646,9	120,0	526,9	484,6	42,26	0,9022
3	132,82	651,2	133,5	517,7	474,4	43,28	0,6169
4	142,91	654,2	143,8	510,4	466,4	44,01	0,4708
5	151,10	656,4	152,3	504,1	459,5	44,59	0,3477
6	158,07	658,2	159,5	498,7	453,7	45,02	0,32139
7	164,16	659,5	165,8	493,7	448,3	45,37	0,2778
8	169,59	660,7	171,5	489,2	443,5	45,66	0,2447
9	174,52	661,6	176,6	485,0	439,1	45,91	0,2188
10	179,03	662,5	181,4	481,1	435,0	46,11	0,1979
11	183,2	663,2	185,8	477,4	431,1	46,29	0,1807
12	187,03	663,7	189,9	473,8	427,4	46,44	0,1663
13	190,71	664,2	193,8	470,4	423,8	46,57	0,1540
14	193,14	664,6	197,4	467,2	420,5	46,66	0,1434
15	197,37	664,9	200,8	464,1	417,3	46,75	0,1342
16	200,44	665,3	204,1	461,4	414,4	46,82	0,1260
17	203,36	665,6	207,3	458,3	411,4	46,89	0,1189
18	206,15	665,8	210,2	455,5	408,6	46,93	0,1124
19	208,83	666,0	213,1	452,9	405,9	46,97	0,1067
20	211,39	666,2	215,9	450,3	403,3	47,00	0,1015
21	213,85	666,3	218,6	447,7	400,7	47,01	0,09675

¹ Для давлений до 60 ата — по Кноблауху, Райшу и Гаузену, для давлений свыше 60 ата — по Шюле (приближенные значения).

Продолжение

Давление <i>атм</i>	Температура кипения	Теплосодержание		Теплота парообразования	Внутренняя теплота парообразования	Внешняя теплота парообразования	Удельный объем насыщенного пара
		Насыщенного пара	Воды при температуре кипения				
<i>p</i>	<i>t</i>	<i>i</i>	<i>q</i>	<i>r</i>	<i>ρ</i>	<i>Δp_и</i>	<i>v</i> м ³ /кг
22	216,24	666,4	221,1	445,2	398,2	47,01	0,09241
23	218,53	666,5	223,6	442,9	395,9	47,03	0,08847
4	220,75	666,6	226,1	440,5	393,5	47,03	0,08485
25	222,90	666,7	228,4	438,3	391,3	47,01	0,08146
26	224,99	666,7	230,7	436,0	389,0	46,98	0,07834
27	227,02	666,7	232,9	433,8	386,9	46,96	0,07545
28	228,99	666,8	235,1	431,7	384,8	46,94	0,07277
29	230,90	666,8	237,2	429,6	382,7	46,894	0,07024
30	232,77	666,8	239,2	427,5	380,7	46,86	0,06789
32	236,36	666,7	243,2	423,5	376,7	46,76	0,06360
34	239,78	666,7	247,0	419,7	373,0	46,65	0,05980
36	243,05	666,6	250,7	415,9	369,4	46,53	0,05641
38	246,19	666,5	254,1	412,3	366,0	46,39	0,05336
40	249,20	666,4	257,5	408,9	362,7	46,23	0,05059
42	252,09	666,3	260,8	405,5	359,4	46,08	0,04809
44	254,89	666,1	263,9	402,2	356,3	45,92	0,04581
46	257,58	666,0	267,0	399,0	353,2	45,75	0,04372
48	260,19	665,9	270,0	395,9	350,3	45,57	0,04180
50	262,72	665,7	272,8	392,9	347,5	45,36	0,04001
55	268,72	665,5	279,7	385,8	340,9	44,87	0,03612
60	274,32	665,2	286,1	379,0	334,7	44,34	0,03285
70	284,7	673	297,0	376,0	331	45,3	0,029
80	293,8	668	307,6	360,0	316	43,7	0,025
100	309,7	654	326,4	328	287	41,0	0,019
120	323,3	640	344,6	296	258	38,0	0,015
150	340,7	618	373,8	244	212	31,6	0,011
180	355,6	591	403,2	188	163	24,8	0,008
210	368,5	558	441,4	117	102	15,1	0,005
224,2	374,0	499	499	0	0	0	0,003

Таблица II

Свойства насыщенного водяного пара
(по Шюце)

(Расположение по интервалам температур от + 10 до + 50° Ц)

t°Ц	Давление		Удельный объем v_g м ³ /кг	Удельный вес 1 000 г _г д/м ³	Скрытая теплота испарения r кал/кг	Полная теплота испарения λ кал/кг
	мм ртутного столба	кг/см ²				
10	9,21	0,0125	106,4	8,40	581,3	601,3
11	9,81	0,0131	99,7	10,03		
12	10,52	0,0143	91,7	10,87		
18	11,23	0,0153	87,9	11,38		
14	11,99	0,0163	83,0	12,05		
15	12,79	0,0174	77,9	12,83	588,6	603,6
16	13,64	0,0186	73,2	13,63		
17	14,5	0,0197	69,0	14,49		
18	15,5	0,0211	65,1	15,36		
19	16,5	0,0224	61,4	16,29		
20	17,5	0,0238	57,8	17,3	585,8	605,8
21	18,65	0,0251	54,5	18,3		
22	19,8	0,0270	51,4	19,4		
23	21,1	0,0287	48,6	20,6		
24	22,4	0,0305	45,9	21,8		
25	23,8	0,0324	43,4	23,0	583,1	608,1
27	25,2	0,0343	41,0	24,4		
28	26,7	0,0363	38,8	25,8		
29	28,35	0,0386	36,8	27,2		
30	30,05	0,0408	34,8	28,7		
31	31,8	0,0432	32,9	30,4	580,2	610,2
32	33,7	0,0458	31,2	32,0		
33	35,7	0,0486	29,8	33,8		
34	37,7	0,0513	28,0	35,7		
35	39,9	0,0543	26,6	37,6		
36	42,2	0,0573	25,2	39,6	577,5	612,5
37	44,6	0,0606	23,9	41,8		
38	47,1	0,0641	22,7	44,0		
39	49,7	0,0676	21,6	46,3		
40	52,5	0,0715	20,5	48,8		
41	55,3	0,0752	19,5	51,2	574,8	614,8
42	58,4	0,0795	18,6	53,8		
43	61,5	0,0836	17,7	56,5		
44	64,8	0,0882	16,8	59,5		
45	68,3	0,0930	16,0	62,5		
46	71,9	0,0978	15,3	65,5	572,0	617,0
47	75,7	0,103	14,6	68,5		
48	79,9	0,108	13,9	71,9		
49	83,7	0,114	13,2	75,8		
50	88,05	0,120	12,6	79,4		
50	92,5	0,126	12,0	83,0	569,2	619,2

Перегретый пар Таблица III
Теплосодержание i и удельный объем v м³/кг

p атм	330°	350°	380°	400°	430°	450°
10 ¹ _v	743 0,28	753 0,29	768 0,305	779 0,314	794 0,33	804 0,34
12	742 0,291	752 0,24	767 0,252	778 0,261	794 0,274	804 0,281
14	741 0,198	751 0,205	766 0,217	777 0,223	793 0,234	803 0,241
16	740 0,171	750 0,179	766 0,188	776 0,194	792 0,203	802 0,21
18	739 0,152	749 0,159	765 0,167	776 0,171	792 0,181	802 0,188
20	738 0,138	748 0,141	764 0,15	775 0,153	791 0,161	801 0,167
24	736 0,112	747 0,118	763 0,122	774 0,128	790 0,132	800 0,139
30	733 0,088	744 0,092	760 0,097	772 0,100	788 0,106	799 0,109
36	730 0,069	741 0,072	758 0,077	769 0,080	786 0,084	797 0,090
40	728 0,064	740 0,067	757 0,071	768 0,074	785 0,078	796 0,080
50	723 0,050	736 0,053	754 0,055	765 0,058	783 0,061	793 0,063
60	718 0,041	732 0,043	750 0,045	763 0,047	780 0,049	791 0,052
70	705 0,035	725 0,038	745 0,040	760 0,042	775 0,044	790 0,046
80	695 0,029	720 0,032	740 0,034	755 0,036	770 0,038	785 0,040
100	675 0,021	700 0,024	725 0,026	745 0,028	765 0,029	780 0,030
120	645 0,016	680 0,018	715 0,021	735 0,023	755 0,025	770 0,026
150	— —	610 0,012	685 0,015	715 0,017	740 0,018	760 0,020
180	— —	— —	655 0,009	690 0,013	725 0,015	750 0,016
216	— —	— —	615 0,008	670 0,010	705 0,011	735 0,013
224,2	— —	— —	— —	640 0,003	685 0,010	725 0,011

¹ Значения для давлений до 60 атм взяты из диаграммы Кисслера, Райша и Гаузенга; для давлений свыше 60 атм приведенные значения следует рассматривать лишь как приближенные.

Истинная теплоемкость перегретого воды

p атм t_s °C	0,5 -0,9	1 99,1	2 119,6	4 142,9	6 158,1	8 169,6	10 179,1	12 187,1	14 194,1
При t_s °C	0,474	0,484	0,498	0,525	0,552	0,578	0,606	0,635	0,664
120	0,467	0,467	0,467	—	—	—	—	—	—
140	0,465	0,472	0,488	—	—	—	—	—	—
160	0,464	0,470	0,482	0,512	0,549	—	—	—	—
180	0,464	0,469	0,479	0,502	0,528	0,561	0,604	—	—
200	0,466	0,469	0,477	0,495	0,515	0,539	0,568	0,601	0,644
220	0,467	0,470	0,476	0,491	0,506	0,524	0,546	0,569	0,596
240	0,468	0,471	0,477	0,488	0,501	0,516	0,531	0,548	0,567
260	0,470	0,473	0,478	0,487	0,498	0,509	0,521	0,534	0,548
280	0,472	0,475	0,479	0,487	0,496	0,505	0,515	0,525	0,536
300	0,475	0,477	0,481	0,488	0,495	0,503	0,511	0,519	0,527
320	0,477	0,479	0,483	0,489	0,496	0,502	0,509	0,516	0,523
340	0,480	0,482	0,485	0,491	0,496	0,502	0,507	0,513	0,519
360	0,483	0,485	0,487	0,492	0,497	0,502	0,507	0,512	0,516
380	0,486	0,488	0,490	0,494	0,498	0,503	0,507	0,511	0,515
400	0,489	0,491	0,492	0,496	0,500	0,504	0,508	0,511	0,515
420	0,492	0,493	0,495	0,499	0,502	0,506	0,509	0,511	0,514
440	0,496	0,496	0,498	0,501	0,505	0,507	0,510	0,513	0,515
460	0,498	0,500	0,501	0,504	0,507	0,510	0,512	0,515	0,517
480	0,502	0,503	0,504	0,507	0,510	0,512	0,515	0,517	0,519
500	0,506	0,506	0,508	0,510	0,512	0,515	0,517	0,519	0,520

Таблица IV

ного пара (по Кноблауху, Райшу, Гаузену)

p атм t_s °C	16 200,4	18 206,1	20 211,4	25 222,9	30 232,8	40 249,2	60 274,3	80 293,6	100 309,5	120 323,1
При t_s °C	0,695	0,727	0,760	0,830	0,900	1,05	1,33	1,62	1,96	2,33
120	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
140	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
180	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
220	0,628	0,664	0,710	—	—	—	—	—	—	—
240	0,589	0,612	0,639	0,725	0,81	—	—	—	—	—
260	0,563	0,579	0,598	0,650	0,70	0,87	—	—	—	—
280	0,548	0,559	0,572	0,607	0,65	0,76	1,11	—	—	—
300	0,536	0,545	0,555	0,580	0,61	0,68	0,88	1,31	—	—
320	0,529	0,536	0,543	0,562	0,58	0,64	0,78	0,99	1,40	—
340	0,524	0,530	0,536	0,550	0,57	0,61	0,71	0,84	1,06	1,44
360	0,521	0,526	0,530	0,542	0,55	0,59	0,67	0,76	0,89	1,09
380	0,519	0,523	0,527	0,537	0,55	0,58	0,64	0,70	0,78	0,91
400	0,518	0,521	0,525	0,533	0,54	0,58	0,62	0,67	0,74	0,83
420	0,517	0,520	0,523	0,530	0,54	0,57	0,61	0,65	0,70	0,77
440	0,518	0,520	0,523	0,529	0,54	0,57	0,60	0,64	0,68	0,72
460	0,519	0,521	0,523	0,528	0,53	0,57	0,60	0,63	0,66	0,71
480	0,520	0,522	0,524	0,529	0,53	0,57	—	—	—	—
500	0,522	0,524	0,526	0,530	0,53	0,57	—	—	—	—

Таблица V

Значения $\ln N$

N	$\ln$	N	$\ln$	N	$\ln$	N	$\ln$	N	$\ln$	N	$\ln$
1,0	0,000	2,5	0,916	4,0	1,386	5,5	1,704	7,0	1,945	8,5	2,140
1,1	0,095	2,6	0,955	4,1	1,411	5,6	1,722	7,1	1,960	8,6	2,151
1,2	0,182	2,7	0,993	4,2	1,435	5,7	1,740	7,2	1,974	8,7	2,163
1,3	0,262	2,8	1,029	4,3	1,458	5,8	1,757	7,3	1,987	8,8	2,174
1,4	0,336	2,9	1,064	4,4	1,481	5,9	1,775	7,4	2,001	8,9	2,186
1,5	0,405	3,0	1,098	4,5	1,504	6,0	1,791	7,5	2,014	9,0	2,197
1,6	0,470	3,1	1,131	4,6	1,526	6,1	1,808	7,6	2,028	9,1	2,208
1,7	0,530	3,2	1,163	4,7	1,547	6,2	1,824	7,7	2,041	9,2	2,219
1,8	0,587	3,3	1,193	4,8	1,568	6,3	1,840	7,8	2,054	9,3	2,230
1,9	0,641	3,4	1,223	4,9	1,589	6,4	1,856	7,9	2,066	9,4	2,240
2,0	0,693	3,5	1,252	5,0	1,609	6,5	1,871	8,0	2,079	9,5	2,251
2,1	0,741	3,6	1,280	5,1	1,629	6,6	1,887	8,1	2,091	9,6	2,261
2,2	0,788	3,7	1,308	5,2	1,648	6,7	1,902	8,2	2,104	9,7	2,272
2,3	0,832	3,8	1,335	5,3	1,667	6,8	1,916	8,3	2,116	9,8	2,282
2,4	0,875	3,9	1,361	5,4	1,686	6,9	1,931	8,4	2,128	9,9	2,292
										10,0	2,302

Таблица VI

Показательная функция $e+x$ и $e-x$

x	$e+x$	$e-x$	x	$e+x$	$e-x$	x	$e+x$	$e-x$
0,0	1,70	1,00	1,5	4,50	0,22	3,0	20,1	0,050
0,1	1,11	0,90	1,6	4,95	0,20	3,1	22,0	0,045
0,2	1,22	0,82	1,7	5,55	0,18	3,2	24,5	0,041
0,3	1,34	0,74	1,8	6,05	0,17	3,3	27,0	0,037
0,4	1,49	0,67	1,9	6,63	0,15	3,4	30,0	0,033
0,5	1,64	0,61	2,0	7,39	0,14	3,5	33,1	0,030
0,6	1,82	0,55	2,1	8,12	0,12	3,6	36,6	0,027
0,7	2,00	0,50	2,2	9,03	0,11	3,7	40,5	0,025
0,8	2,22	0,45	2,3	9,98	0,10	3,8	44,7	0,022
0,9	2,46	0,41	2,4	11,0	0,091	3,9	49,2	0,020
1,0	2,72	0,37	2,5	12,3	0,083	4,0	54,6	0,018
1,1	3,00	0,33	2,6	13,5	0,074	4,1	59,9	0,017
1,2	3,32	0,30	2,7	14,8	0,067	4,2	66,7	0,015
1,3	3,70	0,27	2,8	16,4	0,061	4,3	74,0	0,014
1,4	4,06	0,25	2,9	18,2	0,055	4,4	81,5	0,012

Таблица VII

Плотность и объем воды при температуре от 0 до 320° Ц

Тем- пера- тура	Плот- ность	Объем	Тем- пера- тура	Плот- ность	Объем	Тем- пера- тура	Плот- ность	Объем	Тем- пера- тура	Плот- ность	Объем
0°	0,99987	1,00013	90°	0,96553	1,0359	190°	0,8750	1,1429	290°	0,72	1,38
4°	1,00000	1,00000	100°	0,9584	1,0434	200°	0,8628	1,1590	300°	0,70	1,42
11°	0,99973	1,00027	110°	0,9510	1,0516	210°	0,850	1,177	310°	0,68	1,46
20°	0,99823	1,00177	120°	0,9435	1,0600	220°	0,837	1,195	320°	0,66	1,51
30°	0,99567	1,00435	130°	0,9351	1,0694	230°	0,823	1,215	—	—	—
40°	0,99224	1,00782	140°	0,9263	1,0795	240°	0,809	1,236	—	—	—
50°	0,9381	1,0121	150°	0,9172	1,0903	250°	0,794	1,259	—	—	—
60°	0,9832	1,0171	160°	0,9076	1,1018	260°	0,779	1,283	—	—	—
70°	0,9778	1,0227	170°	0,8973	1,1145	270°	0,765	1,308	—	—	—
80°	0,9718	1,0290	180°	0,8866	1,1279	280°	0,75	1,34	—	—	—

Пример: При 230° Ц 1 000 кг воды имеют объем 1,215 м³, а 1 м³ воды весит при этой температуре 823 кг.

Основные характеристики топлив СССР

Род топлива	Район	Месторождения и сорта топлива	Условная горючая масса										Сух. топ. диво	Рабочее топливо		
			λ^2	C	H ²	N ²	O ² — R ²	S _A ²	Q _A ²	Q _H ²	A _c	W ^P		Q _A ^P	Q _H ^P	
Дрова		Дрова хвойные	84	51,0	6,2	0,6	42,2	0	4 880	4 555	1,0	30	3 380	2 480		
		лиственные	86	50,0	6,15	0,6	43,25	0	4 740	4 420	1,0	30	3 285	2 885		
		смешанные	85	51,0	6,2	0,6	42,7	0	4 840	4 515	1,0	30	3 355	2 950		
Торф средн.		Центр. пром. района .	70	58,8	6,0	2,0	33,0	0,2	5 650	5 335	9,0	30	3 600	3 220		
Бу- рый уголь	Под- мос- ковн.	Крупный	45	70,7	5,3	1,4	18,8	3,8	6 830	6 550	20,0	32	3 715	3 380		
		Орех	45	68,2	4,8	1,4	18,6	7,0	6 540	6 290	27,5	31	3 270	2 965		
		Мелочь с семечком .	45	68,4	4,9	1,4	19,8	5,5	6 540	6 280	31,0	32	3 070	2 760		
		Рязовый мелкий . .	45	68,3	4,8	1,4	19,0	6,5	6 540	6 290	31,0	33	3 025	2 715		
Бу- рый уголь	Урал	Челябинское	44	72,9	4,9	2,0	19,0	1,2	6 920	6 660	15	17	4 745	4 465		
		Богословское . . .	42	67,5	4,2	1,5	26,2	0,6	6 020	5 800	14,2	26	3 820	3 530		
		Черновское	47	75,8	5,0	1,0	17,5	0,7	7 170	6 900	8,5	33	4 560	4 100		
		Клинское	40	71,5	4,2	1,2	23,0	0,1	6 600	6 370	13,1	25	4 430	4 060		
		Артемовское	48	71,9	5,2	1,5	20,7	0,4	7 030	6 730	11,1	26,5	4 750	4 300		
		Тавричанское . . .	49	75,9	5,6	1,6	17,2	0,4	7 280	6 980	10,7	13	5 785	5 410		
Ка- мен- ный уголь	Сухой глинопламенн.	Газовый	45	77,0	5,4	1,8	10,8	5,0	7 730	7 445	14	11	5 915	5 635		
		Паровичный жирный	39,5	81,0	5,5	1,6	7,9	4,0	8 080	7 790	12,5	5	6 715	6 445		
		Кок-овый	30,5	85,5	5,2	1,6	4,7	3,0	8 440	8 125	13	4	7 050	6 795		
		Паровичн. слекающ.	23	87,0	4,9	1,6	3,5	3,0	8 540	8 280	13,5	3	7 165	6 930		
		Тошый	16,5	89,0	4,5	1,6	2,4	2,5	8 580	8 345	11	3	7 405	7 185		
			12,5	91,0	4,1	1,5	2,2	1,2	8 580	8 345	7,5	3,5	7 640	7 430		
З . .	Плита и кулак . . .	Крупный орех . . .	4	94,5	1,85	0,7	1,3	1,6	8 160	8 065	4,5	5	7 405	7 285		
		Мелкий орех	4	94,5	1,85	0,7	1,35	1,6	8 160	8 065	6	5	7 285	7 170		
			4	94,3	1,85	0,7	1,35	1,8	8 140	8 045	10,5	5	6 920	6 810		

По	Семячко	4,5	94,3	1,85	0,7	1,35	1,8	8 140	8 045	14,5	6	6 540	6 430
	Штыб	5,5	93,0	2,0	0,8	2,7	1,5	8 020	7 915	18	8,5	6 015	5 890
	Рядовой со штыбом .	4	94,0	1,9	0,7	1,9	1,5	8 140	8 040	13,5	6	6 620	6 500
в	Егоршинское	9	92,5	3,5	0,6	2,8	0,6	8 450	8 265	18	5	6 585	6 410
	Полтавское	3	96,0	1,1	0,5	2,0	0,4	8 060	8 000	17	8	6 005	5 915
	Брединское	3,5	93,4	1,5	0,7	3,4	0,8	7 970	7 870	15	8	6 215	6 110
в	Кизеловское	41	78,5	5,2	0,7	8,6	7,0	8 000	7 725	23	5	5 850	5 620
	Дуневское	42	76,6	5,5	0,9	9,2	7,8	7 970	7 680	33	5	5 075	4 860
Кавказ:													
Сред. Азия	Гривбульское	42	78,8	5,0	1,6	13,3	1,3	7 660	7 395	16,5	9	5 920	5 565
	Караканди	29	85,3	5,2	1,4	7,3	0,8	8 350	8 070	17,5	7	6 890	6 120
	Суюкт	36	76,0	4,0	1,0	17,0	2,0	6 950	6 740	16,5	18	4 760	4 510
	Кизиль-Кля	36	76,0	4,0	1,0	17,0	2,0	6 950	6 740	9,5	26	4 550	4 360
Кузнецкий бассейн	Анжер-Судженское (Кочу-гис)	16,5	90,2	4,3	1,5	8,3	0,7	8 500	8 375	9,5	5	7 395	7 170
	Денинское	41	82,1	5,6	2,4	9,3	0,7	8 150	7 855	9,5	9	6 710	6 415
	Кемеровское	28	86,2	4,9	1,8	6,3	0,8	8 300	8 190	11,5	8,5	6 785	6 525
	Прокольво и Кисейн	21	87,1	4,0	2,1	6,3	0,5	8 100	7 890	12	7	6 630	6 415
Минский:													
Черногорский:	Черногорское	43	78,9	5,5	2,3	12,3	1,0	7 800	7 505	14	11	6 700	6 640
Иркутский:	Иркутское	47	73,0	5,8	1,5	13,6	1,1	7 750	7 415	14,5	9,5	5 995	5 705
Дальний Восток:	Дальний Восток:												
	Сучанское	25,5	86,7	4,9	1,4	6,7	0,4	8 400	8 135	18,5	3,5	6 840	6 360

Примечание. Везде дана лабораторная видимая зольность A_v , поэтому горючая масса представляет истинную, а условную величину и содержит не истинное количество кислорода, а $O_2 - R_2$, где R_2 — алгебраическое увеличение веса золь при прокаливании (положительное или отрицательное).

По данным ВТИ им. Дзержинского. Данные о сланцах и мазутах см. стр. 28 и 30.

Таблица IX

Удельные веса.

Бетон	1,8—2,4	Кокс в кусках . . .	0,50
Бетон шлаковый . . .	0,55	Кокс газовый . . .	0,33
Вар	1,07	Лед при 0° . . .	0,92
Земля свежая . . .	2,06	Мел	1,8—2,7
Земля сухая . . .	1,93	Песок мелкий . . .	1,5—1,7
Кирпич строитель- ный	1,4—2,0	Песчаник	5,3—2,7
Кирпич шамот- ный	2,12	Пробковые плиты	1,16—0,2
Кирпич огнеупор- ный	1,72—1,8	Смола	1,07
		Уголь бурый . . .	0,8—1,5
		Уголь каменный . .	1,21—1,51

Уголь древесный:

Дубовый	0,57
Еловый	0,28—0,44
Размельченный . .	1,45—1,7

Цемент связанный	2,0
----------------------------	-----

Таблица X

Объемные веса в кг/м³

Глина и земля	Кокс	360—470
сухая	Песок	1 300—1 500
Глина и земля	Пыль угольная,	
сырая	свежемолотая	500—700
Гравий сухой . . .	Пыль угольная,	
Зола	слежавшаяся	800—1 000
Известь жже- ная	Снег свежий . . .	80—150
	Снег талый . . .	200—800

Уголь:

бурый	600
подмосковный . . .	900
подмосковный	
курной	900—950
донецкий „ПЖ“ . . .	800
донецкий ант- рацит	910—1 000

Шлак	800—900
Цемент в порошке	1 450—1 900

