

343

Студенческая Библиотека.

книга № 23

Э43

Проф. А.А.Надежин

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

3^{ье} ИЗДАНИЕ
ПЕРЕРАБОТАННОЕ и ДОПОЛНЕННОЕ

РАЗРЕШЕНО ГОСУДАРСТВЕННЫМ УЧЕНЫМ СОВЕТОМ

МОСКОВСКОЕ АКАДЕМИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
„МАКИЗ”

МОСКВА. 1924 г. ПЕТРОГРАД.

46-118

В. Макаров
СТУДЕНЧЕСКАЯ БИБЛИОТЕКА. КНИГА № 23

Профес. А.А. НАДЕЖИН

шг 4 1/1
Э43

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

3^е ИЗДАНИЕ
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

РАЗРЕШЕНО ГОСУДАРСТВЕННЫМ УЧЕНЫМ СОВЕТОМ



МОСКОВСКОЕ АКАДЕМИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
„МАКИЗ”
МОСКВА. 1924г. ПЕТРОГРАД.

ГОС. ПУБЛИЦИС-
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА СССР

2812 $\frac{23}{63}$

И
3678

ГЛАВЛЕНТ № 18709

ТИРАЖ 1300 эк.

Инст. М. М. Инст. Горьковский пер. д. 4.

ПРЕДИСЛОВИЕ К 3-МУ ИЗДАНИЮ.

Практика руководства проектированием котельных установок обнаружила, что студенты очень много времени теряют на тепловой расчет котельной установки. Объясняется это не только большой работой счетного характера, которую необходимо проделать при аналитическом способе расчета, но также в значительной степени и отсутствием под руками у проектирующего нужных ему пособий. Желая до некоторой степени облегчить это положение, я взял на себя труд изложить здесь тепловой расчет котельной установки в том виде, как он читается мною на Механическом факультете М. В. Т. У., где он был введен проф. Н. В. Кири, как обязательная часть при проектировании котельной установки.

Впервые мною была издана настоящая работа в литографированном виде в марте 1921 года, а в апреле месяце 1922 года она была переиздана студентами с моего разрешения точной копией с первого издания.

В виду просьб студентов и обращения ко мне со стороны Московского Академического Издательства /Макгэ/, я согласился напечатать мою работу 3-ьим изданием в значительно переработанном и дополненном виде, чтобы тем самым дать возможность пользоваться ею также и желающим практикам-инженерам и техникам, имеющим дело с котельными установками.

Выпуская в свет настоящее издание, я прошу читателей быть снисходительными, ибо работа мною пишется при весьма трудных житейских условиях, хорошо знакомых многим инженерам и работникам умственного труда.

Работая помимо Высшей Школы непосредственно в промышленности и будучи учеником дорогих моей памяти умерших учителей профессоров А. П. Гавриленко, В. И. Гриневецкого и Н. В. Кири, умело сочетавших науку и практику, я глубоко верю в то, что только совместная работа теоретиков и практиков может способствовать более быстрому развитию

нашей промышленности.

Поэтому отношение к моей работе как чистых практиков, так и деятелей технического образования меня очень интересует и я прошу все пожелания, указания и замечания по вопросам, затрагиваемым в моей работе направлять по моему адресу /Москва, Покровка, 31, кв. 3, профессору Алексею Алексеевичу Надежину/, за что приношу заранее мою глубокую благодарность.

А. НАДЕЖИН.

Москва. Октябрь 1923 года.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ.

І. В в е д е н и е.

При проектировании котельной установки обычно требуется удовлетворить целому ряду условий не только технических, но и экономических.

Правильно спроектированная котельная установка должна давать пар наиболее дешевый, а следовательно она должна иметь минимум дорогой поверхности нагрева и возможно высокий коэффициент полезного действия, т.е. р а с х о д о в а т ь м и н и м у м т о п л и в а при заданной паропроизводительности.

Количество пара, которое должна давать котельная и его качество обычно определяется, учитывая потребность в нем как на нагревательные цели, так и на производство силы при паровых двигателях.

Проектирующему котельную установку дается или график нагрузки котельной или же просто указывается количество пара, которое при нормальных условиях должна давать котельная при обязательной оговорке колебаний, т.е. максимума и минимума (перегрузка и недогрузка).

Практически котельные почти никогда не работают с постоянной нагрузкой; обычно нагрузка котлов колеблется в некоторых пределах.

Испытаниями установлено, что при переменной нагрузке, если не предусмотрено особых условий, качество пара даваемого котельной может меняться, а на основании эксплуатации и испытаний тепловых хозяйств мы знаем сколь сильно влияет качество пара на его расход.

Увеличение расхода пара при падении его давления и перегрева общеизвестно. Оно то и побуждает практиков требовать от проектирующих котельные установки известных гарантий не только количества, но и качества пара при переменных нагрузках.

При задании нагрузки графиком сам проектирующий выбирает тип, число и мощность котлов, учитывая колебания на-

грузок и характер потребителей пара. В противном случае проектирующему должны указать кроме нормального расхода пара также и возможные колебания не только в количестве пара, но и допустимые колебания его качества (давление, температура для перегретого пара или влажность для насыщенного пара).

Помимо соображений в выборе нужного давления и температуры пара, необходимо весьма серьезно обдумать вопрос о топливе.

Правильный выбор рода топлива - задача весьма нелегкая при современных колебаниях цен на топливо.

Коммерческий расчет полной стоимости эксплуатации или установки при разных топливах дает нам возможность решить частую задачу лишь при данных соотношениях в ценах, учитывая, конечно, и ожидаемые колебания и перспективы в будущем.

Все коммерческие подсчеты должны делаться очень осторожно, ибо в качестве исходных величин мы пользуемся данными, подверженными резким изменениям при меняющейся структуре экономического рынка. На изменение цены топлива весьма заметно влияют также и политические события, предугадать которые, конечно, не всегда возможно.

Поэтому проектируя установку на наиболее желательный род топлива, инженер должен предвидеть легкий переход на любое другое конкурирующее в данном районе топливо.

Вопросы о топливоснабжении в котельной, о шлакоудалении, о выборе тяги, об устройствах для питательной воды, ее очистка, подача и т.п. являются также основными при проектировании котельных.

Паропроводы, водопроводы, воздухопроводы, само здание наконец, и целый ряд других вопросов - все это должно быть тщательно продумано.

Неразумная экономия времени при проектировании всегда влечет за собой большие затруднения в последующей эксплуатации на практике.

Вопросов и при том весьма интересных очень много. Осве-

тить все их в настоящей работе мы не беремся.

Мы ставим себе в настоящий момент лишь одну задачу дать проектирующим хотя бы небольшое пособие, могущее облегчить начинающим работу по тепловому расчету котельной установки.

Опираясь на имеющийся, к сожалению в недостаточном еще количестве, опытный материал, приходится при тепловом расчете котельной установки задаваться целым рядом необходимых для расчета величин, что безусловно крайне затрудняет работу особенно для студента впервые приступающего к проектированию котельной установки.

Величины, которыми приходится задаваться не стоят особняком, а находятся в тесной связи с конкретными формами выполняемой установки.

При дальнейшем изложении я считаю, что приступающий к проектированию котельных установок уже прослушав основной курс "Топливо, толки и котельные установки" и имеет необходимые познания по курсу "Техническая термодинамика", а потому я пользуюсь установленной терминологией без подробных объяснений, обычно необходимых приступающему впервые к изучению нового вопроса.

Опытные коэффициенты теплопередач, прямой отдачи топки и отдельные потери в котельной, как-то: химическая и механическая неполнота горения, потери в окружающую среду, а также и величины коэф. избытка воздуха и присосов в кладке взяты мною, главным образом, на основании трудов проф. Н. В. Киря, доц. пар. котлов М. В. Т. У. и личной практики.

При пользовании ими надо иметь в виду, что величины эти не носят характера точно установленных, а имеют относительный характер и должны рассматриваться лишь как первое приближение.

II. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ.

На чертеже 1 показана схема котельной установки в том

виде, как ее давал проф. К. В. Кири (см. К. В. Кири Атлас Котельных Установок, таблица 1, фиг. 1).

В новейших установках нередко эта схема усложняется постановкой особого экономайзера для подогрева воздуха.

Цель этого экономайзера использовать теплоту отходящих после "водяного" экономайзера газов. Мысль эта не нова и в частности у нас в России, по крайней мере в центрально-промышленном районе, уже в довоенное время имелись такого рода установки, причем теплый воздух использовался для вентиляции красильных, а также для нужд производства.

Из рассмотрения схемы котельной установки (черт. 1) мы видим, что далеко не все тепло, вносимое в топку полезно утилизируется, но часть его теряется при провале топлива через колосники, при уносе его в газоходы, с дымовыми газами, уходящими в трубу при температуре значительно превосходящей температуру окружающей среды, и т. д.

Для уяснения себе полной картины, рассмотрим случай установившейся работы котельной.

Пусть при установившемся режиме котельная потребляет каждый час G килограммов (кг) топлива, рабочая теплопроизводительность коего $Q_{раб}$ калорий/килограмм. (кал/кг.).

Один кг. топлива практически требует для сгорания V_a куб. метр. воздуха, который вводится в топку при температуре t° Цельсия.

Следовательно на каждый кг. сожженного топлива в топку вводится тепла:

$$Q_{тп} = (Q_{раб} + c_p V_a t) \quad \text{калорий} \dots \dots \dots (1),$$

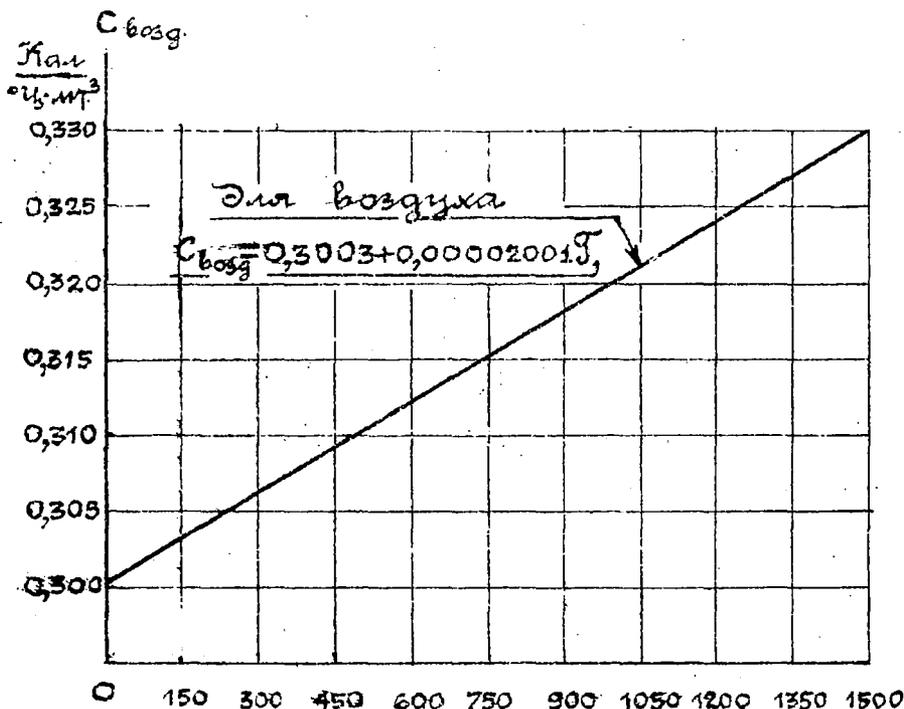
где c_p - средняя теплоемкость 1 куб. метра воздуха в пределах температур от 0 до t° Ц. при постоянном давлении, определяемая по формуле:

$$c_p = 0,3003 + 0,00002 t \quad \text{кал/ки.} - ^{\circ} \text{Ц} \dots \dots (2)$$

Арифметический подсчет теплоемкости по формуле (2) может быть заменен графическим по чертежу 2. (см. 8 стр.)

Рабочая теплопроизводительность топлива определяется калориметрированием или может быть подсчитана по элементарному составу топлива, пользуясь формулой Д. И. Менделеева:

*/ Количество V_a куб. метр. - подразумевается приведенное к т.н. называемому "нормальному состоянию", т. е. к 0° Ц и 760 мм. рт. ст.



Черт. 2.

$$Q_{\text{раб}} = 81 \cdot C + 300H - 26(O - S) - 6[3N + W] \text{ кал/кг} \quad (3)$$

где C - содержание углерода в рабочем топливе в % по весу
 " H - " водорода " " " " " " "
 " O - " кислорода " " " " " " "
 " N - " азота " " " " " " "
 " S - " серы " " " " " " "
 " A - " золы " " " " " " "
 " W - " влаги " " " " " " "

Причем $C + H + O + N + S + A + W = 100$ (4)

Когда состав органической массы топлива и известно содержание балласта $J = A + W + S$ % (зола + влага + сера) в рабочем топливе, то теплопроизводительность $Q_{\text{раб}}$ может быть подсчитана по формуле:

$$Q_{\text{раб}} = \frac{100 - J}{100} \cdot Q_{\text{орг}} + 26S - 6W \quad (5)$$

где $Q_{\text{орг}}$ - чистая теплопроизводительность органической массы топлива в кал/кг. - определяемая по формуле Д.И. Менделеева:

$$Q_{\text{орг}} = 81 \cdot C_0 + 246H_0 - 26 \cdot O_0 \text{ кал/кг} \quad (6)$$

где C_o - содержание углерода в % по весу органической массы
 H_o - " " " " " " " "
 O_o - " " " " " " " "
 N_o - " " " " " " " "

Причем:

$$C_o + H_o + O_o + N_o = 100 \dots \dots \dots (7)$$

$$\left. \begin{aligned} c &= C_o \cdot \frac{100 - B}{100} \\ H &= H_o \cdot \frac{100 - B}{100} \\ O &= O_o \cdot \frac{100 - B}{100} \\ N &= N_o \cdot \frac{100 - B}{100} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (8)$$

где $B = A + W + S$

В тех случаях, когда химический анализ не дает отдельно содержание кислорода и водорода, а дает их сумму, можно пользоваться при подсчетах указанием проф. А. С. Ломшакова и принять содержание азота в органической массе равным одному проценту у, т.е. считать, что

$$O_o = (C_o + H_o) - 1 \dots \dots \dots (9)$$

Для справки может оказать пользу сравнительная таблица типичных топлив России, составленная проф. К. В. Кирп. (См. приложение табл. XI).

Конечно, не надо забывать, что в настоящее время загрязнение топлива серой, золой и влагой значительно превосходит цифры, указанные проф. К. В. Кирп.

В виду значительного потребления в качестве горючего дров, теплопроизводительность которых зависит главным образом от влажности, небезполезно будет предложить для подсчетов нижеследующие две формулы:

$$\text{для дров сухопутной доставки } Q_{\text{дрв}} = 4370 - 49,7 \cdot W \text{ кал/кг} \dots (10)$$

$$\text{" сплавах дров } Q_{\text{дрв}} = 3870 - 44,5 \cdot W \text{ кал/кг} \dots \dots \dots (11)$$

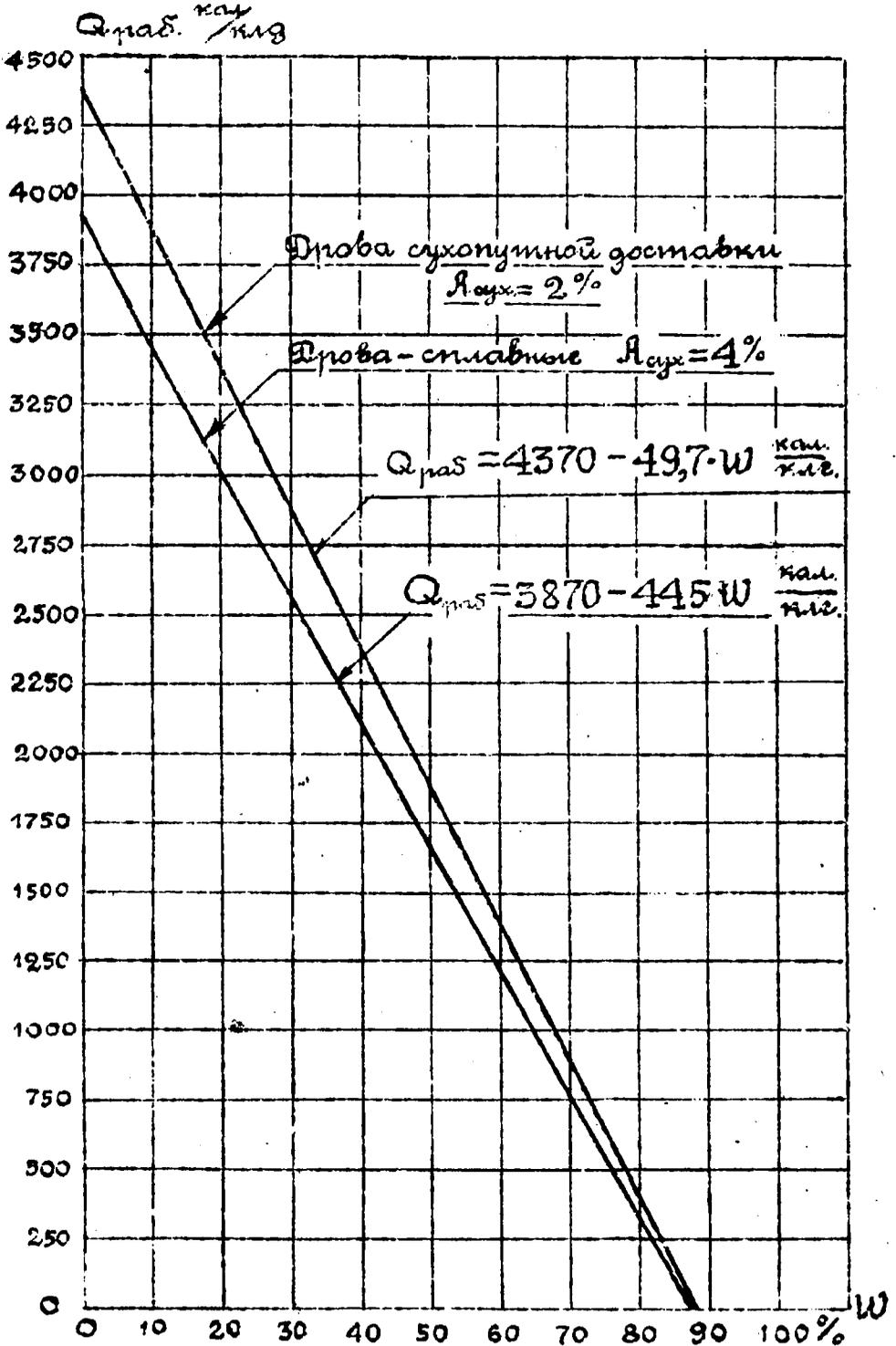
На чертеже 3 мы имеем графическое изображение этих формул. (см. 10 стр.)

Из всех величин, входящих в формулу (1) пока остается неизвестной V_a - количество практически расходуемого воздуха на 1

 */Иные нередки случаи, когда приходится сжигать дрова с влажностью 50%, торф с зольностью 10% и влажностью 30%, зонечный антрацит с зольностью до 20% и мелочь Подмосковского угля с общим содержанием балласта до 70% /из отходов очевидно/, даже нефтяные остатки весьма часто сжигают с значительным содержанием воды, на что особо сетуют железнодорожники.

кг. сжженного топлива.

Если через α_m - обозначим коэффициент избытка воздуха в топке, а через ν_0 - количество воздуха (в куб.метрах) теоретически потребное для сгорания 1 кг. топлива, то бу-



Черт. 3. Зависимость рабочей теплопроизводительности дров от их влажности.

дем иметь соотношение:

$$V_{\alpha} = \alpha_m \cdot V_0 \dots \dots \dots (12)$$

Причем:

$$V_0 = \left\{ \left[\frac{8}{3}C + 8(H - \frac{O}{8}) + S \right] : 100 \right\} \cdot 1,43 \cdot \frac{100}{24} = \\ = 0,0889 [C\% + 3(H\% - \frac{O\%}{8} - S\%)] \dots \dots \dots (13)$$

или по Д.И. Менделееву:

$$V_0 = \frac{Q_{раб}}{900} \dots \dots \dots (14)$$

или на основании опытов проф. А.С. Ломшакова можно считать отношение рабочей теплопроизводительности к теоретически необходимому для сгорания 1 кг. топлива количеству воздуха, т.е. $Q_{раб} : V_0$ равным:

- | | | |
|---------------|---------|------|
| для углей 902 | } | (15) |
| " нефти 901 | | |
| " дерева 895 | | |
| " торфа 880 | | |

Величиной избытка воздуха в топке обычно задаются помня, что коэффициент избытка воздуха в топке (α_m) зависит от конструкция топки, размеров топочного пространства, расположения поверхности нагрева относительно топки, от характера самого топлива, от внимательности работы кочегара и т.д.

При правильно спроектированной топке и хорошей эксплуатации можно принимать следующие величины α_m :

нефтяное топливо	1,2 - 1,3	
газовое или пылевидное топливо	1,1	
нактные топки для дров и торфа	1,2 - 1,3	
ступенчатые и наклонные решетки	1,4 - 1,6	
ручная топка для антрацита	1,3 - 1,4	
ручная топка для пламенного топлива	1,5 - 1,7	при наличии вторичного впуска воздуха.
ручная топка для пламенного топлива	1,7 - 1,9	при конструкции топки без вторичного
механическая топка с верхним забросом	1,4 - 1,6	
механическая топка с нижней решеткой и нижней подачей топлива	1,3 - 1,5.	

Цифры для α_m приведены при "нормальных" напряжениях котла.

При уменьшении напряжения котла α_m увеличивается на 0,05 - 0,10; при увеличении напряжения котла α_m - соответственно уменьшается на 0,05 - 0,10.

Итак, пользуясь формулой (1) и задаваясь температурой воздуха, мы можем определить количество тепла внесенного в топку. При наличии парового дутья следует прибавить еще тепло, внесенное в топку с паром.

Так как большинство, как существующих, так и вновь строящихся котельных установок не имеет обычно воздушного экономайзера, то тепло, внесенное в топку котла, расходуется:

1) полезно:

- в экономайзере для подогрева воды $Q_1^{эж.}$
- в котле для дальнейшего подогрева воды $Q_1^к.$
- и для получения пара
- в пароперегревателе для подсушки и
- перегрева пара $Q_1^{не.}$

2) на покрытие потерь:

- с отходящими газами, имеющими температуру $T^{\circ}Ц$... Q_2
- от химической неполноты горения Q_3
- от механической неполноты горения Q_4
- в окружающую среду поверхностным
- охлаждением Q_5

Следовательно основное уравнение баланса тепла в котельной, при установившемся тепловом ее состоянии должно иметь вид:

$$Q_m = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (16)$$

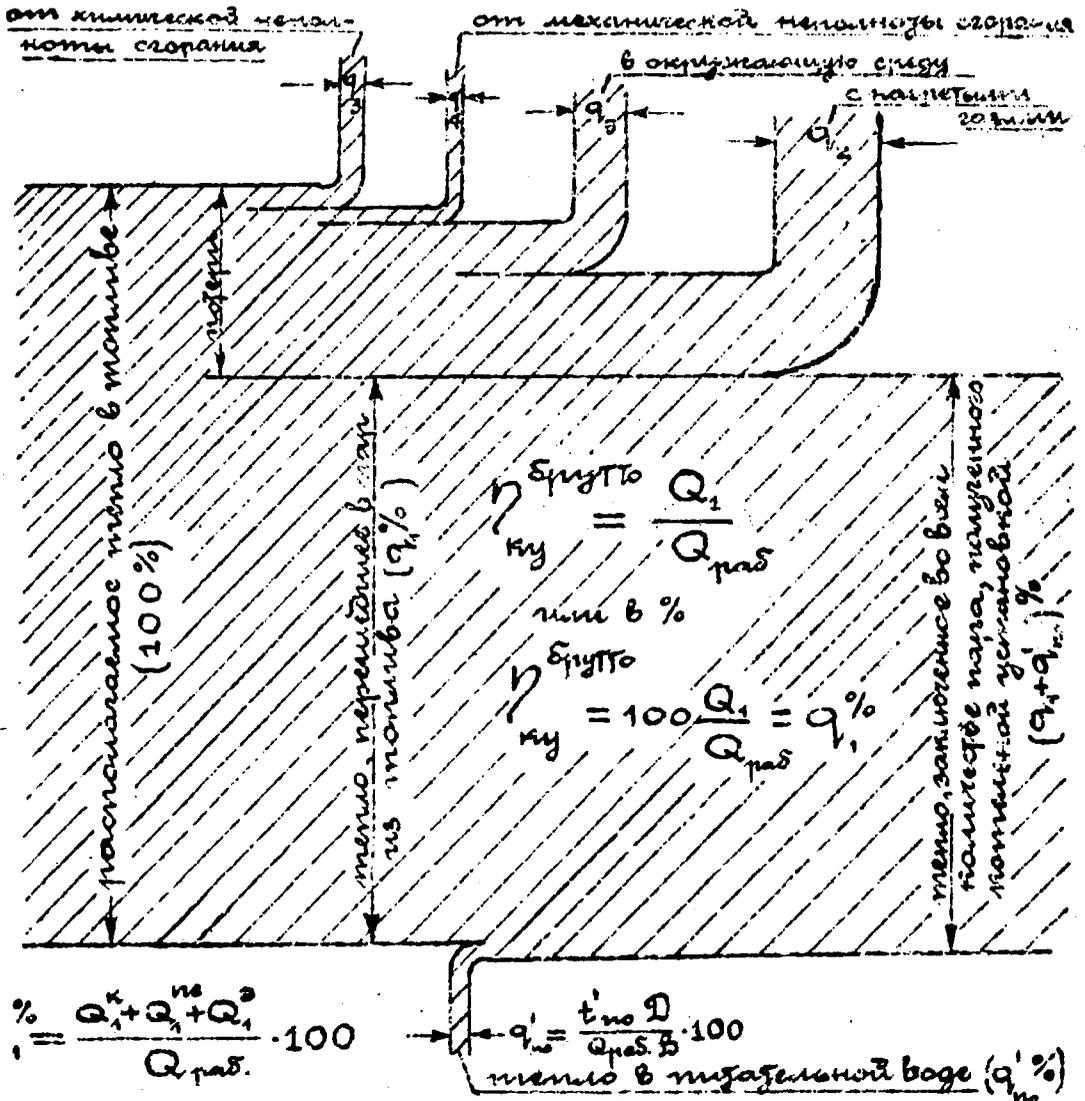
где $Q_1 = Q_1^{эж.} + Q_1^к. + Q_1^{не.} \quad (17)$

Тепловой поток такой установки показан мною на черт. 4.^{х)}

Когда состояние котельной не установилось в тепловом отношении, то в правую часть уравнения (16) следует внести еще одно слагаемое Q_6 , которое может входить как с положительным, так и с отрицательным знаком, и которое можно назвать невязкой от неустановившегося состояния котельной (результат переменной нагрузки, переменного процесса в

• ^{х)} см. стр. 13

толке и проч.).



Черт. 4. Схема теплового потока котельной установки в % от теплопроизводительности топлива.

Уравнение теплового баланса котельной установки в таком случае будет иметь вид:

$$Q_m = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \dots \dots \dots (18)$$

В дальнейшем мы будем рассматривать только установившееся тепловое состояние для которого Q₆ = нулю и для которого следовательно имеет силу уравнение (16), а также и тепловой поток, показанный на чертеже 4.

III. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА.

На основании анализа потребителей пара, местных условий и эксплуатации существующих установок, как мы уже знаем, выясняют исходные данные, необходимые для расчета котельной установки.

Необходимо прежде всего установить:

1) Часовое количество пара, которое должна отпускать потребителя проектируемая котельная, его давление и температуру.

2) Температуру и качество питательной воды. Последнее (качество питательной воды) необходимо для расчета водоочистителя и для определения эксплуатационной стоимости тонны пара.

В настоящей нашей работе вопросов водоочистки и подсчета стоимости пара мы касаться не будем и отсылаем интересующихся к соответствующим специальным курсам.

3) Род топлива с полной его характеристикой.

4) Температуру уходящих из экономайзера газов для подогрева воды.

Иногда проектирующей котельную установку бывает свободен в выборе температуры уходящих газов, в таком случае он ее определяет, учитывая как экономию расходов на топливе, получаемую при понижении температуры уходящих газов, так равно и увеличение расходов связанных с увеличением поверхностей нагрева. (Расходов на капитализацию, амортизацию, ремонт и обслуживания дополнительной поверхности экономайзера).

В виду многих факторов, влияющих на выбор температуры уходящих газов ^{*)} наиболее правильный метод ее определения это путь параллельных расчетов.

IV. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРИ В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ.

Потери в окружающую среду через лучеиспускание и конвекцию, отнесенные к 1 кг. сожженного топлива (Q_3 кал. на 1 кг. сожженного топлива (зависят от системы котла,

^{*)} См. также главу XI /19 стр./

его размеров, напряжения поверхности нагрева, конструкции обмуровки, взаимного расположения топки, котла, пароперегревателя и экономайзера, условий вентиляции котельной, температуры воздуха в котельной и т.д.

Произвести точный подсчет отдачи тепла обмуровкой и прочими поверхностями в окружающую среду крайне затруднительно не только потому, что размеры этих поверхностей выясняются лишь в конце проекта, но и нет возможности учесть целый ряд случайных причин, влияющих на охлаждение кладки при практических условиях работы в котельной.

Поэтому при расчете котельной, вновь проектируемой, пользуются опытными данными над аналогичными устройствами.

Выразим Q_5 в процентах от рабочей теплопроизводительности топлива $Q_{раб.}$ и обозначим эту величину через q_5 , тогда:

$$q_5\% = \frac{100 \cdot Q_5}{Q_{раб.}} \quad (19)$$

Как первое приближение при температуре воздуха в котельной около 30°C . и при практически встречающихся напряжениях поверхности нагрева котла от 15 до 30 клг. с кв.мт. в час можно задаваться следующими величинами потерь в окружающую среду:

Наименование типа котла и топки.	Потеря топкой q_5^m	Потеря котлом		Потеря паропере- гревате- лем. $q_5^{пе}$
		при рв ночной обму- ровке $q_5^к$	при очень хоро- шей обмур. $q_5^к$	
Жаротрубные и комбини- рованные котлы с внутрен- ней топкой	0,5-3	7-8	3-4	0,5-2
Жаротрубные и комбини- рованные котлы с шахт- ной топкой	4-6	8-9	6-7	0,5-2
Батарейные и цилиндриче- ские котлы с внешней топкой	2-5	7-10	4-5	0-2
Горизонтально-водотруб- ные котлы при напряжениях поверхности нагрева $D_k = 25-30 \frac{мм}{кв.мт.гас.}$	2-4	4-8	2-5	0-0,5
Вертикально-водотрубные котлы при напряжениях поверхности нагрева около $35 \frac{мм}{кв.мт.гас.}$	2-4	4-7	2-4	0-0,5

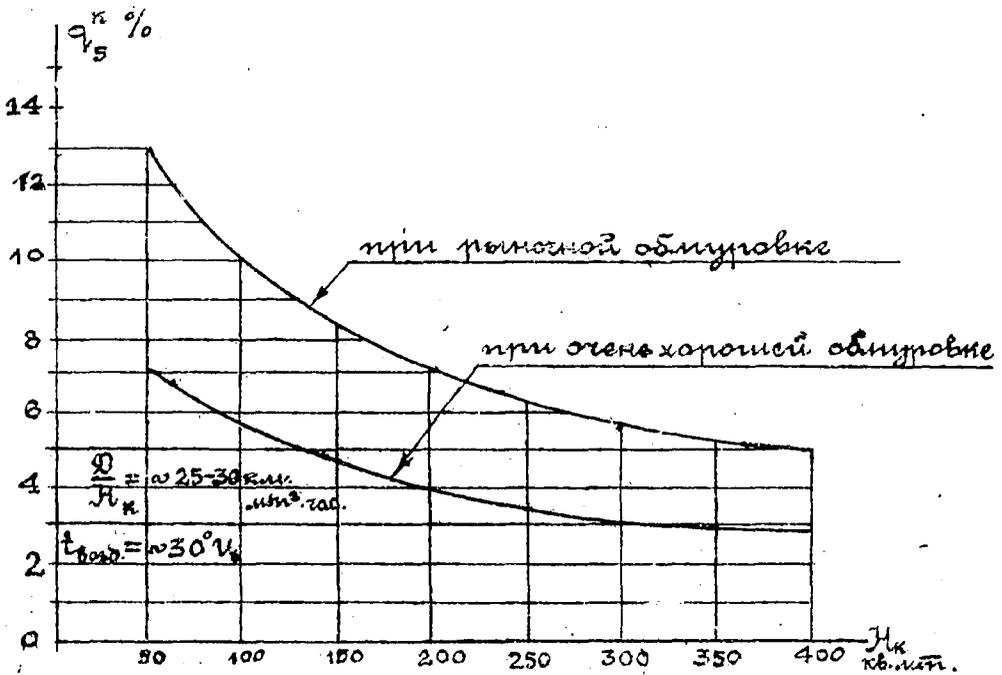
ПРИМЕЧАНИЕ: $q_5^к$ включает потерю топкой q_5^m .

Потеря экономайзером Грина $q_5^{эк} = 1-2\%$

" " Каблица $q_5^{эк} = 0,5-1\%$

Величина потери $q_5^к$ для жаротрубных и комбинированных котлов мало зависит от поверхности их нагрева и ее напряжения; для остальных котлов с увеличением поверхности нагрева котла и при увеличении напряженности этой поверхности $q_5^к$ уменьшается.

Влияние размеров котла на величину потери $q_5^к$ до некоторой степени выясняется для горизонтально-водотрубных котлов, обмурованных попарно, при напряжении их 25-30 кг. с кв.метра в час и температуре воздуха в котельной около 30°C . следующим графиком:



Черт. 5. Характер зависимости потери в окружающую среду от размера поверхности нагрева котла (для горизонт.-водотрубн. котлов).

V. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРИ ОТ МЕХАНИЧЕСКОЙ НЕПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА.

Под механической неполнотой сгорания топлива (Q_4) понимается потеря тепла от провала несгоревшего топлива под колосники (в зольник), от уноса мелочи в газоходы, где она гореть нормально не может от выгреба несгоревшего топ-

лива при чистке топки и т.д.

Выражая потерю от механической неполноты сгорания в % от теплотворности рабочего топлива и обозначая через q_4 , будем иметь:

$$q_4 = \frac{100 \cdot Q_4}{Q_{\text{раб.}}} \quad (20)$$

Величина q_4 зависит от конструкции топки, комбинация ее с котлом, величины напряжения колосниковой решетки и зеркала горения, от характера топлива, шлака, силы дутья и тяги, а также в значительной степени от работы кочегара и много других, трудно поддающихся учету, причин.

При хороших, но еще достижимых на практике условиях работы кочегара и правильной конструкции топки можно принимать для q_4 следующие величины:

Род топки и способ ее обслуживания	q_4 %
Колосниковая решетка с ручной чисткой и большим живым сечением	2-4
Колосниковая решетка с ручной чисткой и малым живым сечением	1-3
Колосниковая решетка с ручной чисткой и малым живым сечением при очень мелком топливе	3-5
Механические топки с подвижными колосниками	1-3
Шахтная топка для торфа	1-2
Шахтная топка для дров	0-1
Нефтяные остатки, газ (при правильной конструкции форсунок и при правильном ее монтаже)	0
Сжигание пылевидного топлива (в зависимости от способа подачи топлива в топку и силы тяги)	2 и более%

Необходимо иметь в виду, что при работе котлов с сильно колеблющейся нагрузкой и частыми перерывами в снабжении паром производства величина q_4 может возрасти особенно для шахтных топок, что необходимо иметь в виду при расчете себестоимости пара.

VI. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРИ ОТ ХИМИЧЕСКОЙ НЕПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА.

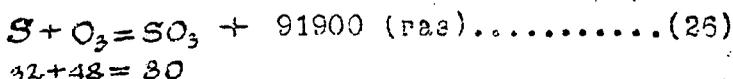
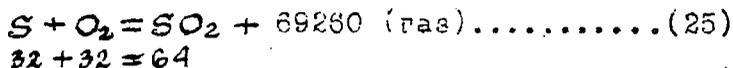
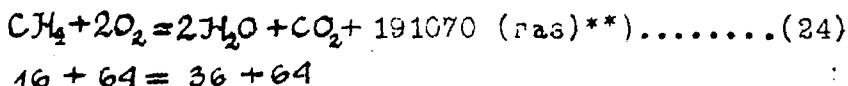
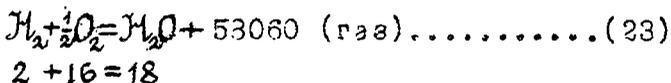
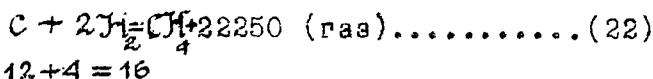
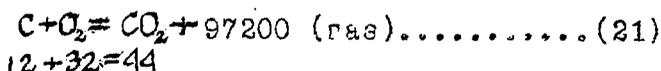
Под потерей от химической неполноты сгорания топлива (q_5) понимается потеря тепла, происходящая от наличия в дымовых газах, отходящих из топки, химических веществ.

способных гореть, но фактически не сгоревших в топке.

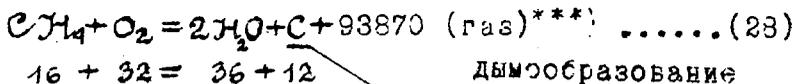
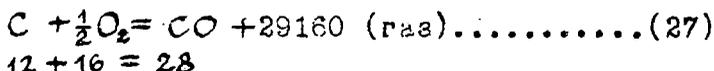
К таким веществам можно отнести окись углерода (CO), метан (CH₄) и другие углеводороды, а также аморфный углерод (дым) - продукт неполного сгорания в топке углеводородов и в частности метана.

Чтобы представить яснее потери от химической неполноты сгорания вспомним основные термо-химические формулы характеризующие как полное, так и неполное сгорание.

ПРИ ПОЛНОМ СГОРАНИИ ТОПЛИВА, использованного в топке. *) мы можем иметь следующие реакции:



ПРИ НЕПОЛНОМ СГОРАНИИ, кроме того могут иметь место следующие реакции:

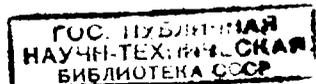


Я не считаю нужным здесь выписывать подробно всех реакций, которые протекают при сгорании топлива, ибо в конечном итоге нам безразлично как получилась окись в продуктах сгорания непосредственно при сгорании C в CO

*) За вычетом провалившегося в зольник и унесенного в газоход (механическая неполнота сгорания).

***) 191070 = -22250 + 2.58060 + 97200. (29)

****) 93870 = -22250 + 2.58060. (30)



или после обуглероживания CO_2 , явление хорошо известное нам при газогенераторном процессе и имеющее место в полугенеративных топках.

По мнению авторитетов котельной техники профессоров К.В.Кире и А.С.Домшакова содержание метана в дымовых газах при правильной конструкции топки крайне незначительно *), а содержание сернистого газа мало в виду относительной ничтожности содержания серы в самом горючем, поэтому при тепловом расчете вновь проектируемой котельной мы будем считать продукты горения состоящими.

ПРИ ПОЛНОМ ГОРЕНИИ из CO_2, O_2, N_2 и H_2O

ПРИ НЕПОЛНОМ ГОРЕНИИ из CO_2, CO, O_2, N_2 и H_2O

Если выразить содержание CO_2, CO, O_2, N_2 в % от объема сухих газов, то для подсчета Q_3 мы будем иметь формулу:

$$Q_3 = 56,5 \cdot C \frac{CO}{CO_2 + CO} \dots \dots \dots (31)$$

где C содержание углерода в рабочем топливе, выраженное в %.

Так как фактически в дымовых газах нередко наряду с CO содержатся также углеводорода и даже дым, то при проектировании это необходимо учитывать и стремиться создать топочное пространство надлежащей конструкции, чтобы помешать дымообразованию.

Кроме того надо помнить, что помимо конструкции топки на величину Q_3 сильно влияет характер и качество горючего, а также в значительной мере и работа персонала, обслуживающего котельную.

Выражая потерю от химической неполноты сгорания в % от теплопроводности рабочего топлива и обозначая эту величину через q_3 , можно считать при хорошо продуманной топке и правильной эксплуатации ее согласно следующей таблице:

*) Проф. F. Tetzner напротив считает, что образование легче избежать, чем дымообразование и потерю от не-сгоревших углеводородов (см. F. Tetzner; Die Dampfkessel 4 изд. 1910 г. 13-14 стр.)

Род топки и способ ее обслуживания.	q_{13} [%]
Колосниковая решетка с ручной загрузкой для пламенного топлива.....	2-5
Колосниковая решетка с ручной загрузкой для антрацита.....	0-2
Механическая топка с верхним забросом.....	1-3
Механическая топка с подвижной решеткой и ниж- ней подачей.....	0-1
Ступенчатые и наклонные топки.....	0-3
Шахтные топки.....	0-1
Нефтяные топки.....	0-2
Топки для сжигания газообразного топлива.....	0-3
" " " " " пылевидного топлива.....	0-2

Очень часто в газоходах имеет место догорание, но при расчете мы считаем, что q_{13} учитывает "всю" химическую неполноту горения, полагая тем самым, что процесс горения заканчивается в топке, а обычно наблюдаемое на практике догорание в газоходах не имеет места.

VII. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОСТАВА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ.

Мы уже знаем, что сгорание топлива в топке практически требует избытка воздуха, чем то следует по подсчету и происходит с коэффициентом избытка воздуха $= \alpha_m$.

По выходе из топки газы направляются в газоходы, в которых обычно поддерживается разрежение, а следовательно может иметь, и практически имеет, место присос воздуха через кладку, через щели в заслонках и прочих местах, где поддерживать герметичность крайне затруднительно.

Присасываемый в газоходах воздух увеличивает коэффициент избытка воздуха и приносит лишь вред.

Величина присоса ($\Delta \alpha$) зависит от размеров кладки ее плотности, величины разрежений в газоходах и многих других факторов.

При правильной конструкции (небольшие сорова, плотные

заслонки и проч.) и при хорошей эксплуатации (отсутствие трещин в кладке, промазывание окон для чистки и т.д.) можно.

считать, что для "нормальных" напряжений котлов:

- 1) присос в газоходах котла и пароперегревателя колеблется от 0,05 до 0,2 в зависимости от расположения пароперегревателя и конструкции обмуровки;
- 2) присос в борове между котлом и экономайзером можно считать не более 0,3, при чем при неплотных задвижках он в сильной степени зависит от числа неработающих котлов;
- 3) присос в экономайзере определяется от 0,05 до 0,2 - в зависимости от типа экономайзеров, его размеров и способа очистки от золы.

Обозначая коэффициент избытка газов в топке, за котлом, при входе в экономайзер и при выходе из него соответственно через α_m , α_k , α'_3 и α''_3 будем иметь:

$$\alpha_k = \alpha_m + (\text{от } 0,05 \text{ до } 0,2) \dots \dots \dots (32)$$

$$\alpha'_3 = \alpha_k + (\text{от } 0 \text{ до } 0,3) \dots \dots \dots (33)$$

где нуль, т.е. $\alpha'_3 = \alpha_k$, отвечает случаю отсутствия промежуточного бора между котлом и экономайзером.

$$\alpha'_3 = \alpha_m + (\text{от } 0,05 \text{ до } 0,5) \dots \dots \dots (34)$$

$$\alpha''_3 = \alpha'_3 + (\text{от } 0,05 \text{ до } 0,2) \dots \dots \dots (35)$$

$$\alpha''_3 = \alpha_m + (\text{от } 0,10 \text{ до } 0,70) \dots \dots \dots (36)$$

При уменьшении или увеличении нагрузки котла присос соответственно уменьшается или увеличивается.

Профессор К.В.Кирш считает, что при уменьшении (увеличении) нагрузки на 30% присос соответственно уменьшается, (увеличивается) от 30 до 50 %.

Руководствуясь вышеизложенным и учитывая конструкцию обмуровки, заслонок и проч., задаются величиной коэффициента избытка воздуха в топке, (α_m), за котлом (α_k), перед экономайзером (α'_3) и за экономайзером (α''_3), а затем уже определяют состав сухих дымовых газов, решая следующие уравнения:

ПРИ ПОЛНОМ ГОРЕНИИ:

$$CO_2 + O_2 + N_2 = 100 \dots \dots \dots (37)$$

$$21 - \beta CO_2 = CO_2 + O_2 \dots\dots\dots (38)$$

$$\alpha = \frac{21 \cdot N_2}{21 \cdot N_2 - 79 \cdot O_2} \dots\dots\dots (39)$$

ПРИ НЕПОЛНОМ ГОРЕНИИ:

$$CO_2 + O_2 + N_2 + CO = 100 \dots\dots\dots (40)$$

$$CO = \frac{1}{0,605 + \beta} [21 - CO_2 - (CO_2 + O_2)] \dots\dots\dots (41)$$

$$\alpha = \frac{21 \cdot N_2}{21 \cdot N_2 - 79 (O_2 - \frac{CO}{2})} \dots\dots\dots (42)$$

$$Q_3 = 56,5 \cdot C \frac{CO}{CO_2 + CO} \dots\dots\dots (31)$$

где β есть коэффициент, зависящий только от химического состава топлива и определяется из выражения:

$$\beta = 2,37 \frac{H - \frac{O-S}{8}}{C} \quad *) \dots\dots\dots (43)$$

Из всего вышесказанного ясно, что максимум содержания углекислоты в дымовых газах мы будем иметь при наличии полного горения с теоретически необходимым количеством воздуха, т.е. при $\alpha_m = 1$, к сожалению практически неосуществимым.

В этом случае $(CO_2)_{max}$ определяется из уравнения (38), где O_2 надо принять равным нулю, ибо лишнего кислорода при полном горении без избытка воздуха быть не должно.

Из уравнения (38) при $O_2 = 0$ имеем:

$$(CO_2)_{max} = \frac{21}{1 + \beta} \dots\dots\dots (44)$$

Следовательно $(CO_2)_{max}$ есть функция только β , т.е. зависит исключительно от химического состава топлива.

Таблица величины β и $(CO_2)_{max}$ для разных топлив:

Наименование топлива	β	$(CO_2)_{max}$
Нефть	0,35	15,5
Каменный уголь	0,13-0,10	18,6-19,1
Торф	0,08-0,04	19,4-20,2
Антрацит	0,07-0,05	19,6-20,0
Дрова	0,04	20,2

*) Проф. И.В. Арбатский дает для β несколько иную формулу:

$$\beta = 2,37 \cdot \frac{H - \frac{O}{8}}{C + \frac{S}{8}}$$

углерода в димовых газах.

Если рабочее топливо С % углерода, а анализ димовых газов дает для углекислоты и окиси углерода соответственно величинами CO_2 и CO в процентах по об'ему сухих газов, то при сгорании 1 кг. топлива получается:

$$V_{\text{сух}} = \frac{C}{100} \cdot \left(0,536 \cdot \frac{CO_2 + CO}{100} \right) = \frac{C}{0,536(CO_2 + CO)} \dots \dots \dots (45)$$

куб. метр (при 0 и 760мм.) сухих газов.

При точных расчетах нужно помнить, что не все топливо, израсходованное в топке, сгорает: часть его проваливается, часть уносится в газоходы; тут и там углерод не сгорает; также он не сгоревшим улетает в трубу и при наличии дыма.

Поэтому в формулу (45) для определения количества сухих газов, получаемых из одного кг. топлива, заброшенного в топку, следует в числитель вставлять не , содержание (%) в топливе а $(C - C_{\text{пр}} - C_{\text{дп}} - C_{\text{дгн}})$, где $C_{\text{пр}} + C_{\text{дп}} + C_{\text{дгн}}$ в % - колич. углерода в провале, уносе и в дыме, приходящиеся на 1 кг. топлива, заброшенного в топку.

И так, об'ем сухих газов мы можем подсчитать по формуле (45), но фактически после сгорания газы бывают не сухие, а влажные.

Водяные пары попадают в топку при конденсации влаги топлива и образуются при сгорании водорода, а при наличии парового дутья, кроме того, вводятся в топку по необходимости.

Если топливо с содержанием водорода H % и влаги W % сжигается с паровым дутьем, причем расход пара равенется $W_{\text{сп}}$ кг. на 1 кг. израсходованного топлива, то об'ем водяных паров определяется по формуле:

$$V_{\text{вн}} = \frac{0,01(9H + W) + W_{\text{сп}}}{0,805} \dots \dots \dots (46)$$

где $V_{\text{вн}}$ выражено в куб. метрах при 0° Ц. и давлении 760мм.

Следовательно полный об'ем газов, полученных при сгорании 1 кг. топлива, найдется по формуле:

*) Считают удельный вес водяных паров, приведенный к "нормальному" состоянию, т.е. к 0° и 760мм равным 0,305 кг/литр

$$V = V_{ca} + V_{bn} \dots\dots (47)$$

$$V = \frac{c}{0,536(CO_2 + CO)} + \frac{0,01 \cdot (9H + W) + W_{ap}}{0,805} \dots\dots (48)$$

Формула (48) дает об"ем газов, полученный при сгорании 1 кг. топлива и приведенный к "нормальному" состоянию, т.е. к давлению 760 мм.рт.ст. и температуре 0° Ц.

IX. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРИ С ОТХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ, НАГРЕТЫМИ ДО ТЕМПЕРАТУРЫ T ° Ц.

Потеря (Q_2) с отходящими газами, нагретыми до температуры T ° Ц. определяется по формуле:

$$Q_2 = [V_{ca} \cdot c_{ca} + g_{bn} \cdot c_{bn}] T \dots\dots (49)$$

где V_{ca} - об"ем сухих газов, полученных при сгорании 1 кг. топлива (см. формулу 45);

c_{ca} - средняя теплоемкость одного куб. метра сухих газов в Кал/°Ц-куб.метра (см. формулу 51);

g_{bn} - вес водяных паров в кг., полученных при сгорании 1 кг. топлива;

c_{bn} - средняя теплоемкость одного килограмма водяных паров в Кал/°Ц-кг. (см. формулу 52).

Причем вес водяных паров g_{bn} мы уже определяли - это числитель в формуле (46):

$$g_{bn} = 0,01(9H + W) + W_{ap} \dots\dots (50)$$

а для вычисления средних теплоемкостей пользуются уравнениями:

$$c_{ca} = 0,314 + 0,00003 T \dots\dots (51)$$

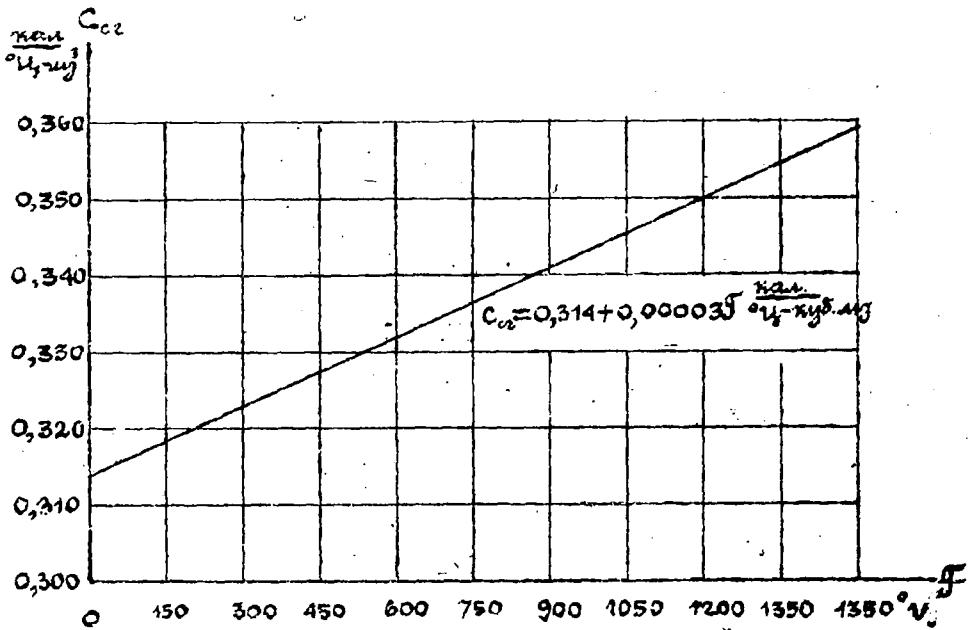
$$c_{bn} = 0,45 + 0,00005 T \dots\dots (52)$$

Если газы оставляют котельную после экономайзера для подогрева воды, когда они имеют температуру T_2'' , то на основании формул 49, 45 и 50 имеем:

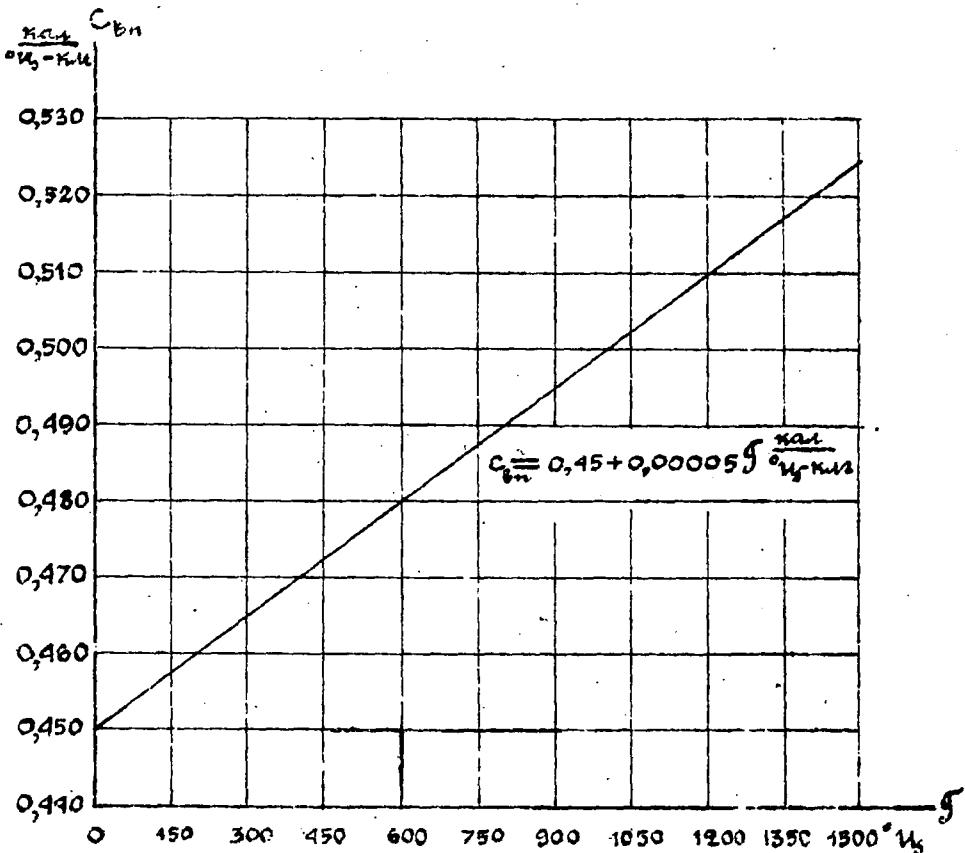
$$Q_2'' = \left\{ \frac{c}{0,536(CO_2 + CO)} c_{ca} + [0,01(9H + W) + W_{ap}] c_{bn} \right\} T_2'' \dots\dots (53)$$

где индекс $''$ в знаменателе указывает на то, что величины берутся на основании анализа газов за экономайзером.

Для подсчета теплоемкостей c_{ca} и c_{bn} вместо формул (51) и (52) можно воспользоваться графиками зависимости теплоемкости от температуры (см. черт. 6 и 7).



Черт. 6. Зависимость средней теплоемкости сухих дымовых газов (при $CO_2 \approx 10\%$) от температуры.



Черт. 7. Зависимость средней теплоемкости водяных паров от температуры.

Точность формул (51), а следовательно и графика (черт. 6) практически достаточна, ибо при содержании CO_2 около 10% она ошибки не дает, а при изменении CO_2 от 5 до 15% ошибка равна $\pm 3\%$.

Подробный просчет потерь по составу газов, принимая во внимание для каждого газа свою теплоемкость, занимает лишь большее время, но никаких трудностей не представляет, ибо зная об"ем сухих газов (см. формулу 45) и состав газов в %% по об"ему сухих газов легко определить величину каждого слагаемого, а зная среднюю теплоемкость каждого газа в отдельности найти более точно, чем то дает формула (51) среднюю теплоемкость одного куб. метра сухих газов по формуле:

$$v_{sz} = 0,01 \left[CO_2 \cdot C_{CO_2} + CO \cdot C_{CO} + O_2 \cdot C_{O_2} + N_2 \cdot C_{N_2} \right] \dots (54)$$

где CO_2 , CO , O_2 , N_2 — содержание углекислоты, окиси углерода, кислорода и азота в %% по об"ему сухих газов, а C_{CO_2} , C_{CO} , C_{O_2} и C_{N_2} соответственно средняя теплоемкость углекислоты, окиси углерода, кислорода и азота.

Для подсчета средних теплоемкостей воспользуемся следующими формулами:

$$C_{CO_2} = 0,3948 + 0,0001457 T - 0,00000003536 T^2 \dots (55)$$

$$C_{CO} = 0,2984 + 0,0000201 T \dots (56)$$

$$C_{O_2} = 0,3074 + 0,0000201 T \dots (57)$$

$$C_{N_2} = 0,2984 + 0,0000201 T \dots (58)$$

Подсчет теплоемкостей можно и здесь вести по графику (см. черт. 8)

формула (52) для определений C_{bn} достаточно практически точна и пользоваться более точной формулой:

$$C_{bn} = 0,4473 + 0,00002778 T + 0,00000000001111 T^2 \dots (59)$$

нет смысла.

Х. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КОТЕЛЬНОЙ.

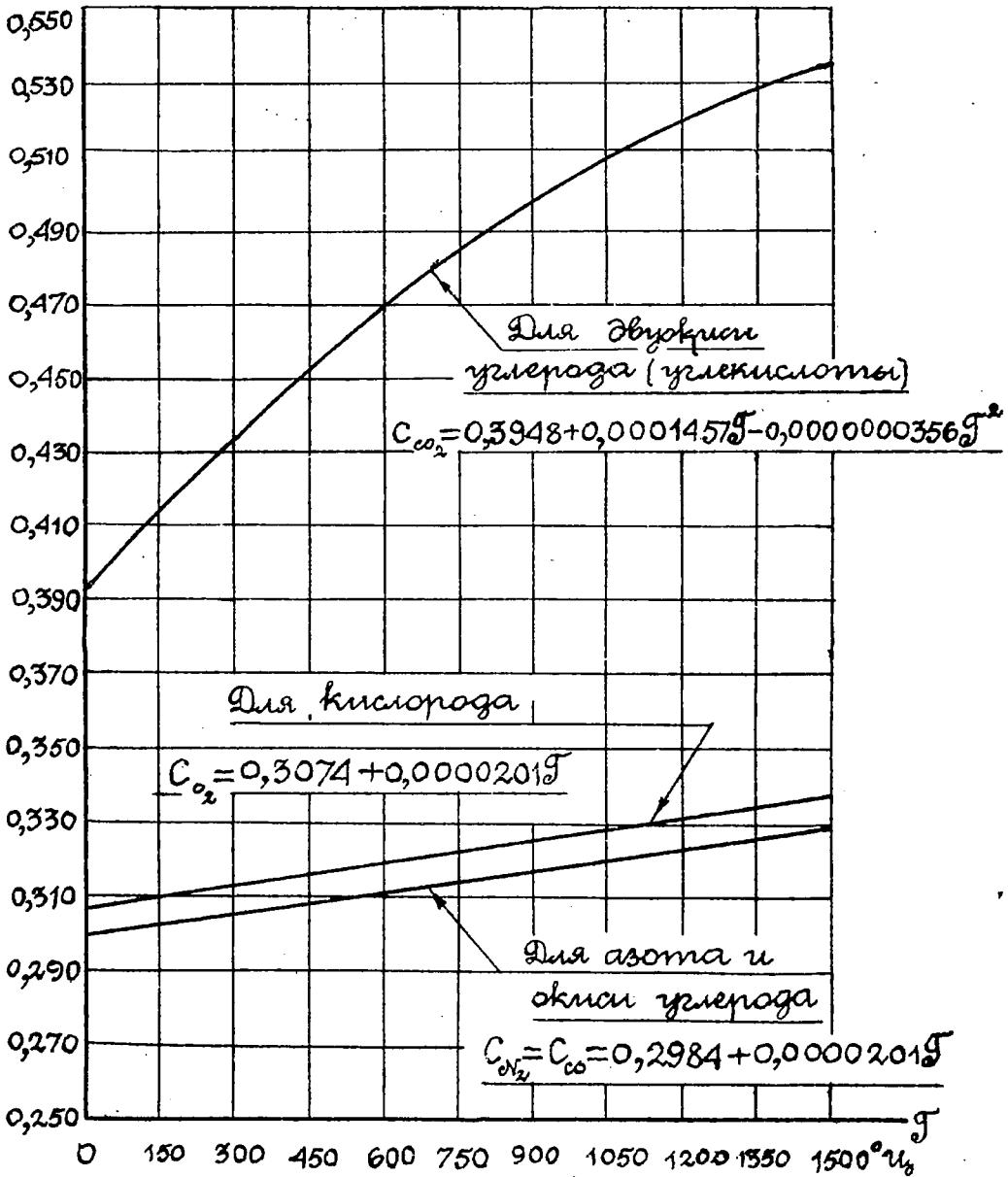
На основании уравнения (16) мы имеем:

$$Q_1 = Q_m - (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5)$$

или

$$Q_1 = Q_{\text{прд.}} + C_{\text{возд.}} \alpha_m v_0 t_{\text{возд.}} - (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5) \dots (60)$$

где Q_1 — есть тепло, переданное (полезно в пар) а следова-



Черт. 8. Зависимость средней теплоемкости CO_2, O_2, N_2, CO от температуры.

тельно коэффициент полезного действия котельной установки определяется отношением Q_1 к $Q_{раб.}$

$$\eta_{\text{брутто}} = \frac{Q_1}{Q_{\text{раб}}} \dots\dots\dots (61)$$

Я называю его брутто, ибо отношение $\frac{Q_1}{Q_{\text{раб}}}$ учитывает лишь степень использования горючего, но не учитывает самопотребления котельной *).

На основании формул (50), (49), (51) и (52) мы видим, что коэффициент полезного действия котельной, помимо всего прочего, зависит от температуры уходящих газов, с понижением которой он увеличивается.

XI. ВЫБОР ТЕМПЕРАТУРЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ.

Когда проектирующий имеет свободу в выборе температуры уходящих газов, то, как мы уже указали на 15 стр., он должен сделать ряд параллельных просчетов.

Совершенно очевидно, что со стремлением получить возможно низкую температуру уходящих газов связана необходимость увеличения поверхности нагрева, утилизирующей теплоту газов.

Следовательно: с одной стороны, при увеличении коэффициента полезного действия котельной за счет понижения температуры уходящих газов, уменьшается расход на топливо, а с другой стороны увеличивается расход по капитализации, амортизации, ремонту и обслуживанию, ибо увеличивается поверхность нагрева котельной.

Кроме того необходимо иметь в виду и ряд теплотехнических и технологических соображений, влияющих на выбор температуры отходящих газов.

Условия хорошей теплопередачи требуют наличия разницы между температурой газов, отдающих тепло, и телом (в данном случае вода), получающим тепло. Практика показывает, что при разнице температур меньшей 50° Ц. теплопередача идет весьма слабо, поэтому при проектировании желательно удовлетворить неравенству:

$$t_2'' > t_2' + 50 \dots\dots\dots (62)$$

где t_2'' температура уходящих из экономайзера газов, а t_2' температура воды, входящей в экономайзер.

*) См. главу VIII.

Условия долговечности и надежности также предостерегают от чрезмерного увлечения низкими температурами, ибо последнее может повлечь сильное изнашивание экономайзера и тяговых устройств, если начнется конденсация водяных паров, находящихся в дымовых газах, особенно при наличии в них сернистых газов.

Температура (t_p) при которой начинается конденсация водяных паров, зависит от их парциального давления в газовой среде и носит название **температуры точки росы**.

Чтобы избежать потепия экономайзера, результат осаждения на нем влаги из дымовых газов, и связанного с ним ржавления, рекомендуется питать экономайзер **подогретой** водой, температура которой t'_g должна превышать температуру (t_p), соответствующую точке росы, т.е. должно быть соблюдено неравенство:

$$t'_g > t_p \dots\dots (63)$$

XII. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТОЧКИ РОСЫ.

Решение задачи об определении температуры соответствующей точки росы сводится к определению парциального давления водяных паров.

Пусть в данном сечении объем сухих газов, приведенный к "нормальному состоянию" (0 Ц. и 760 мм.рт.ст.) равен $V_{сх}$ куб. метр на 1 кгг. сожженного топлива, а объем водяных паров, приведенный к "нормальному состоянию" (0° Ц. и 760 мм.рт.ст.) равен $V_{вп}$ куб. метр на 1 кгг. сожженного топлива. Формулы (45) и (46) дают нам возможность вычислить эти величины на основании данных испытания существующей установки или на основании задания.

Пусть температура газов в рассматриваемом сечении $=t^{\circ}C$, их давление $=H$ мм.рт.ст., а полный объем газов, полученных при сгорании 1 кгг. топлива, равен $V_{схг}$ куб. метр. Последнее надо понять так: если все полученные при сгорании 1 кгг. топлива газы собрать и поместить в сосуд объем которого равен $V_{схг}$ куб.мт., то они разовьют в нем давление равное H мм.рт.ст., если температура их будет равна $t^{\circ}C$.

Полное давление H мм. рт.ст. в нашем случае складывается по закону Дальтона из суммы двух давлений, а именно: пар-

циального давления сухих газов $P_{сг}$ мм.рт.ст. и парциально-го давления водяных паров $P_{вп}$ мм.рт.ст.

$$H = P_{сг} + P_{вп} \dots\dots\dots(64)$$

Само собой разумеется, что как сухие газы, так и водяные пары, развивая разные парциальные давления $P_{сг}$ и $P_{вп}$ в сумме дающие полное давление H мм.рт.ст., занимают один и тот же об'ем $V_{сгп}$ куб.мт., а потому на основании законов Бойля-Мариотта и Гей-Люссака мы имеем:

ДЛЯ СУХИХ ГАЗОВ

температуре t_1°	и давлению $P_{сг}$	мм.рт.ст.	соответствует	об'ем $V_{сгп}$	куб. метр.
"	" 0°	"	" $P_{сг}$	об'ем V_1	" "
"	" 0°	"	" 760	об'ем $V_{сг}$	" "

откуда:

$$V_1 = V_{сгп} \cdot \frac{273}{273 + t_1}$$

$$V_{сг} = V_1 \cdot \frac{P_{сг}}{760}$$

следовательно:

$$V_{сг} = V_{сгп} \cdot \frac{273}{273 + t_1} \cdot \frac{P_{сг}}{760} \dots\dots\dots(65)$$

ДЛЯ ВОДЯНЫХ ПАРОВ.

Совершенно аналогичным рассуждением найдем:

$$V_{вп} = V_{сгп} \cdot \frac{273}{273 + t_1} \cdot \frac{P_{вп}}{760} \dots\dots\dots(66)$$

Разделив равенство (65) на (66), получим:

$$\frac{V_{сг}}{V_{вп}} = \frac{P_{сг}}{P_{вп}} \dots\dots\dots(67)$$

т.е. О т н о ш е н и е парциальных давлений сухих газов и водяных паров в дымовых газах равно отношению их об'емов, приведенных к норм. мальному состоянию (0° Ц. и 760 мм.рт.ст.).

Из уравнения (67) мы имеем

$$P_{вп} = \frac{V_{вп}}{V_{вп} + V_{сг}} \cdot (P_{вп} + P_{сг}) \dots\dots\dots(68)$$

а так как:

$$P_{вп} + P_{сг} = H \dots\dots\dots(64)$$

то имеем:

$$P_{вн} = \frac{v_{вн}}{v_{вн} + v_{сг}} H \dots\dots\dots(69)$$

или окончательно:

$$P_{вн} = \frac{v_{вн}}{v} H \dots\dots\dots(70)$$

где v полный об"ем продуктов сгорания для 1 кг. топлива, приведенный к "нормальному состоянию" (0° Ц. и 760 мм.рт.ст.). (см. формулы 45, 46, 47 и 48).

Подсчитавши по формуле (69) или (70) парциальное давление водяных паров $P_{вн}$ и пользуясь таблицей зависимости температуры насыщенного пара от его давления, мы найдем температуру насыщенного пара соответствующую определенному давлению $P_{вн}$ мм.рт.ст.

В отделе приложений мной приведены таблицы, III для насыщенного пара от 10° до 50° Ц. (73-74) и таблица IV для насыщенного пара от - 20° до 9° Ц. (см. 75 стр.) заимствованные мной из книги Prof. W. Schüle "Technische Thermodynamik" (4 изд. 1923 года I-ый том 552-553 стр.), которыми и можно воспользоваться для определения температуры точки росы.

XIII. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА.

Теоретическая температура горения топлива (T_2 °C) есть та температура до которой могут быть нагреты продукты сгорания за счет тепла, выделенного топливом при его полном сгорании, и при условии, что все внесенное в топку тепло и полученное при полном сгорании топливо будет использовано исключительно на нагрев образовавшихся после сгорания топлива газов.

Последнее условие проще всего можно выразить следующим уравнением:

$$v_c T_2 = Q_{раб} + \alpha_m v_o t_s C_s + C_p W_{гп} t_{гор} \dots\dots\dots(71)$$

где v есть полный об"ем газов, полученных при сгорании 1 кг. топлива (см. формулу 48).

и c - средняя теплоемкость полученных газов (от 0 до T_2) в Кал/°Ц. куб. метр, подсчитать которую возможно, зная состав полученных газов (см. гл. VII).

- T_2 - искомая температура горения в ° Цельсия ;
 $Q_{\text{раб}}$ - теплопроизводительность горючего (см. формулы 3 и 5);
 $\alpha_{\text{м}}$ - коэффициент избытка воздуха в топке (см. таблицу на стр.);
 ν_0 - теоретически необходимое количество воздуха в куб. метрах для сжигания 1 кг. топлива (см. формулы 13, 14 и 15);
 t_b - температура воздуха в ° Ц. поступающего в топку;
 c_b - средняя теплоемкость воздуха в пределах температур от 0° до t_b ° Ц., определяема по приведенной ниже формуле (73);
 $W_{\text{п}}$ - количество пара в кг.; израсходованное для сжигания 1 кг. топлива на паровую форсунку или на паровое дутье;
 $t_{\text{п}}$ - температура пара, расходуемого на дутье;
 $c_{\text{п}}$ - средняя теплоемкость водяного пара, определяемая по формуле (52).

Итак:

$$T_2 = \frac{Q_{\text{раб}} + \alpha_{\text{м}} \cdot \nu_0 \cdot c_b \cdot t_b + W_{\text{п}} \cdot c_{\text{п}} \cdot t_{\text{п}}}{\nu \cdot c} \dots \dots \dots (72)$$

где $c_b = 0,3003 + 0,00002001 \cdot t$ кал/куб. метр° Ц. (73)

$$W_{\text{п}} = \nu_0 \cdot c_{\text{в}} + g_{\text{вн}} \cdot c_{\text{вн}} \dots \dots \dots (74)$$

причем ν_0 определяется по формуле (45), внося в нее содержание CO_2 и CO в топке;

$g_{\text{вн}}$ - определяется по формуле (50);
 а $c_{\text{вн}}$ и $c_{\text{в}}$ находятся по формулам (51) и (52), подставляя в них вместо T искомую величину T_2 .

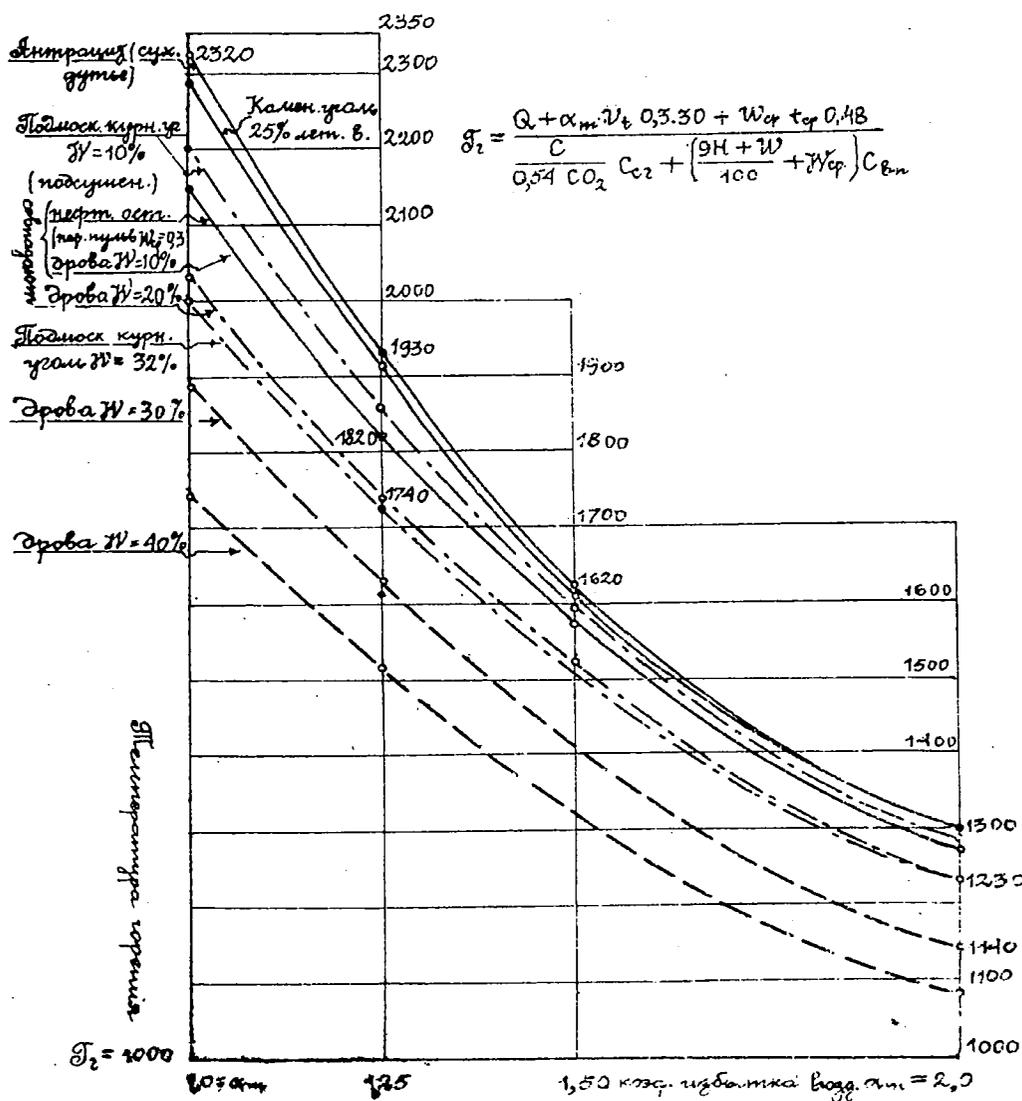
В результате этих преобразований мы придем к квадратному уравнению с одним неизвестным T_2 , которое и определится путем нахождения корней квадратного уравнения.

Практически можно избежать решения квадратного уравнения и определить T_2 по формуле (72) непосредственно подставляя в нее $c_{\text{в}}$ и $c_{\text{вн}}$ предварительно подсчитанные для ожидаемой температуры T_2 , которой необходимо задать ся. Причем в этом случае будут полезны графики зависи-

мости теплоемкостей от температуры (см. черт. 2, 6 и 7).

Если определяемая температура T_2 будет отлична от той, которой мы первоначально задались для нахождения $C_{сг}$ и $C_{вн}$ необходимо повторить вычисление.

Опыт убеждает нас, что означенный метод подстановки, при некотором навыке быстрее приведет к цели, особенно если учесть трудность замера высоких температур и допустимые неточности в подсчетах.



Черт. 9. Изменение теоретической температуры горения T_2 в зависимости от топлива и от α_m (при полном горении)

Если проанализировать формулу (72), то мы обнаружим очень сильную зависимость теоретической температуры горения (T_2) не только от коэффициента избытка воздуха в топке (α_m), но и от рода топлива и метода его сжигания (с паровым дутьем или без парового дутья).

Зависимость эта изображена графиком, заимствуемым нами из работ проф. К. В. Кири. (см. черт. 9).

Пользуясь указанным графиком можно при подсчете T_2 по формуле (72), предварительно задаться ожидаемой температурой горения, необходимой нам для определения средних теплоемкостей $C_{сг}$ и $C_{вн}$ по формулам (51) и (52) или по графикам (черт. 6 и 7).

ХІУ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ТОПКЕ.

Температура продуктов сгорания в топке или как ее называют короче температура топки (T_m Ц.) зависит прежде всего от теоретической температуры сгорания, а затем в сильной степени от величины, так называемой, прямой отдачи (σ) и наконец от коэффициента полезного действия топки (η_m).

Зависимость эта может быть выражена формулой:

$$T_m = T_2 \cdot (1 - \sigma) \eta_m \quad \dots (75)$$

Под прямой отдачей топки мы понимаем то тепло, которое передается раскаленным зеркалом горения топлива путем лучеспускания непосредственно на поверхность нагрева котла.

Величина прямой отдачи учитывается некоторым коэффициентом σ , называемым ради сокращения прямой отдачей, и зависит:

- 1) от расположения зеркала горения относительно поверхности нагрева котла (взаимное сочетание топки с котлом);
- 2) от характера топлива и его пламени (химический состав топлива, выход летучих, их качество и количество);
- 3) от величины зеркала излучения и поверхности воспринимающей тепло путем лучепоглощения;
- 4) от напряжения квадратного метра зеркала горения и
- 5) от многих других факторов.

Совершенно очевидно, что величина прямой отдачи будет

тем больше, чем выше теоретическая температура горения топлива и чем удачнее расположено зеркало горения по отношению к воспринимающей тепло поверхности нагрева.

Последний фактор - взаимное расположение поверхностей излучающих и воспринимающих тепло - играет доминирующее значение.

К сожалению нельзя дать вполне надежных формул и цифр для характеристики абсолютной величины прямой отдачи.

Чтобы до некоторой степени дать представление о влиянии на величину коэффициента прямой отдачи различных условий, с которыми нам приходится встречаться на практике, мы приведем величины этих коэффициентов для наиболее характерных случаев:

ДЛЯ ДРОВ И ТОРФА.

Шахтные топки к жаротрубным котлам (комбинация терпимая по необходимости). Коэф. избытка воздуха в топке принят = 1,2-1,3.....

$$\beta = 0,10-0,15$$

Шахтные топки с наклонным зеркалом горения правильно расположенные под горизонтально-водотрубными котлами. При напряжении зеркала горения около одного миллиона калорий с кв.метра в час и при коэф. избытка воздуха в топке = 1,2 - 1,3

$$\beta = \text{ок. } 0,25$$

Шахтные топки с наклонным зеркалом горения комбинированные с вертикально водотрубными котлами (типа Гарбе) - (весьма удачное сочетание).

При напряжении зеркала горения около одного миллиона Кал. с кв.метра в час и при коэф. избытка воздуха в топке около 1,25

$$\beta = \text{ок. } 0,35$$

Шахтные топки с большим (развитым) соединительным горлом. Неизбежная комбинация при жаротрубных котлах и совершенно великая при горизонтально-водо-

трубных..... $\zeta = 0,10-0,15$

Шахтные топки с вертикальным зеркалом горения, употребляемые исключительно для дров, особенно сырых и длинных..... $\zeta = 0,20-$

для антрацита

Выносная топка к жаротрубному котлу (комбинация не рациональная).. $\zeta = 0,05-0,10$

Колосниковая топка внутри жаровой трубы при коэф.избытка воздуха $\alpha_m=1,3$.. $\zeta = 0,5-0,0006 \frac{Q_{рас}}{R}$

П р и м е ч а н и е:

ζ учитывает все теплопоглощение первых трех метров длины жаровой трубы. Под Q подразумевается часовой расход 7000-калорного топлива в КЛГ., а под R площадь колосниковой решетки в квадратных метрах (точнее площадь зеркала горения).

Колосниковая решетка под горизонтально-водотрубным котлом. Коэф.избытка воздуха равен 1,3, а высота топочного пространства равна 1500мм.

При ширине топочного пространства меньше 1500мм. (узкие котлы)..... $\zeta = 0,38-0,0006 \frac{Q_{рас}}{R}$

При ширине топочного пространства больше 1500мм. (широкие котлы)..... $\zeta = 0,40-0,0006 \frac{Q_{рас}}{R}$

П р и м е ч а н и е:

В тех случаях, когда теплопроизводительность топлива $Q_{рас} \neq 5000$ кал/кг., следует вставлять вместо Q величину $Q_{рас}/7000$

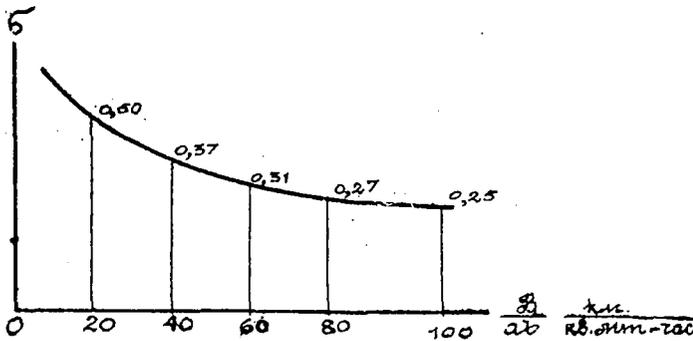
для мазута (нефтяные остатки)

При сжигании нефти в жаровых трубах с избытком воздуха 20% против теоретически необходимого и при паровом распыливании все теплопоглощение на первых трех метрах длины жаровой тру-

он учитывается коэффициентом..... $\beta = 0,55 - 0,001 \frac{\beta}{a}$
 где β часовой расход нефти в кг., а a
 - диаметр жаровой трубы в метрах.

При сжигании нефти путем парового распыливания под горизонтально-водотрубным котлом коэффициент β зависит в сильной степени от отношения количества сожженного за час топлива ($\beta_{\text{км.}}$) к произведению из ширины (a) топки на длину (b) трубок в первом ряду (или приблизительно на длину топки)*

$\frac{\beta}{ab} = 20$	$\beta = 0,50$
$= 40$	$= 0,37$
$= 60$	$= 0,31$
$= 80$	$= 0,27$
$= 110$	$= 0,25$



Черт. 10. Зависимость прямой отдачи от напряжения в топке.

Величина коэффициента полезного действия топки η_m легко определяется путем оценки потерь от химической и механической неполноты горения топлива q_3 и q_4 (см. гл. VI и V) и потери в окружающую среду топкой q_5^m (см. таблицу на стр. 14) по нижеследующей формуле:

$$\eta_m = 1 - (q_3 + q_4 + q_5^m) \dots \dots (76)$$

Заканчивая на этом вопрос о вычислении температуры топки, я считаю нужным указать, что в руках конструктора топок имеется богатое средство для регулирования температуры в топке. В тех случаях, когда приходится сжигать очень низкосортное и влажное топливо возможно постановкой специальных сводиков уменьшить величину прямой отдачи и тем достигнуть необходимой для устойчивого горения топлива температуры в топке, которая не должна быть ниже 850°C . желательнее иметь ее в пределах $900-1200^\circ \text{C}$. Это один путь давший нам возможность сжигать малотендо-

ценное горючее, но он уменьшает работу первого хода котла за счет уменьшения передачи тепла путем лучеиспускания зеркалом горения непосредственно на поверхность нагрева.

Другой путь поднять температуру топки (см. формулу 75) - это поднять теоретическую температуру горения T_2 , что тоже до некоторой степени во власти конструктора, ибо теоретическая температура горения (см. формулу 72 и главу VII) зависит от коэффициента избытка воздуха α_m , уменьшить который путем надлежащей конструкции топки - есть одна из первейших задач конструктора, а также T_2 зависит и от температуры воздуха (t_6), повышая которую путем предварительного нагрева за счет теремого в тепловых установках тепла уходящими газами, в окружающую среду и прочее, мы содействуем увеличению температуры T_2 , а следовательно и T_m , что в дальнейшем позволит нам не уменьшать прямой отдачи, крайне полезной для работы первого хода *)

Как всегда в жизни техники здесь придется выбирать, что для него в данном случае важнее. Чем больше прямая отдача, тем меньше температура в топке, тем дальше держит кладка, тем меньше ее ремонт, но чрезмерное увлечение прямой отдачей приводит к недопустимому понижению температуры в топке, что может повлечь за собой нередко заглушение топки.

*) Насколько велик здесь простор конструктору мы видим на многочисленных примерах последнего времени, стоит хотя бы вспомнить доклад профессора Н.В. Арбатского об изобретенном им способе сжигания топлива на цепных решетках, сданный им в заседании Политехнического О-ва 28 VII 1922 и повторенный на 1-м Всероссийском теплотехническом съезде в январе 1923 года. Автор двойным путем решает поставленную себе задачу. Он уменьшает прежде всего объем продуктов сгорания, удаляя из них водяные пары, а затем подогревает воздух за счет той части топочных газов, которая содержит малое количество CO_2 и тем содействует повышению T_2 .

ХУ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ПЕРВОГО ХОДА.

Величина поверхности нагрева первого хода (H_1 , кв. метр) подсчитывается, руководствуясь теми соображениями, чтобы располагаемый непосредственно за ней пароперегреватель получал продукты сгорания при наиболее выгоднейшей температуре их.

Чем выше температура газов, вступающих в газоходы пароперегревателя, тем меньше поверхность нагрева требуется для перегрева пара до заданной температуры и тем, следовательно, дешевле будет его стоимость; но при температурах выше известных пределов наступают условия, способствующие более быстрому износу пароперегревателей, а следовательно увеличиваются расходы на его ремонт и тем самым усложняется эксплуатация котельной и удорожается стоимость пара.

Практика учит нас, что наиболее выгодные условия для работы пароперегревателя мы имеем при температуре продуктов сгорания перед пароперегревателем ($T_{гн}$) не выше 750°C ., но и не ниже 600°C ., так как при дальнейшем понижении температуры газов перед пароперегревателем коэффициент теплопередачи пароперегревателя заметно уменьшается, а поверхность нагрева его сильно растет, что явно невыгодно.

Надежнее, в смысле меньшего износа элементов пароперегревателя, даже при нормальной нагрузке, иметь температуру за первым ходом не выше 700°C ..

Задаваясь желательной температурой газов перед пароперегревателем $T_{гн}$ в пределах от 600° до 700°C ., и выбирая на основании опубликованных испытаний величину коэффициента теплопередачи первого хода $K_{гн}$ в Кал/кв.метр. $^\circ \text{C}$. - час определяют поверхность нагрева 1 хода H_1 , кв. метр. по формуле (77), вывод которой здесь мною опускается, но его можно найти в любом хорошем руководстве по паровым котлам.

$$H_1 = \frac{v \cdot c \cdot B}{K_{гн}} \ln \frac{T_{гн} - t_{гн}}{T_{гн} - t_{х}} \dots \dots \dots (77)$$

Причем удельная теплота, приходящаяся на 1 кал. сжигаемого топлива и выражаемая произведением $v \cdot c$ вычисляется

по составу газов в топке,)* пользуясь формулами (74), (51) и (52).

Подсчитывая средние теплоемкости сухих газов и водяных паров по формулам (51) и (52) в данном случае вместо \mathcal{F} подставляют $(\mathcal{F}_m + \mathcal{F}'_{гг})$, где \mathcal{F}_m - температура в топке, ранее нами определенная, а $\mathcal{F}'_{гг}$ - желательная температура газов перед пароперегревателем.

Величина коэф. теплопередачи первого хода, при нашем методе расчета, может быть оценена на основании работ профес. К.В.Кирка и лаборатории паровых котлов М.В.Т.У., и мы полагаем возможным придерживаться для него следующих цифровых значений, выраженных в Калориях с квадр.метра на 1⁰ Ц.в час:

для жаровых труб

При сжигании в них антрацитов ("беспламенное топливо"-малое содержание углеводов)..... К, =10-12 Кал/кв.мт. Ц.ч

То же, но при условии установки в жаровых трубах продольной вертикальной замотной стенки, толщиной в 1/2 кирпича..... К, =16-20 " " " "

При сжигании в жаровых трубах пламенных топлив (большой выход горючих летучих-пламенный каменный уголь, березовые дрова и особенно нефтяное топливо)..... К, =20-50 " " " "

То же, но при наличии в жаровой трубе продольной лучеиспускающей замотной стенки..... К, =25-60 " " " "

)* Условный счет, упрощающий накопление опытного материала, ибо при подсчете объема по среднему составу газов в данном газоходе необходимо иметь не менее двух анализов их в начале и в конце газохода. В конечном итоге с точки зрения практики безразлично, как считать, ибо ошибка в подсчете покрывается соответственно полученной при испытании величиной коэффициента теплопередачи.

Примечание: Коэффициент теплопередачи в жаровой трубе сильно зависит от ее нагрузки, относительных размеров-диаметр, длины и многих других причин, чем и объясняется столь широкие пределы для K , особенно для пламенных топлив.

Если обозначить:

через B - часовой расход топлива в кг.

" d - средний диаметр жаровой трубы
в метрах

" l - полную длину жаровой трубы
в метрах

то коэффициент теплопередачи в жаровой трубе при сжигании в ней нефтяного топлива путем пульверизации с коэффициента избытка воздуха в точке $\alpha_m = 1,2-1,3$ можно выразить формулой..... $K_1 = 6-0,55 \frac{B}{d^2(l-3)}$

при сжигании в жаровой трубе пламенного твердого горючего теплопроизводительность $Q_{рас}$ ^{ккал}/_{кг} коэффициента избытка воздуха в точке $\alpha_m = 1,3-1,4$ можно приближенно считать..... $K_1 = 6 + \frac{55}{10^6} \cdot \frac{B \cdot Q_{рас}}{d^2(l-3)}$

При наличии в жаровой трубе лучеиспускающей шамотной стенки вычисленные по двум последним формулам значения коэффициента теплопередачи первого хода следует увеличить на..... 20-30% в зависимости от отношения $B \cdot d^2$. Чем больше это отношение, тем больше увеличение можно сделать.

ДЛЯ ГОРИЗОНТАЛЬНО-ВОДОТРУБ-
НЫХ КОТЛОВ.

При вертикальном ходе газов. $\kappa_1 = 25-35$ Кал/кв.мт. °Ц.

Приблизительно можно считать в этом случае коэф. теплопередачи первого хода численно равным напряжению квадратного метра котла.....

$$\kappa_1 \approx \frac{Q}{F \Delta t}$$

При горизонтальном газоходе коэф. теплопередачи первого хода можно увеличить на 15-20% (сказывается влияние лучеиспускания перегородки, идущей при горизонтальных газоходах параллельно трубкам).

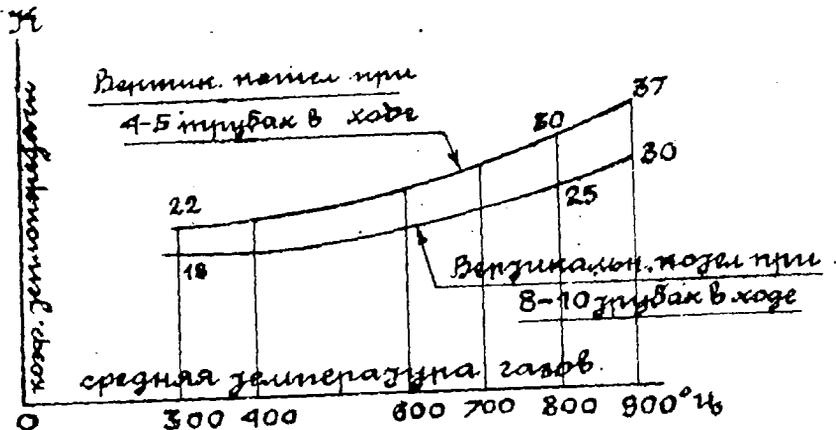
ДЛЯ ВЕРТИКАЛЬНО-ВОДОТРУБ-
НЫХ КОТЛОВ.

При 4-5 рядах труб в первом

..... $\kappa_1 = 35-40$ Кал/кв.мт. °Ц. ч.

при 8-10 рядах труб в первом

ходе..... $\kappa_1 = 25-30$ " " "



Черт. 11. Зависимость коэф. теплопередачи в вертикальных котлах от средней температуры газов.

В комплекте лекций К.В. Кирш "Котельные установки", изданном в 1913 году мы находим диаграмму, дающую нам зависимость коэффициента теплопередачи для вертикально-

водотрубных котлов в зависимости от средней температуры газов, которую и приводим на чертеже 11.

Формула (77) дает нам также зависимость величины поверхности нагрева 1-го хода (H_1) от количества сожженного топлива в час (B) и от температуры насыщенного пара в котле ($t_n^{\circ}C$).

Температура насыщенного пара определяется по таблицам или диаграммам для водяного пара на основании заданного давления (см. приложение в конце книги), а определенном часовом расходе топлива (B) мы займемся в следующей главе.

Формула (77) не учитывает потерю тепла в окружающую среду кладкой 1-го хода (при выводе формулы она принимается равной нулю).

Желание внести соответствующую поправку легко могут это сделать, подставляя в формулу (77) вместо произведения v_c величину $v_c \left(1 - \frac{Q'_c}{Q_{проб}}\right)$, где Q'_c есть потеря тепла кладкой первого хода отнесенная к 1 кг. топлива.

Иногда из конструктивных соображений H_1 , бывает известно, тогда формула (77) служит для определения G_{nc} .

Чтобы не решать в этом случае весьма сложного выражения относительно G_{nc} рекомендуется оценивать теплоемкость, задаваясь G_{nc} , а затем определив последнюю по формуле (77) проверить теплоемкости и, если потребуется, сделать повторный подсчет. Этот путь предварительной оценки искомой величины наиболее прост, как показывает наша практика.

ХУІ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСОВОГО РАСХОДА ТОПЛИВА.

Зная коэффициент полезного действия котельной установки (см. формулу 61), а также температуру питательной воды при входе в экономайзер ($t',^{\circ}C$), которую желательно иметь выше температуры точки t_n (см. главу XII), весьма легко определить и часовой расход топлива ($B_{нн}$) для заданного количества и качества получаемого пара, при известной теплопроизводительности топлива или его химическом составе.

Пусть требуется получить D_{nc} кг. перегретого пара

при давлении P атм. по манометру и при температуре $t_{не}$ °C. и кроме того D_n кгг. насыщенного пара того же давления P атм. по манометру.

При котлах хорошей конструкции удается иметь насыщенный пар с весьма хорошим паросодержанием близким к 100%. Практически при расчетах можно принимать влажность пара 0,5-1%, чему отвечает количество сухого пара на 1 кгг. приходящееся от 0,995 до 0,99 кгг. Обозначая эту величину через x , будем иметь количество воды, находящееся в 1 кгг. насыщенного пара, даваемого котлом равным $(1-x) = от 0,005 до 0,01 кгг$ пользуясь диаграммами для водяного пара или соответствующими формулами термодинамики (что сложнее и кропотливее), мы можем определить теплосодержание, как перегретого ($i_{не} \frac{кал}{кг}$), так и насыщенного пара ($i_x \frac{кал}{кг}$), а следовательно можно найти и все количество тепла, содержащегося в получаемом паре равно $(i_{не} D_{не} + i_x D_n)$ Калориям в час, если, конечно, $D_{не}$ и D_n суть часовые количества пара в кгг.

К этому количеству необходимо прибавить еще расход пара на служебные нужды ($D_c \frac{кгг}{час}$) при теплосодержании i_c т.е. $i_c D_c$ Калориям.

Обозначим температуру питательной воды при входе в экономайзер через t'_3 , а рабочую теплопроизводительность топлива через $Q_{раб}$ (см. формулы 3, 5, 10 и II), тогда для определения часового расхода топлива мы имеем равенство:

$$Q_{раб} \cdot \eta_{ку}^{факт} = D_{не} \cdot i_{не} + D_n \cdot i_x + D_c \cdot i_c - (D_{не} + D_n + D_c) \cdot q'_3 \dots \dots \dots (78)$$

где q'_3 есть теплосодержание воды при температуре ее t'_3 и при заданном давлении. Практически можно считать

$$q'_3 = t'_3 \frac{кал}{кгг}$$

Учитывая последнее равенство, будем иметь для определения часового расхода следующую формулу:

$$D = \frac{D_{не} \cdot i_{не} + D_n \cdot i_x + D_c \cdot i_c - (D_{не} + D_n + D_c) \cdot t'_3}{Q_{раб} \cdot \eta_{ку}^{факт}} \dots \dots \dots (79)$$

или подставляя на основании формулы (61)

$$\eta_{ку}^{факт} = \frac{Q_1}{Q_{раб}}$$

получим:

$$B = \frac{D_{ne} \cdot i_{ne} + D_n \cdot i_n + D_c \cdot i_c - (D_{ne} + D_n + D_c) t'_s}{\alpha_1} \dots (80)$$

где знаменатель = α_1 , предварительно вычисляется по ф-ле (80)

XVII. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ.

Для определения поверхности нагрева пароперегревателя пользуются следующими двумя уравнениями, решая их совместно:

$$F_{ne} \cdot K_{ne} \cdot \left[\frac{T'_{ne} + T''_{ne}}{2} - \frac{t_{ne} + t_n}{2} \right] = D_{ne} \cdot (i_{ne} - i_x) \dots (91)$$

$$\left[(v_c)_{ne} \cdot T'_{ne} - (v_c)_k \cdot T''_{ne} \right] \cdot \mu = \frac{D_{ne}}{B} (i_{ne} - i_x) + \frac{H_s \cdot K_s \left(\frac{T'_{ne} + T''_{ne}}{2} - t_n \right)}{B} + Q_5^{ne} \dots (92)$$

- где F_{ne} - поверхность нагрева пароперегревателя в кв. метрах
 " K_{ne} - коэф. теплопередачи пароперегрев. в Кал./кв. метр. °Ц-час
 " T'_{ne} - температура газов перед перегревателем в °Ц.
 " T''_{ne} - " " " после перегревателя в °Ц.
 " t_{ne} - " " пара после пароперегревателя в °Ц.
 " t_n - температура насыщенного пара, соответствующая давлению в котле.
 " D_{ne} - количество кгг. перегретого пара в час.
 " i_{ne} - теплосодержание перегретого пара Кал./кгг.
 " i_x - " " насыщенного пара, поступающего из котла в пароперегреватель Кал./кгг.
 " $(v_c)_{ne} \cdot T'_{ne}$ - тепло, заключенное в газах, полученных от сгорания 1 кгг. топлива и нагретых до температуры T'_{ne} °Ц. При чем об"ем газов, условно считается по составу газов в топке, что и отмечено индексом $_{ne}$, стоящим у произведения: $(v_c)_{ne}$
 " $(v_c)_k \cdot T''_{ne}$ - тепло, заключенное в газах, полученных от сгорания в топке 1 кгг. топлива и нагретых до температуры T''_{ne} °Ц. При чем об"ем газов за перегревателем условно считается по анализу газов в котлом, что и отмечено индексом $_k$, стоящим у произведения: $(v_c)_k$
 " μ - доля газов, протекающих через пароперегреватель. В частном случае, когда пароперегрев. включен так, что все газы, выходящие на 1-го хода, направляются через пароперегреват. и далее во 2-ой ход, коэф. μ_{ne}

равен единице ($\mu_{nc} = 1$). Этот случай мы имеем, например, в котлах Бабкок-Билькокс, большинство которых обмуровывается так, что все газы из первого хода направляются в пароперегреватель.

- где B - часовой расход топлива в кг.
 " H_s - поверхность нагрева барабана котла, если она находится в газоходе пароперегревателя.
 " K_s - коэффициент теплопередачи барабана, принимаемый равным от 15 до 25 Кал/кв.метр. °Ц-час в зависимости от средней температуры газов, омывающих барабан.
 " Q_5^{nc} - тепло (Кал.), теряемое кладкой пароперегревателя в окружающую среду, отнесенное к 1 кг. сожженного в топке топлива (см. главу IV - определение потери в окружающую среду).

Когда в газоходе пароперегревателя отсутствует поверхность нагрева котла, т.е. $H_s = 0$, можно пользоваться вместо уравнения (82) следующей формулой:

$$[(v_0)_{nc} \cdot S_{nc} - (v_0)_n \cdot S_{nc}] (\mu_{nc} \cdot B \cdot \eta_{nc} = Q_{nc} (i_{nc} - i_x) \quad \dots (83)$$

где η_{nc} - относительный коэффициент полезного действия пароперегревателя, определяемый равенством:

$$\eta_{nc} = 1 - \frac{Q_5^{nc}}{Q_{проб.}} = \frac{100 - Q_5^{nc}}{100} \quad \dots (84)$$

При расчете пароперегревателя искомыми величинами могут быть:

- 1) H_{nc} и S_{nc}
- 2) H_{nc} и μ_{nc}
- 3) S_{nc} и t_{nc}
- 4) S_{nc} и μ_{nc}

А при обработке данных испытаний обычно вычисляются η и Q_5^{nc} , которыми в последствии при расчете перегревателей приходится нам задаваться. Поэтому следует помнить, что объем газов перед и за перегревателем, подсчитываемый нами условно по составу газов соответственно в топке и за котлом сказывается лишь на величине коэф. теплопе-

редачи μ_{nc} и потери в окружающую среду Q_5^{nc} , определяемых тем же методом на основании данных испытаний.

При расчете пароперегревателя желательно удовлетворить неравенству:

$$t_{nc}'' \neq t_{nc} + 50 \dots\dots(85)$$

если этого достигнуть не удастся, то необходимо осушить противоток пара и газа в пароперегревателе.

При полном противотоке температура газов за перегревателем может быть понижена до:

$$t_{nc}'' = t_n + 50 \dots\dots(86)$$

Надежнее в смысле большей гарантии требуемого перегрева пара все же держаться более высоких температур газов за перегревателем, и во всяком случае даже при наличии полного противотока удовлетворить неравенству:

$$t_{nc}'' > t_n + 50 \dots\dots(87)$$

Когда пароперегреватель включен последовательно и может быть регулируемо количество газов через него проходящее (обычная обмуровка котлов Штейнмюллера - горячая заслонка), то при закрытой заслонке, т.е. при желании пропустить через пароперегреватель все газы коэф. μ_{nc} следует принимать равным 0,9 - 0,95, чем учитывается пропуск через заслонку = 0,10 - 0,05 от всего количества газов подходящих к пароперегревателю, ибо гарантировать абсолютную герметичность горячей заслонки на практике невозможно.

При расположении пароперегревателя в ответвлении, когда газы поступают и проходят одновременно частью через 2-ой ход, количество газов проходящих через пароперегреватель определяется вычислением коэф. μ_{nc} , который в этом случае имеет значение 0,7 - 0,2.

Последний способ включения пароперегревателя позволяет расположить заслонку в наиболее удобном месте, именно за перегревателем, где износ ее будет меньше, так как температура газов там меньше, а следовательно и поддерживать ее в порядке при эксплуатации будет легче.

Такая обмуровка перегревателя очень часто встречается

ся в вертикально-водотрубных котлах Гарбе.

Выбор величины коэф. теплопередачи пароперегревателя может быть сделан руководствуясь следующими данными:

Пароперегреватель без лучеиспускающей кладки: $K_{ne} = 10-20 \text{ кал/кв. мет. } ^\circ\text{C}$

При наличии лучеиспускающей кладки $K_{ne} = 25-40 \text{ " " " "}$

По опытам с горизонтально-водотрубным котлом, где пароперегреватель имел своды снизу и сверху можно принять $K_{ne} = 0,032(T_{ne}' + T_{ne}'')$ " " "

XVIII ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗОВ ЗА КОТЛОМ

При заданной или выбранной поверхности нагрева котла H_K кв. мет. путем вычитания величины 1-го хода H_1 определяется суммарная поверхность нагрева последующих ходов котла H_{nx} кв. метр.

$$H_{nx} = H_K - H_1 \dots \dots \dots (88)$$

Затем по уравнению:

$$H_{ne} = \frac{(V_c)_K \cdot B}{K_{nx}} \ln \frac{T_2' - t_H}{T_K - t_H} \dots \dots \dots (89)$$

где K_{nx} - коэффициент теплопередачи в последующих ходах
 T_2' - температура газов при входе во 2-ой ход
 T_K - " " " " выходе из котла.

Коэф. теплопередачи в последних ходах задаются на основании нижеследующих данных:

Горизонтально-водотрубные котлы $K_{nx} = 16-20 \text{ Кал/кв. мет. } ^\circ\text{C}$

Вертикально-водотрубные котлы:

при 8-10 рядах трубок в ходу $K_{nx} = 18-22 \text{ " " " "}$

" 4-5 " " " " $K_{nx} = 22-25 \text{ " " " "}$

Боковые хода цилиндрических ба-
рабанов $K_{nx} = 0,0335 \sqrt{\frac{T_1' + T_1''}{3}} - \text{ " " "}$

где T_1' и T_1'' суть температуры га-
зов соответственно при входе
и выходе из рассчитываемого
газохода.

Дымогарные трубки (диаметр = 75 мм.),
 включая и теплопоглощение трубной
 решетки, против которой расположе-
 на обмуровка котла..... 0,0185 ($T' + T''$) - 9 Кал/кв.

При наличии в дымогарных трубках
 железных плоских вставок, во всю
 длину трубок простирающихся .. *) 0,0285 ($T' + T''$) - 19 "

На практике весьма часто во 2-й ход подадут одновре-
 менно две струи - одна непосредственно из первого хода при
 температуре T'_{me} , а вторая после пароперегревателя при
 температуре T''_{me} , в этом случае температуру газов при
 входе во второй ход (T'_2) определяют как среднюю темпе-
 ратуру смеси по формуле:

$$T'_2 = (1 - \mu) T'_{me} + \mu T''_{me} \quad \dots (90).$$

где μ_{me} - доля газов, прошедшая через пароперегреватель.

При вычислении (V_c)_k пользуются составом газов за
 котлом **) определенным по формулам глава VII, а тепло-
 емкости сухих газов и водяных паров вычисляют по формулам
 (51) и (52) подставляя в них вместо T сумму ($T'_2 + T_k$),
 причем предварительно величиной T приходится задаваться.

Формула (89) не учитывает тепло теряемое кладкой в
 окружающую среду, что отразится конечно и на величине
 определяемой температуры за котлом, поправка легко вносит-
 ся, если оценить эту потерю.

Пусть она равна $Q_{\text{пот}}^{n \times}$, будучи отнесена к 1 кг. сож-
 женного топлива, тогда вместо (V_c)_k в формулу (89) сле-
 дует внести величину $(V_c)_k \left(1 - \frac{Q_{\text{пот}}^{n \times}}{Q_{\text{прод}}}\right)$.

Под поверхностью нагрева последних ходов мы понимаем
 все поверхности нагрева котла, омываемые газами, за исклю-
 чением первого хода (см. формулу 88), т.е. полагаем, что

*) Наличие вставок в дымогарных трубах очень затрудняет
 эксплуатацию котельной и вряд ли может быть рекомендова-
 но. Это мнение иногда неверно переносят и на продольные
 жаровые стенки в жаровых трубах - последнее безусловно
 следует самым настойчивым образом рекомендовать А.Н.

**) См. сноску на стр. 21.

$\mathcal{H}_{\text{нх}} = \mathcal{H}_2 + \mathcal{H}_3 + \mathcal{H}_4 + \dots$ и т.д., где $\mathcal{H}_2, \mathcal{H}_3, \mathcal{H}_4$ поверхность нагрева соответственно во втором, третьем, четвертом и т.д. газоходе.

В тех случаях, когда условия для работы поверхностей нагрева различны, что учитывается на практике величиной коэф. их теплопередачи, рекомендуется пользоваться уравнением (39) решать его для каждого газохода в отдельности, учитывая не только разницу коэффициентов теплопередачи, но и изменяющуюся за счет присоса объем газов и их теплоемкость, зависящую от средней температуры газов в газоходе.

Такой случай, где необходимо просчитывать отдельно каждый последующий газоход имеем, например, в комбинированных котлах, где поверхности нагрева всеюма равнообразно воспринимают тепло обогреваемых их газов.

XIX. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ЭКОНОМАЙЗЕРА.

При наличии промежуточного борава между котлом и экономайзером температура газов при входе в экономайзер (\mathcal{T}'_3) вычисляется по уравнению:

$$\mathcal{T}'_3 \cdot \alpha'_3 = \mathcal{T}k \alpha_k + (\alpha'_3 - \alpha_k) \cdot t_b - \frac{Q'_b}{0,23 \cdot v} \quad \dots (91)$$

где α_k и α'_3 - коэф. набытка воздуха за котлом и при входе в экономайзер,

- " t_b - температура присоевваемого в борав воздуха,
- " Q'_b - потеря боравом в окружающую среду (см. гл. IV),
- " v - теоретическое количество воздуха в куб. метрах, необходимое для сгорания 1 кгр. топлива (см. формулы 13-15).

Дальнейший расчет экономайзера ведется решая совместно два следующих уравнения:

$$[(v_c)_3 \cdot \mathcal{T}'_3 - (v_c)_3 \cdot \mathcal{T}''_3] \cdot \mu = \frac{Q}{\mathcal{B}} (t'_3 - t'_3) + Q_5^{\text{жк}} \quad \dots (92)$$

$$\mathcal{H}_{\text{жк}} \cdot k_{\text{жк}} \left[\frac{\mathcal{T}'_3 + \mathcal{T}''_3}{2} - \frac{t'_3 + t'_3}{2} \right]^{\text{жк}} = Q (t'_3 - t'_3) \quad \dots (93)$$

где $(v_c)_3 \cdot \mathcal{T}'_3$ - тепло, заключенное во входящих в экономайзер газах, приходящихся на 1 кгр. сожженного топлива.

$(v_c)_3 \cdot \mathcal{T}''_3$ - тепло, заключенное при выходе их из эконо-

- майзера, отнесенное к 1 кг. сожженного топлива,

- где μ_2 - поправочный коэф. учитывающий действительную
 - долю газов протекающих через экономайзер,
 " t''_2 - температура воды, выходящей из экономайзера ($^{\circ}\text{C}$),
 " t'_2 - " " " , входящей в экономайзер ($^{\circ}\text{C}$),
 " Q - полный часовой расход воды, подогреваемой экономайзером (кг.),
 " B - часовой расход топлива (см. главу XVI),
 " Q_3 - потеря в окружающую среду экономайзером (см. гл. IV),
 " F_2 - поверхность нагрева экономайзера (кв. метр.)
 " K_2 - коэф. теплопередачи экономайзера (Кал/кв. метр. - Ц-час).

Коэффициент теплопередачи экономайзера зависит от ширины экономайзера, длины трубы его, средней температуры газов и от их скорости.

При хорошем уходе, своевременной очистке от накипи, сажи и золы можно для чистых поверхностей нагрева считать:

Тонкотрубные железные экономайзеры:

Шмидт, Шульц и др..... $K_2 = 15-22$ Кал/кв. метр. $^{\circ}\text{C}$.

Чугунные экономайзеры:

с гладкими трубами (Грин)

при средней скорости газов

около 4 метр/сек..... $K_2 = 14-16$ " " " "

с ребристыми трубами (Каблиц)

при скорости газов

около 2,5 метр/сек..... $K_2 = 14$ " " " "

Влияние скорости газов в экономайзере на его коэффициент теплопередачи весьма хорошо можно иллюстрировать диаграммой, заимствуемой нами из трудов профессора К.В. Кирш.

Эта диаграмма (см. черт. 12.) показывает также зависимость коэффициента теплопередачи от загрязнения накипью и золою.

Учитывая трудность в рабочих условиях поддерживать экономайзер в безусловной чистоте надежнее при расчетах задаваться коэффициентом теплопередачи $K_{эж}$ несколько меньшим чем это дается для чистой поверхности.

Практически при загрязнении поверхности нагрева экономайзера как с внешней так и с внутренней стороны, в допустимых разумеемся пределах, можно считать, что коэффициент его теплопередачи $K_{эж}$ уменьшается на 10-20% в зависимости от системы экономайзера и установленного режима в котельной.

При чрезмерном загрязнении экономайзера польза последнего становится не только сомнительной, но иногда даже отрицательной, так как бесполезно нагружаются питательные насосы, при сильном внутреннем загрязнении труб накипью и грязью, и дымосос, при наружном загрязнении их золою.

О последнем обстоятельстве забывать не следует, ибо сопротивления в газоходах растут прямо пропорционально квадрату скорости газов.

Лучшее средство борьбы с загрязнением - питание экономайзера очищенной водой и устройство в достаточном количестве золовых мешков, а также установка специальных золоуловителей при очень зольных топливах. (Задача, которую должен обдумать проектирующий).

Регулярная обдувка и периодическая очистка поверхностей нагрева при эксплуатации. - (Обязанность, о которой должен не забывать заведующий паровым хозяйством).

В уравнение (92) входит коэффициент μ_3 , учитывающий фактическую долю газов, протекающих через экономайзер.

Обычно при расчете экономайзера принимают коэффициент μ_3 равным единице, но на практике весьма часто приходится наблюдать большую утечку газов помимо экономайзера при плохо смонтированных или при неудачной конструкции регистрах в обходном борстве. Это обстоятельство следует учитывать при проектировании конструируя соответствующим образом регистры. Безусловно желательно добиться герметичности регистров, особенно если учесть сравнительно низкие температуры, в которых им приходится работать. К сожалению проектирующие не уделяют должного внимания этим "мелочам" весьма существенным в эксплуатации.

Итак, при расчете экономайзера имеем два уравнения (92) и (93) обычно с двумя неизвестными:

- 1) t''_3 и \mathcal{H}_3 при заданном \mathcal{F}_3'' (см. XI гл.).
- 2) \mathcal{F}_3'' и t''_3 " " \mathcal{H}_3

При обработке же данных испытания неизвестными будут \mathcal{H}_3 и Q_3^9 .

Величина же μ_3 может быть при испытании определена методом смешения двух струй газов, анализируя их состав и измеряя их температуры.

Когда задается температура уходящих газов \mathcal{F}_3'' , то по уравнению (92) определяется t''_3 , - температура воды при выходе из экономайзера, а затем по уравнению (93) определяют \mathcal{H}_3 - поверхность нагрева экономайзера.

При расчете экономайзера во избежание закипания в нем воды рекомендуется иметь t''_3 на 30-50 °Ц ниже температуры насыщенного пара в котле ($t''_{н\text{ пар}}$), то есть желательно удовлетворить неравенству:

$$t''_3 \leq t''_{н\text{ пар}} - 50 \dots\dots(94)$$

Обычно после определения по формуле (93) величины \mathcal{H}_3 перед проектирующим встает вопрос осуществить эту поверхность практически.

Для этого необходимо по заводский данным выбрать ближайшую подходящую поверхность нагрева экономайзера и повторным пересчетом определить \mathcal{F}_3'' - температуру уходящих газов, для каковой окончательный подсчет и повторяется сначала.

Необходимо при окончательном выборе не забыть проверить скорость газов в газоходе экономайзера, от которой, как мы раньше видели, находится в зависимости коэффициент теплопередачи экономайзера.

УХ. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ПОДОГРЕВ ВОДЫ В БОДОПОДОГРЕВАТЕЛЕ И ЕГО ПОВЕРХНОСТЬ НАГРЕВА.

В главе XI мы указывали на необходимость питать экономайзер предварительно подогретой водой. Наиболее просто этот предварительный подогрев осуществляется за счет утилизации мятого пара от паровых питательных насосов.

Для подачи воды в котлы, где господствует давление \mathcal{P}_k атм. по манометру необходимо иметь насос гидравлическая

мощность которого определяется по следующей формуле:

$$N_2 = \frac{(10 \cdot P_n + H) \cdot D}{270000} \dots (95)$$

где N_2 - гидравлическая мощность насоса в л.с. силах,
 " D - полный расход пара в кг/час,
 " H - добавочная высота напора в метрах, преодолеваемая насосом и учитывающая разницу между уровнями воды в котле и в питательном сборном баке, а также и сопротивления водопитательной линии.
 H = от 2 до 8 метров *вод.ст.*)*

Утилизируя мятый пар от насосов на подогрев воды найдем:

$$(t''_{no} - t'_{no}) \cdot D = N_2 \cdot \alpha_2 \cdot \lambda_{ж} \dots (96)$$

где t'_{no} - температура воды при входе в подогреватель,
 " t''_{no} - " " " выходе из подогревателя,
 " D - полный часовой расход воды, прокачиваемой через водоподогреватель в экономайзер,
 " α_2 - удельный расход пара (в кг/час) на одну гидравлическую силу мощности насоса. α_2 = от 40 до 80 кг/час на 1 гидр.л.с. При плохом надзоре могут быть и значительно большие цифры. В нормальных случаях расход на питательные паровые насосы составляет от 3 до 6% от вырабатываемого котельной пара.
 " $\lambda_{ж}$ - теплота переданная 1 кг. мятого пара воде.
 При поршневом насосе и температуре конденсата около 95 °С. $\lambda_{ж}$ около 500 Кал.**)

При трубонасосе можно считать $\lambda_{ж}$ около 640 Кал.

Когда подогрев производится в трубчатом подогревателе, обычно рекомендуемом при поршневых насосах, поверхности нагрева подогревателя определяются по формуле:

$$F_{no} = \frac{D \cdot (t''_{no} - t'_{no})}{k_{no} (100 - \frac{t''_{no} + t'_{no}}{2})} \dots (97)$$

***) При неудачных конструкциях водопровода эта величина на практике иногда достигает 2 ам.

***) 500 = 640 - 95 - 45 при передаче тепла через стенку в трубчатом подогревателе.

где F_{no} - поверхность нагрева подогревателя в кв.метрах,
" k_{no} - коэф. теплопередачи его = от 1000 до 1500
Кал/кв.метр. °Ц-час.

Желательно пар из насосов предварительно пропускать через маслоотделитель, что способствует лучшей работе подогревателя.

При электрофицированном питании мощность электромотора определяется по формуле:

$$N = \frac{N_z \cdot 0,736}{\eta_n \cdot \eta_{пер}} \dots (98)$$

где N_z - гидравлическая мощность насоса в л.с. (см. формулу 95),

" η_n - коэф. полезного действия насоса,

" $\eta_{пер}$ - коэф. полезного действия передачи,

" N - полезная мощность электромотора в Киловатах.

Вопрос о подогреве воды до экономайзера при электрическом питании, а равно и в случае недостаточного нагрева при паровых насосах решается установкой специальных паровых водоподогревателей, расчет которых не представляет затруднений, или же решается путем специальных устройств позволяющих к воде вступающей в экономайзер подмешивать часть воды уже подогретой в экономайзере и поступающей в котел.

Можно ли обойтись совсем без предварительного подогрева воды до экономайзера и питать экономайзер водой, температура которой ниже температуры точки росы?

Ответ на этот вопрос дает созображения коммерческого характера - что потребует меньших расходов в год: ремонт экономайзера и убытки в эксплуатации при его порче или стоимость предварительного подогрева воды. Практика высказывается за предварительный подогрев, ибо он избавляет нас от неприятностей, связанных со ржавлением экономайзера и позволяет более легко справляться с паром при питании непосредственно в котел.

Температура питательной воды в сборном баке при работе на обратном конденсате с примесью свежей воды определяется по правилу смешения жидкостей разных температур и количеств.

К ПОДСЧЕТУ ТЯГИ.

Для подсчета размеров дымовой трубы, а также и выбора надлежащего дымососа при искусственной тяге, не достаточно знать об"ем уходящих газов и их температуру, но необходимо оценить и то разрежение, которое должно быть развито тяговым устройством, или как говорят определить сумму всех сопротивлений в газоходах котельной.

К определению последней величины мы и переходим.

Необходимое разрежение у основания дымовой трубы или создаваемое дымососом не должно быть меньше:

$$S = \delta_m + \Delta \delta_k + \Delta \delta_{пе} + \Delta \delta_э + \Delta \delta_r + \sum \Delta \delta_p \dots (99)$$

- где S - разрежение в топке (мм.водяного столба),
 " $\Delta \delta_k$ - сопротивление в газоходах котла (мм.водяного столба),
 " $\Delta \delta_{пе}$ - сопротивление в газоходах пароперегревателя (мм. водяного столба),
 " $\Delta \delta_э$ - сопротивление в газоходах экономайзера (мм. водяного столба),
 " $\Delta \delta_r$ - сопротивление в соединительных боровах (мм. водяного столба),
 " $\sum \Delta \delta_p$ - сумма всех сопротивлений в регистрах (мм.водяного столба).

Как общее правило следует помнить, что сопротивления в газоходах изменяются прямо пропорционально квадрату скорости газов.

Скорость газов (W м^{сек}/сек) определяется по формуле:

$$W = \frac{V_{сек}}{F} \dots (100)$$

- где F - площадь живого сечения газохода (кв.метр.)
 " $V_{сек}$ - секундный, действительный (не приведенный к нулю) об"ем газов в куб.метрах, подсчитываемый по формуле:

$$V_{сек} = \frac{V \cdot \mathcal{B}}{3600} \cdot \frac{273 + \mathcal{T}}{273} = \frac{(273 + \mathcal{T}) \cdot V \cdot \mathcal{B}}{982800} \dots (101)$$

- " V - полный об"ем газов, полученных при сгорании 1 кг. топлива, приведенный к "нормальному" состоянию (см. формулу 48),
 " \mathcal{B} - часовой расход топлива в кг.

где T - температура газов в рассматриваемом сечении ($^{\circ}C$)

Из сопоставления формул (100) и (101) с высказанным предположением, можно последнее перефразировать так:

Сопротивление газохода при данном живом сечении его, прямо пропорционально квадрату действительного объема газов через него протекающих, а следовательно и прямо пропорционально квадрату часового расхода топлива и приблизительно пропорционально квадрату коэффициента избытка воздуха в рассматриваемом сечении газохода.

Количество сожженного в час топлива до некоторой степени пропорционально напряжению квадратного метра поверхности нагрева котла поэтому при грубых подсчетах можно для оценки сопротивлений в газоходах котла принять формулу:

$$\Delta \delta_k = A \left(\frac{Q}{F_k} \right)^2 \alpha_k^2 \quad \dots (102)$$

где коэф. A зависит от типа котла и способа его обмуровки.

При обычных газоходах можно считать:

- для жаротрубных и горизонтально-водотрубных котлов..... $A = 0,006$,
- для комбинированных котлов..... $A = 0,009$.

Для вертикально-водотрубных котлов, в виду необходимости учесть работу самотяги, сопротивления газоходов котлов определяется по формуле:

$$\Delta \delta_k = 0,004 \left(\frac{Q}{F_k} \right)^2 \alpha_k^2 - 2 \quad \dots (102)$$

Профессор К. В. Кириш *) для подсчета самотяги горячего столба предложил формулу:

$$S_c = 0,48 \cdot h \left(\frac{1}{300} - \frac{1}{273 + T} \right) \cdot 760 \quad \dots (103)$$

где S_c - разница разрежений при высоте горячего столба h -метров создаваемая газами, нагретыми до температуры T° Цельсия.

Сопротивление пароперегревателя зависит от его системы и способа включения, но обычно при нормальной нагрузке мож-

*) См. К. В. Кириш „Дрова, как топливо“ изд. Теплового Института при Политехническом У-ве, 1919 г., стр. 21.

но считать:

$$\Delta z_{не} = 1-2 \text{ мм. вод. ст.}$$

Сопротивление вносимое экономайзером в сильной степени зависит от системы экономайзеров и от скорости газов в них.

Оценку сопротивления вносимого экономайзером Каблиц можно произвести на основании опытов профессора К.В.Кири*) который напел для экономайзера Каблица следующие цифры:

при скорости газов = 0,05 ; 1,0 ; 1,5 ; 2,0 ; 2,5 ; 3,0 м/сек.
9 рядов труб расположенных вдоль потока развивали сопротивления = 0,5 ; 0,8 ; 1,3 ; 2,1 ; 3,3 ; 5 мм.вод.ст.

Для экономайзера Грина проф. В.И. Гриневецкий считает, при скорости газов $W = 4$ м/сек. сопротивление одного ряда труб вдоль потока газов равным 0,1 мм.вод.ст.

Сопротивление борова от котла до экономайзера обычно около 0,5-1,5 мм.вод.ст.; при длинных боровах и в специальных случаях сопротивление борова подсчитывается по формулам течения газов по каналам.

Разрежение в топке (δ_m мм.вод.ст.) зависит от сопротивления топки ($\Delta \delta_m$), которое в свою очередь зависит от толщины слоя, напряжения квадр. метра площади колосниковой решетки или зеркала горения, а также в значительной степени от рода топлива и многих других факторов.

При вполне открытых заслонках регулирующих подачу воздуха в топке можно считать величину сопротивления в топке $\Delta \delta_m$ равном:

- 1) Нефтяное топливо..... от 2 до 3 мм.вод.ст.
- 2) Подмосковный курной уголь, сжигаемый на колосниковой решетке с дутьем, при чистке через 4-5 час. " 40 " 50 " " "
- 3) Подмосковный курной уголь, на двускатных топках при чистке че-

*) См. стр. 52, черт. 12.

рез 1-2 часа..... от 7 до 8 мм. вод.ст.

4) Кусковой антрацит, сжигаемый на колосниковой решетке с дутьем и при чистке через 10 час.

$$\Delta s_m = m \left(\frac{P_{\text{д}}}{150} \right)^2$$

где $P_{\text{д}}$ - напряжение квадратного метра колосниковой решетки (ккг/кв.метр.-час), а

m - коэф. величина которого колеблется от 25 до 50 в зависимости от плавкости шлаков и т.п.

При прочих топливах можно для подсчета Δs_m воспользоваться следующей формулой:

$$\Delta s_m = A_1 \left[\frac{P_{\text{д}}}{(CO_2)_m} \right]^2 \dots (104)$$

которая аналогична по внешнему виду с формулой (102) и дает нам зависимость сопротивления топки от напряжения площади колосниковой решетки или зеркала горения ($\frac{P_{\text{д}}}{\text{кв. м. г. ч}}$)

и от коэффициента избытка воздуха в топке,

так как величина его обратно пропорциональна содержанию углекислоты в топочных газах $(CO_2)_m$ % сухих газов.

Коэффициент A_1 - учитывает род топлива, конструкцию топки и прочие обстоятельства и может быть принят равным:

Каменный уголь ($Q_{\text{рад}}$ около $700 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$), сжигаемый на колосниках неспекающемся.....	$A_1 = 0,03$
То же, но уголь спекающийся.....	$A_1 = 0,05$
Торф ($W > 30\%$) сжигаемый на колосниковой решетке.....	$A_1 = 0,003$
Торф ($W_{90} 50\%$) сжигаемый в шахтных топках.....	$A_1 = 0,007$
То же, но при сжигании в шахтно-цепных топках.....	$A_1 = 0,005$
Дрова ($W > 35\%$) сжигаемые на колосниковой решетке.....	$A_1 = 0,002$
Дрова ($W > 45\%$) сжигаемые в "горизонтальной" шахте (жаровая труба, сечение которой полностью заполнено в топке дровами).....	$A_1 = 0,0015$

Дрова ($w \approx 45\%$) сжигаемые в шахтных топках нормального типа с наклонным зеркалом горения..... $A_1 = 0,004$

Дрова ($w \approx 55\%$) сжигаемые в шахтных топках с вертикальным зеркалом горения..... $A_1 = 0,0012$

В качестве нормальных напряжений зеркала горения можно принять следующие величины $\frac{Q}{R}$ в кг.-кв.метр.час.

Каменный уголь хорошего качества. $\frac{Q}{R} = 90-120$ кг/кв. метр.час.

Антрацит кусковой при дутьевой колосниковой топке:

в жаровой трубе..... $\frac{Q}{R} = 130-140$ " "

под горизонтально-водотрубным котлом с вертикальным отводом газов..... $\frac{Q}{R} = 140-150$ " "

очень высокое топочное пространство благоприятные условия для горения..... $\frac{Q}{R} = 160-180$ " "

для паровоза (чистка топки через 4-6 час..... $\frac{Q}{R} = 500-600$ " "

ПРИМЕЧАНИЕ. Антрацит - мелоч сжигается с напряжением $\frac{Q}{R}$ на 20 ниже чем кусковой антрацит. *)

Подмосковный курной уголь на простой колосниковой решетке с опрокидной частью для чистки шлаков и с дутьем:

кусовой..... $\frac{Q}{R} = 250-300$ " "

мелкий..... $\frac{Q}{R} = 200$ " "

на двухскатной топке..... $\frac{Q}{R} = 200$ " "

на цепной топке (длина ≈ 4 м., ширина ≈ 2 м.)..... 300-500 " "

Торф на простой решетке..... 300-400 " "

Торф в шахтной топке..... 300-500 " "

Дрова $w \approx 35\%$ на колосниковой решетке..... 350-400 " "

Дрова $w \approx 45\%$ Горизонтальная шахта в жаровой трубе (отнесено к полному сечению жаровой трубы)..... 800 " "

*) Более подробно см. классический труд проф. К. В. Кири. "Антрацит, как топливо котельной". Москва 1915 г.

Дрова $w > 45\%$ шахта с наклонным
зеркалом..... 500 кгл./кв.
метр.час.

Дрова w до 55% и выше. Шахта с
вертикальным зеркалом..... 1000 " "

При проектировании шахтных тропок, (особенно высоких), необходимо при нормальной нагрузке иметь разряжение по середине газового окна 4 мм. вод.ст. и во всяком случае не менее 3 мм. вод.ст. так как при неисполнении этого условия шахта может дымить через загрузочную дверку.

XXII. ВЕЛИЧИНЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РАБОТУ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК.

Для правильного сравнения работы различных котельных между собой полезно пользоваться понятием коэф. полезно-го действия нетто, который мы считаем необходимым ввести.

В самом деле целый ряд котельных кроме полезно-отдаваемого потребителя пара, потребляют также пар и на свои собственные, так называемые служебные нужды, поэтому для оценки котельной с точки зрения потребителя необходимо знать не ее коэффициент полезного действия брутто, определенный нами в главе X и учитывающий все количество пара, выработанного в котельной, т.е. фактически оценивающий степень использования тепла, расположенного в горючем (см. формулу 61), но интересно знать ту долю тепла расходуемого в горючем материале, которая перешла в пар, отданный котельной установкой потребителю.

Для большего выяснения мною составлена схема теплового баланса котельной установки при часовом расходе топлива \mathfrak{B} кгл. (см. черт. 13).

Из рассмотрения схемы совершенно очевидно, что потребитель использует не все тепло топлива перешедшее в пар, а только часть его равную $[(t_{me} \cdot D_{me} + i_x D_{H_2}) - t'_{no} (D_{me} + D_{H_2})]$ Калориям в час.

Следовательно, отношение этого, полезно отданного потребителю, тепла к часовому расходу тепла топлива и даст нам коэффициент полезного действия котельной установки нетто.

Подобную же формулу можно написать и для коэффициента полезного действия котельной установки брутто, а именно: на основании формулы (79) мы имеем:

$$\eta_{ку}^{полез} = \frac{i_{не} Q_{не} + i_{н} Q_{н} + i_{с} Q_{с} - (Q_{не} + Q_{н} + Q_{с}) t', \dots (106)}{Q_{гид} B}$$

Когда котельная не потребляет, в обычных условиях своей работы, пара на служебные нужды ($Q_{с} = "0"$) и всюду пользуется электрической энергией: электронасосы для питания котлов, электромоторы для работы дымооса и вентиляторов для движения скребков при экономайзере Грина и т.д., то в этом случае для определения коэффициента полезного действия ее брутто служит та же формула (106), только в ней нужно положить $Q_{с} =$ нулю, а для выявления величины коэффициента полезного действия нетто необходимо сделать предварительный подсчет количества тепла пара за счет которого получена электрическая энергия, потребляемая всеми электромоторами в котельной, и его необходимо вычесть из тепла ($i_{не} Q_{не} + i_{н} Q_{н}$), отпущенного котельной потребителю.

Иногда на практике судят о работе котельной по испарительности топлива (η), т.е. по отношению количества испаренной воды котлом к количеству сожженного топлива:

$$\eta = \frac{D}{B} \dots \dots (107)$$

где $D = Q_{не} + Q_{н} + Q_{с}$ т.е. все полученное количество пара в котле.

Ясно, что на величине испарительности весьма сильно будет отражаться не только качество полученного пара (его давление, перегрев), но также температура питательной воды и качество топлива. *)

Поэтому величина испарительности топлива, определяемая весьма просто по формуле (107) не может служить не только для сравнения работы различных котельных, но и не всегда дает верную характеристику работы собственной котельной, особенно когда котельная отпускает потребителю переменные количества перегретого и насыщенного пара.

*) Особенно если учесть, что в числителе фигурирует сумма количества пара разного теплосодержания.

Эта формула подкупает своей простотой и дает возможность быстро иметь представление о работе котельной лишь в тех случаях, когда режим ее мало меняется изо дня в день.

Учитывая условность формулы (107) техники давно уже отметили эту условность, назвав указанную испарительность **в и д и м о й**.

Чтобы дать более верное представление об испарительности топлива данного качества было введено понятие **и с п а р и т е л ь н о с т ь т о п л и в а п о н о р м а л ь н о м у п а р у**.

Под „нормальным“ паром принято понимать пар с теплосодержанием 637 Кал/к.г. *)

Поэтому обозначим испарительность топлива по нормальному пару через u_{637} , тогда:

$$u_{637} = \frac{i_{me} D_{me} + i_{m} D_{m} + i_c D_c - (D_{me} + D_m + D_c) t_3}{637 \cdot \beta} \dots (108)$$

Введенное понятие „испарительность по нормальному пару“ дает характеристику котельной лишь для топлива данного качества и в данных условиях эксплуатации. Некоторую поправку можно ввести различая испарительность брутто и нетто, что не представляет особых затруднений. Формула (108) дает нам испарительность брутто, для испарительности нетто имеем:

$$\left(u_{637} \right)_{\text{нетто}} = \frac{i_{me} D_{me} + i_{m} D_{m} - (D_{me} + D_m) t_{i_0}}{637 \cdot \beta} \dots (109)$$

Если развить основную мысль, заставившую технику ввести понятие „испарительность топлива по нормальному пару“, то мне кажется было бы полезно установить еще одно понятие „условной испарительности“ (u_y).

С легкой руки профессора К.В.Кирш в России привилось понятие „условное топливо“, теплопроизводительность которого принимается 7000 Кал/к.г., если нет никаких специальных оговорок.

*) Некоторые авторы округляют величину 637 до 640 и предлагают считать „нормальным паром“ пар с теплосодержанием 640 Кал/к.г.

Учитывая это обстоятельство, я и предлагаю ввести понятие "условная испарительность", позволяющую нам сравнивать все котельные между собой, не взирая на чрезвычайное разнообразие в их эксплуатации, причем я отношу ее к 7000-калорийному топливу.

Величина "условной испарительности" определяется по формулам:

$$\eta_{\text{ус}}^{\text{брутто}} = \frac{i_{\text{н}} D_{\text{н}} + i_{\text{к}} D_{\text{к}} + i_{\text{с}} D_{\text{с}} - (D_{\text{н}} + D_{\text{к}} + D_{\text{с}}) t'_{\text{с}} \cdot 7000}{637 \cdot B \cdot Q_{\text{раб.}}} =$$

$$= 10,99 \cdot \frac{i_{\text{н}} D_{\text{н}} + i_{\text{к}} D_{\text{к}} + i_{\text{с}} D_{\text{с}} - (D_{\text{н}} + D_{\text{к}} + D_{\text{с}}) t'_{\text{с}}}{B \cdot Q_{\text{раб.}}} \quad (110)$$

$$\eta_{\text{ус}}^{\text{нетто}} = \frac{i_{\text{н}} D_{\text{н}} + i_{\text{к}} D_{\text{к}} - (D_{\text{н}} + D_{\text{к}}) t'_{\text{н}} \cdot 7000}{637 \cdot B \cdot Q_{\text{раб.}}} =$$

$$= 10,99 \cdot \frac{i_{\text{н}} D_{\text{н}} + i_{\text{к}} D_{\text{к}} - (D_{\text{н}} + D_{\text{к}}) t'_{\text{н}}}{Q_{\text{раб.}} \cdot B} \quad (111)$$

Сравнивая формулы (110) и (106), а также формулы (111) и (105) мы имеем соотношения:

$$\eta_{\text{ус}}^{\text{брутто}} = 10,99 \cdot \eta_{\text{кп}}^{\text{брутто}} \quad \dots (112)$$

$$\eta_{\text{ус}}^{\text{нетто}} = 10,99 \cdot \eta_{\text{кп}}^{\text{нетто}} \quad \dots (113)$$

Последние две формулы указывают нам, что понятие "условная испарительность" также может служить критерием экономичности котельной как и понятие "коэффициент полезного действия".

При правильно спроектированной котельной с мощным экономайзером можно при хороших условиях эксплуатации даже при низкосортном топливе иметь коэф. полезного действия котельной установки (брутто) до 86%, чему отвечает условная испарительность (брутто) 9,45, а при хорошем топливе этот коэффициент нетрудно поднять до 90%, чему отвечает условная испарительность брутто около 10.

На практике мы часто наблюдаем весьма низкие величины $\eta_{\text{ус}}^{\text{брутто}}$, наиболее часто встречаемые величины от 50 до 75%, но есть отдельные установки, где $\eta_{\text{ус}}^{\text{брутто}}$ и на практике может быть доведен до указанных мною величин. Технические средства к тому имеются у русских теплотехников.

Очень часто приходится слышать, что работа котельной характеризуется паронапряжением поверхности нагрева котла, т.е. величиной $\frac{D}{F_{\text{н}}}$, где D - полное количество пара (кг./час), получаемое в котле, а $F_{\text{н}}$ - поверхность нагрева (кв.метр.) котла.

Этот метод характеристики работы котельной по напря-
жению поверхности нагрева котла очень устарел и в на-
стоящее время, когда целый ряд котельных имеют газосе-
регретатели и экономайзеры, от него необходимо отказаться.

На кривую условности величины $\frac{D}{F_{\text{ж}}}$ указывал еще в
1911 году профессор К.Е. Кирш в своих публичных лек-
циях по котельным установкам для инженеров. *)

В зависимости от типа котлов и оборудования котель-
ной экономайзерами или другого рода подогревателями во-
ды, поступающей в котлы, получают следующие величины
часовой теплопроводности (считая по „нормальному“
пару) одного квадратного метра поверхности нагрева котла:

Цилиндрические котлы.....	$\frac{D}{F_{\text{ж}}}$	= 8-12 кпр/кв. метр- час.
Котлы (стационарные) с дымо- гарными трубами.....	10-12	" " " "
Котлы с жаровыми трубами.....	12-30	" " " "
Комбинированные котлы (ниж- ние с жаровыми трубами, верхние с дымогарными трубами).....	12-25	" " " "
Горизонтально-водотрубные котлы нормального типа.....	12-25	" " " "
Горизонтально-водотрубные судового типа.....	25-35	" " " "
Вертикально-водотрубные котлы с круто-наклонными трубками...	25-40	" " " "
Те же в особо жаровых котель- ных при мощных экономайзерах....	до 60	" " " "

Последние цифры напряжения котлов в современных ко-
тельных удивляют многих практиков старой, „до Киршев-
ской“, как говорят москвичи) школы, но это удивление
совершенно напрасно.

Если сделать пересчеты полученных высоких напряжений
поверхности нагрева котлов, учитывая также и работу осталь-

*) См. также конспект лекций проф. К.В. Кирш „Котельные
установки“, изд. в 1913 году, стр. 15.

ных поверхностей нагрева, т.е. определить отношение всего полученного пара в котле ко всей поверхности нагрева работающей в котельной, равной сумме поверхностей нагрева котла, перегревателя и экономайзера, то мы получим порядок цифр хорошо знакомый старым практикам, а именно: в большинстве случаев от 8 до 14 кг. с квадратного метра суммарной поверхности нагрева в час.

Исключения составляют паровозные котлы в их работе на транспорте, где мы имеем без экономайзера паронапряжение поверхности нагрева котла до 45-60 кг.кв.метр. час, но это объясняется особыми условиями работы этих котлов.

Еще более разительное увеличение напряженности работы имеют стационарные котлы "Атмос", для очень высокого давления, но их работа существенно отличается от наших обычных условий.

Я сознательно остановился на последнем вопросе о паронапряжении поверхности нагрева котлов, ибо в последнее время эти величины очень часто сообщаются без всяких дополнительных комментариев, а без подробных указаний тех условий, при которых они получены, использовать их разумный техник не может, так как они сами по себе ничего не говорят.

Надежными величинами действительно характеризующими работу котельной могут служить коэф. полезного действия ее брутто и нетто (см. формулы 106 и 105), а также "условная испарительность" (см. формулы 110 и 111) с такой же полнотой характеризующая установку, как и понятие коэф. полезного действия. (см. формулы 112 и 113).

Все остальные величины, приводимые многими исследователями для характеристики работы котельной являются без подробных пояснений к ним мало показательными, а иногда даже вводят в заблуждение техников, недостаточно владеющих этими специальными понятиями.

Проф. А. А. Надежин. Тепловой расчет котельной установки.

ПРИЛОЖЕНИЕ.

- I-VIII. Таблицы водяного пара /по W. Schüle /*
- IX. Важнейшие физические величины.
- X. Теплота сгораний некоторых тел.
- XI. Таблицы типичных топлив России /по К. В. Кирш/ **

*) Prof. Dipl.-Ing. W. Schüle. Technische Thermodynamik.

IV Aufl. Berlin 1923.

**) К. В. Кирш. Антрацит, как топливо котельных. Москва 1915.

Таблица I. Насыщенный пар от 0,02 до 25 abs кг/кв.см.

Давление Рабс кг/кв.см.	Температура $t^{\circ}C$	Удельный объем жидкости 1000-G куб/кг	Удельный об- ем сухого пара v_g куб/кг	Удельный вес сухого пара ρ_g кг/куб.см.	Энтальпия жидкости q кал/кг	Энтальпия на образование пара r кал/кг	Полная тепло- та сухого пара $q+r$ кал/кг.	Внутренняя тепло- та пара $q_{(r-g)}$ кал/кг	Внутренняя те- плота парооб- разования Q кал/кг.
0,02	17,2	1,0013	68,28	0,01465	17,2	586,0	603,2	32,0	551,0
0,04	28,6	1,0040	35,47	0,02819	28,6	580,0	608,6	33,2	546,8
0,06	35,8	1,0063	24,19	0,04134	35,7	576,2	611,9	34,0	543,2
0,08	41,15	1,0083	18,45	0,05420	41,1	573,4	614,5	34,7	538,7
0,10	45,4	1,0100	14,96	0,06631	45,3	571,4	616,7	35,3	536,1
0,15	53,6	1,0131	10,22	0,09785	53,5	566,6	620,1	36,1	530,5
0,20	59,7	1,0165	7,80	0,1282	59,6	563,1	622,7	36,6	526,5
0,25	64,6	1,0195	6,33	0,1580	64,5	560,1	624,6	37,0	523,1
0,30	68,7	1,0219	5,33	0,1876	68,6	557,9	626,5	37,5	520,4
0,35	72,3	1,0241	4,620	0,2164	72,2	555,7	627,9	37,8	517,9
0,40	75,4	1,0260	4,062	0,2462	75,3	553,9	629,2	38,1	515,8
0,45	78,2	1,0278	3,630	0,2755	78,1	552,2	630,3	38,3	513,9
0,50	80,9	1,0296	3,290	0,3039	80,8	550,4	631,2	38,5	511,9
0,60	85,45	1,0327	2,775	0,3603	85,4	547,2	632,6	39,0	508,2
0,70	89,4	1,0355	2,400	0,4167	89,4	544,6	634,0	39,3	505,3
0,80	93,0	1,0381	2,115	0,4728	93,0	542,5	635,4	39,6	502,9
0,90	96,2	1,0405	1,900	0,5263	96,2	540,6	636,8	40,0	500,6
1,00	99,1	1,0426	1,721	0,5811	99,1	538,8	637,9	40,3	498,5
1,20	104,25	1,0467	1,451	0,6892	104,3	535,7	640,0	40,7	495,0
1,40	108,7	1,0503	1,258	0,7949	108,8	532,9	641,7	41,2	491,7
1,60	112,7	1,0535	1,108	0,9025	112,8	530,4	643,2	41,6	488,8
1,80	116,3	1,0563	0,993	1,007	116,5	528,0	644,5	41,9	486,1
2,00	119,6	1,0589	0,902	1,109	119,9	525,7	645,6	42,2	483,5
2,50	126,8	1,0650	0,735	1,361	127,2	520,3	647,5	42,9	477,4
3,00	132,9	1,0705	0,619	1,615	133,4	516,1	649,5	43,4	472,7
3,50	138,2	1,0755	0,5335	1,874	138,7	512,3	651,0	43,7	468,6
4,00	142,9	1,0803	0,4710	2,123	143,8	508,7	652,5	44,1	464,6
4,50	147,2	1,0848	0,4220	2,370	148,1	505,8	653,9	44,4	461,6
5,00	151,1	1,0890	0,3823	2,616	152,0	503,2	655,2	44,7	458,5

Продолжение таблицы I.

Давление мм рт.ст. мм/мм	Температура ° C	Удельный объем жидкой фазы 1000 · δ мг/мм ³	Удельный объем сухого парца V _г куб. мм/кг	Удельный вес сухого парца γ _г кг/куб. мм	Плотность жидкой фазы ρ _ж кал/мм ³	Плотность парообразов. ρ _п кал/мм ³	Плотность жидкой фазы в сухом парце ρ _{жп} = ρ _ж · δ кал/мм ³	Плотность жидкой парообразован. ρ _{жп} · δ кал/мм ³	Плотность жидкой парообразов. ρ _{жп} · δ кал/мм ³
5,50	154,7	1,0933	0,3494	2,862	155,7	500,6	656,3	44,9	455,7
6,00	158,1	1,0973	0,3218	3,107	159,3	498,0	657,3	45,1	452,9
6,50	161,2	1,1011	0,2983	3,352	162,4	495,9	658,3	45,3	450,6
7,00	164,2	1,1049	0,2778	3,600	165,5	493,8	659,3	45,5	448,3
7,50	167,0	1,1085	0,2608	3,834	168,5	491,6	660,1	45,7	445,9
8,00	169,6	1,1119	0,2450	4,082	171,2	489,7	660,9	45,8	443,9
8,50	172,2	1,1153	0,2318	4,314	173,9	487,8	661,7	45,9	441,9
9,00	174,6	1,1186	0,2194	4,557	176,4	486,1	662,5	46,0	440,1
9,50	176,9	1,1208	0,2080	4,808	178,6	484,5	663,2	46,1	438,4
10,00	179,1	1,1246	0,1980	5,050	181,2	482,6	663,8	46,2	436,4
10,50	181,2	1,1278	0,1896	5,274	183,3	481,2	664,5	46,4	434,8
11,00	183,2	1,1308	0,1815	5,510	185,4	479,8	665,2	46,5	433,3
11,50	185,2	1,1337	0,1740	5,747	187,5	478,3	665,8	46,6	431,7
12,00	187,1	1,1364	0,1668	5,995	189,5	476,9	666,4	46,6	430,3
12,50	189,0	1,1382	0,1607	6,223	191,6	475,5	667,1	46,7	428,8
13,00	190,8	1,1419	0,1544	6,477	193,4	474,1	667,5	46,8	427,3
13,50	192,5	1,1447	0,1492	6,702	195,2	472,8	668,0	46,9	425,9
14,00	194,2	1,1474	0,1442	6,935	197,0	471,4	668,0	47,0	424,4
14,50	195,8	1,1500	0,1395	7,162	198,7	470,1	668,8	47,1	423,0
15	197,4	1,1525	0,1350	7,407	200,4	468,9	669,3	47,2	421,7
16	200,5	1,156	0,1272	7,862	203,7	466,6	670,8	47,3	419,3
17	203,4	1,163	0,1208	8,312	206,8	464,1	670,8	47,5	416,6
18	206,2	1,167	0,1140	8,772	209,8	461,8	671,6	47,6	414,2
19	208,9	1,171	0,1086	9,208	212,7	459,5	672,2	47,8	411,7
20	211,4	1,176	0,1033	9,662	215,4	457,4	672,8	47,8	409,6
21	213,9	1,180	0,0983	10,15	218,0	455,3	673,3	47,8	407,5
22	216,3	1,184	0,0942	10,62	220,6	453,3	673,9	47,9	405,4
23	218,6	1,189	0,0901	11,10	223,1	451,4	674,5	47,9	403,5
24	220,8	1,193	0,0864	11,56	225,5	449,5	675,0	47,9	401,6
25	223,0	1,197	0,0829	12,06	227,9	447,7	675,6	47,9	399,8

Таблица II. Насыщенный пар от 220° Ц

Температура t° Ц	Давление P мм кг/кв. см	Удельный об- ем пароводя- ной смеси 1000.6 литр/кг.	Удельный об- ем сухого пара v _г куб. метр/кг.	Удельный вес сухого пара γ _г кг/куб. метр	Темперта миллиград. t	Темперта па- рапообразования t	Полная тепло- та в сухом паре q+r=λ кал/кг.	Внешняя тепло- та парообразо- вания r (12-5) кал/кг.	Внутренняя теп- лота парообр. q кал/кг.
0	0,00622	1,0004	206,5	0,004843	0,00	594,8	594,8	30,4	564,4
5	0,00885	1,0000	147,1	0,006798	5,03	592,2	597,2	30,6	561,6
10	0,01152	1,0003	106,4	0,009398	10,05	598,5	599,5	31,3	558,2
15	0,0174	1,0009	77,95	0,01288	15,05	586,9	601,9	31,8	555,1
20	0,0238	1,0018	57,84	0,01730	20,05	584,3	604,3	32,3	552,0
25	0,0323	1,0029	43,33	0,02305	25,04	581,7	606,7	32,8	548,9
30	0,0433	1,0043	32,93	0,03037	30,03	579,2	609,2	33,4	545,8
35	0,0573	1,0060	25,24	0,03962	35,0	576,6	611,6	33,9	542,7
40	0,0752	1,0078	19,54	0,05118	39,9	574,0	613,9	34,4	539,6
45	0,0977	1,0098	15,28	0,06545	44,9	571,3	616,2	34,9	536,4
50	0,1258	1,0121	12,02	0,08320	49,9	568,5	618,4	35,4	533,1
55	0,1602	1,0145	9,581	0,10437	54,9	565,7	620,6	36,0	529,7
60	0,2023	1,0167	7,577	0,13026	59,9	562,9	622,8	36,5	526,4
65	0,2547	1,0198	6,200	0,16129	64,9	560,0	624,9	37,0	523,0
70	0,3175	1,0227	5,046	0,1982	69,9	557,1	627,0	37,5	519,6
75	0,3929	1,0258	4,123	0,2425	74,9	554,1	629,0	38,1	516,0
80	0,4827	1,0290	3,406	0,2936	79,9	551,1	631,0	38,6	512,5
85	0,5893	1,0324	2,835	0,3527	84,9	548,0	632,9	39,1	508,9
90	0,7148	1,0359	2,370	0,4219	89,9	545,0	634,9	39,6	505,4
95	0,8619	1,0396	1,988	0,5030	95,0	541,9	636,9	40,2	501,7
100	1,0333	1,0433	1,674	0,5974	100,0	538,7	638,7	40,7	498,0
105	1,2319	1,0473	1,420	0,7042	105,0	535,4	640,4	41,1	494,3
110	1,4608	1,0513	1,200	0,8264	110,1	532,1	642,2	41,5	490,6
115	1,7237	1,0556	1,030	0,9709	115,2	528,7	643,9	41,8	486,9
120	2,0242	1,0592	0,887	1,122	120,2	525,3	645,5	42,2	483,1
125	2,3662	1,0635	0,771	1,297	125,3	521,7	647,0	42,6	479,1
130	2,7538	1,0678	0,668	1,497	130,5	518,2	648,7	43,0	475,2
135	3,1914	1,0725	0,581	1,721	135,6	514,6	650,2	43,3	471,3
140	3,6835	1,0772	0,503	1,968	140,7	510,9	651,6	43,7	467,2
145	4,2352	1,0825	0,444	2,242	145,8	507,4	653,2	44,1	463,3

продолжение см на след. стр.

Продолжение таблицы II.

Температура $t^{\circ}C$	Давление $P_{абс}$ мм/мм	Влажный объем воздуха $V_в$ 1000.б литр/кг	Влажный объем сухого воздуха. $V_с$ куб.м/кг	Влажный объем сухого на- ра. $V_с$ куб.м/куб.м	Температура жидкости θ_1 град/град	Температура на- росформов. θ_2 град/град	Температура жидко- сти в сухом на- ре. $\theta_1 + \theta_2 = \theta$ град/град	Влажная жид- кость паров. $\theta_1 (V_в - V_с)$ град/град	Влажная жид- кость паров. θ град/град
150	4,8517	1,0878	0,3926	2,547	150,9	503,8	654,7	44,5	459,3
155	5,5373	1,0936	0,3470	2,882	156,1	500,2	656,3	44,8	455,4
160	6,2986	1,0995	0,3074	3,253	161,2	496,6	657,8	45,1	451,5
165	7,1414	1,1060	0,2725	3,670	166,4	493,0	659,4	45,4	447,6
170	8,0714	1,1124	0,2431	4,114	171,6	489,4	661,0	45,7	443,7
175	9,0937	1,1192	0,2170	4,608	176,8	485,8	662,6	46,0	439,8
180	10,215	1,1260	0,1945	5,141	182,0	482,2	664,2	46,2	436,0
185	11,443	1,1334	0,1743	5,737	187,3	478,5	665,8	46,5	432,0
190	12,785	1,1407	0,1574	6,353	192,6	474,7	667,3	46,8	427,9
195	14,246	1,1487	0,1417	7,057	197,8	470,8	668,6	47,0	423,8
200	15,834	1,1566	0,1287	7,770	203,1	467,0	670,1	47,3	419,7
205	17,56	1,165	0,1167	8,569	208,5	462,9	671,4	47,5	415,4
210	19,43	1,173	0,1059	9,443	213,8	458,8	672,6	47,7	411,1
215	21,45	1,182	0,0963	10,38	219,2	454,6	673,8	47,8	406,8
220	23,62	1,191	0,0879	10,38	224,6	450,2	674,8	48,0	402,2

Таблица III. Насыщенный пар от +10° до 50° Ц.

Температура t °Ц	Давление		Удельный объем. v_s куб.мг/ кв.см.	Удельный вес γ_s 1000. γ_s грамм/ куб.мг	Температура парообразования t °Ц	Температура в сухом паре. t °Ц
	p мм.рт. ст.	p кг/кв см				
10	9,21	0,0125	106,4	9,40	589,5	599,5
11	9,84	0,0134	99,7	10,03	589,0	600,0
12	10,52	0,0143	93,7	10,67	588,5	600,5
13	11,23	0,0153	87,9	11,33	588,0	601,0
14	11,99	0,0163	83,0	12,05	587,5	601,5
15	12,79	0,0174	77,95	12,83	586,9	601,9
16	13,64	0,0186	73,2	13,66	586,4	602,4
17	14,5	0,0197	69,0	14,49	585,9	602,9
18	15,5	0,0211	65,1	15,36	585,4	603,4
19	16,5	0,0224	61,4	16,29	584,9	603,9
20	17,5	0,0238	57,8	17,3	584,3	604,3
21	18,6	0,0254	54,5	18,3	583,8	604,8
22	19,8	0,0270	51,4	19,4	583,3	605,3
23	21,1	0,0287	48,6	20,6	582,8	605,8
24	22,4	0,0305	45,9	21,8	582,3	606,3
25	23,8	0,0324	43,4	23,0	581,7	606,7
26	25,2	0,0343	41,0	24,4	581,2	607,2
27	26,7	0,0363	38,8	25,8	580,7	607,7
28	28,3	0,0386	36,8	27,2	580,2	608,2
29	30,0	0,0408	34,8	28,7	579,7	608,7
30	31,8	0,0432	32,9	30,4	579,2	609,2
31	33,7	0,0458	31,2	32,0	578,7	609,7
32	35,7	0,0486	29,6	33,8	578,2	610,2
33	37,7	0,0513	28,0	35,7	577,7	610,7
34	39,9	0,0543	26,6	37,6	577,2	611,2
35	42,2	0,0573	25,2	39,6	576,6	611,6

продолжение см. на след. странице.

продолжение таблицы III.

Температура t °C	Давление		Удельный об'ем. v_3 куб. м/ кг.	Удельный вес. γ_3 1000-го грамм/ куб. дм	Температура парообразования t кал/кг.	Полная теп- лота в сухом паре. λ кал/кг.
	$p_{\text{вн}}$ мм. рт. ст.	p кг/ кв. см				
36	44,6	0,0606	23,9	41,8	576,1	612,1
37	47,1	0,0641	22,7	44,0	575,6	612,6
38	49,7	0,0676	21,6	46,3	575,1	613,1
39	52,5	0,0715	20,5	48,8	574,6	613,6
40	55,3	0,0752	19,5	51,2	574,0	614,0
41	58,4	0,0795	18,6	53,8	573,5	614,5
42	61,5	0,0836	17,7	56,5	572,9	614,8
43	64,8	0,0882	16,8	59,5	572,4	615,3
44	68,3	0,0930	16,0	62,5	571,8	615,7
45	71,9	0,0978	15,3	65,5	571,3	616,2
46	75,7	0,103	14,6	68,5	570,7	616,6
47	79,6	0,108	13,9	71,9	570,9	617,1
48	83,7	0,114	13,2	75,8	569,6	617,5
49	88,0,	0,120	12,6	79,4	569,1	618,0
50	92,5	0,126	12,0	83,2	568,5	618,4

Таблица IV. Плотный пар от -20° до +9° ц.

t ° ц	Давление P _{вн} мм. рт. ст.	Удельный об. ед.		t ° ц	Давление P _{вн} мм. рт. ст.	Удельный об. ед.	
		v $\frac{\text{куб. инч.}}{\text{кил.}}$	γ $\frac{\text{грамм}}{\text{куб. инч.}}$			v $\frac{\text{куб. инч.}}{\text{кил.}}$	γ $\frac{\text{грамм}}{\text{куб. инч.}}$
-20	0,960	995	1,00	-5	3,167	307	3,26
-19	1,044	920	1,09	-4	3,415	282	3,55
-18	1,135	843	1,18	-3	3,677	262	3,82
-17	1,233	782	1,28	-2	3,958	244	4,10
-16	1,338	722	1,38	-1	4,258	227	4,40
-15	1,451	667	1,50	0	4,579	211	4,74
-14	1,573	615	1,63	+1	4,921	198	5,05
-13	1,705	568	1,76	+2	5,286	185	5,41
-12	1,846	526	1,90	+3	5,675	172	5,81
-11	1,997	486	2,06	+4	6,088	161	6,21
-10	2,159	454	2,22	+5	6,528	150	6,67
-9	2,335	418	2,39	+6	6,997	141	7,09
-8	2,521	388	2,58	+7	7,494	132	7,58
-7	2,722	359	2,78	+8	8,023	123	8,13
-6	2,937	332	3,01	+9	8,584	116	8,62

Таблица V. Пасыщенный пар от 20 до 224,2 ^{град. С.} / град. Ф.

Давление p мм. рт.ст.	Температура t град. С.	Удельный объем в жидкой фазе мм. 1000· v куб. см./кг.	Удельный объем сухого пара v_g куб. см./кг.	Удельный объем сухого пара v_g куб. см./кг.	Плотность жидкости ρ кал./куб. см.	Плотность параобразов ρ кал./куб. см.	Полная эн- тальпия в су- хой фазе $q + r = \lambda$ кал./куб. см.	Энтальпия эн- тальпия параобразо- вания r кал./куб. см.	Энтальпия эн- тальпия параобразо- вания r кал./куб. см.
20	211,5	1,176	0,1035	9,6619	215,4	457	673	47,8	410
21	213,9	1,180	0,0985	10,152	218,0	455	673	41,8	407,5
22	216,3	1,184	0,0942	10,616	220,6	453	674	47,9	405
23	218,6	1,189	0,0901	11,099	223,1	451	674,5	47,9	403,5
24	220,8	1,193	0,0864	11,574	225,5	450	675	47,9	402
25	223,0	1,197	0,0829	12,063	227,9	448	676	47,9	400
26	225,1	1,201	0,0799	12,546	230,1	446	676	47,9	398
27	227,1	1,205	0,0771	12,970	232,3	444,5	677	48,0	396
28	229,1	1,209	0,0744	13,441	234,5	443	677	48,0	395
29	231,0	1,213	0,0719	13,908	236,5	441	678	48,0	393
30	232,9	1,216	0,0696	14,368	238,6	439	678	48,0	391
32	236,5	1,223	0,0653	15,314	242,5	436	679	48,0	388
34	239,9	1,230	0,0615	16,260	246,2	433	679	48,0	385
36	243,1	1,236	0,0582	17,182	249,8	429,5	679	48,0	381,5
38	246,3	1,243	0,0552	18,116	253,3	426	679	48,0	378
40	249,3	1,250	0,0524	19,084	257,0	422,5	680	48,0	374,5
42	252,2	1,256	0,0499	20,040	260,0	419,5	680	47,9	372
44	255,0	1,262	0,0476	21,008	263,0	416,5	680	47,8	36,9
46	257,7	1,269	0,0456	21,930	266,0	413,5	680	47,7	366
48	260,3	1,275	0,0435	22,938	268,9	410,5	679	47,5	363
50	262,8	1,281	0,0416	24,038	271,8	407,5	679	47,3	360
55	268,8	1,295	0,0377	26,525	279,0	400	679	46,9	353
60	274,5	1,309	0,0346	28,902	285,3	392	677	46,6	345
65	279,7	1,323	0,0316	31,646	291,0	334	675	46,0	338
70	284,7	1,336	0,0290	34,483	297,0	376	673	45,3	331
75	289,4	1,349	0,0267	37,453	302,0	368	670	44,5	323,5
80	293,8	1,362	0,0247	40,486	307,6	360	668	43,7	316

продолжение см. на след. странице

продолжение таблицы V.

Давление	Температура.	Удельный объем сухого пара.	Удельный объем сухого пара.	Удельный вес сухого пара.	Температура влажности.	Температура парособразов.	Полная теплота в сухом паре.	Внешняя теплота парособраз.	Внутренняя теплота на парособраз.
$P_{\text{абс}}$ кг/кв.см	t °C	$v_{\text{г}}$ 1000·б м ³ /кг.	$v_{\text{с}}$ куб.м/кг.	$\delta_{\text{с}}$ кг/куб.м.	θ кал/куб.м.	τ кал/кг.	$q + \tau = r$ кал/кг.	$q_{\text{в}}(v_{\text{г}} - v_{\text{с}})$ кал/кг.	$q_{\text{в}}$ кал/кг.
85	298,0	1,373	0,0230	43,478	312,6	352	665	43,0	309
90	302,1	1,388	0,0215	46,512	316,7	344	661	42,3	302
95	306,0	1,403	0,0202	49,505	321,0	336	657,5	41,8	293
100	309,7	1,418	0,0189	52,910	326,4	328	654	41,0	287
110	316,7	1,446	0,0168	59,524	335,6	312	648	39,6	272
120	323,3	1,480	0,0150	66,67	344,6	296	640	38,0	258
130	329,5	1,520	0,0133	75,19	354,0	279	633	36,1	243
140	335,3	1,556	0,0118	84,74	363,6	261	625	33,7	228
150	340,7	1,592	0,0106	94,34	373,8	244	618	31,6	212
160	345,9	1,631	0,0095	105,3	383,6	226	610	29,5	196,5
170	350,9	1,680	0,0085	117,6	393,4	207	601	27,2	180
180	355,6	1,730	0,0076	131,6	403,2	188	591	24,8	163
190	360,2	1,790	0,0067	149,2	414,0	168	582	21,8	146
200	364,4	1,880	0,0059	169,5	425,8	146	572	18,8	127
210	368,5	2,00	0,00507	197,2	441,4	117	558	15,1	102
220	372,4	2,28,	0,00403	248,1	464,0	69	533	9,0	60
224	374,0	2,90	0,00290	344,8	499,3	0	499	0,0	0

Таблица VI. Насыщенный пар от 200 до 374°.

Температура. t ° C	Давление P мм. рт.ст.	Удельный объем объем паров в куб. см. v литры/кг.	Удельный об- ем сухого па- ра v_0 куб. м/кг.	Удельный вес сухого пара. ρ_0 кг/куб. м	Температа нужности α кал/кг	Температа парообразования β кал/кг	Полная теп- лота сухого пара. $q + \beta v$ кал/кг.	Внутренняя теплота парооб- ра. $\beta(v_0 - v)$ кал/кг.	Внутренняя теплота па- рообразования. β кал/кг.
200	15,84	1,157	0,1287	7,7700	203,1	467	670	47,3	420
205	17,56	1,165	0,1107	8,5690	208,5	463	671	47,5	415,5
210	19,43	1,173	0,1059	9,4428	213,8	459	673	47,7	411
215	21,45	1,182	0,0963	10,384	219,2	455	674	47,8	407
220	23,62	1,191	0,0879	11,377	224,6	451	675	48,0	403
225	25,97	1,201	0,0801	12,484	230,0	446	676	48,0	398
230	28,48	1,211	0,07306	13,687	235,5	442	677,5	48,0	394
235	31,18	1,221	0,06705	14,914	240,8	437	678	48,0	389
240	34,08	1,232	0,0614,0	16,287	246,3	433	679	48,0	385
245	37,17	1,242	0,05650	17,299	251,8	428	680	48,0	380
250	40,48	1,253	0,0519	19,268	257,3	422,5	680	48,0	374,5
255	44,00	1,263	0,0477	20,964	262,9	417	680	47,8	369
260	47,76	1,275	0,0436	22,936	268,4	411	679	47,5	363,5
265	51,75	1,286	0,0402	24,876	273,9	404	678	47,1	357
270	55,99	1,298	0,0370	27,027	279,5	398	677,5	46,8	351
275	60,50	1,311	0,0342	29,240	285,2	391	676	46,6	344
280	65,27	1,325	0,0314	31,847	290,9	383	674	46,0	337
285	70,34	1,340	0,0289	34,602	296,5	375	672	45,3	330
290	75,71	1,356	0,0269	37,879	302,3	366	669	44,4	322
295	81,39	1,371	0,0244	40,984	308,1	357	665	43,8	313
300	87,41	1,387	0,0224	44,643	314,0	347	661	42,9	304
305	93,74	1,403	0,0205	48,780	320,2	337	657	41,9	295
310	100,42	1,416	0,0188	53,191	326,3	327	653	40,8	286
315	107,46	1,436	0,0173	57,803	333,5	316	649,5	40,0	276
320	114,86	1,457	0,0159	62,893	340,3	304	644	38,9	265

продолжение см. на след. странице

продолжение таблицы VI.

Температура t $^{\circ}\text{C}$	Давление P_{abs} кг/кв.см	Удельный объем жид- кости. 1000· δ штр/кв.	Удельный объем сухого пара. ν_s куб.мг/кг	Удельный вес сухого пара ρ_s мг/куб.мг	Плотность жидкости ρ кал/кв.	Плотность парообраз. ρ кал/кв.	Температура ген- ерации сухого пара $\theta + z = \lambda$ кал/кв.	Удельная ген- ерация пара $\theta(\nu_s - \delta)$ кал/кг	Внутренняя теплота на парообраз. Q кал/кв.
325	122,66	1,435	0,0145	63,9 6	347,6	291	639	37,3	254
330	130,89	1,515	0,0131	76,33	355,1	277	632	35,6	241
335	139,51	1,550	0,01195	83,68	363,0	262	628	34,0	228
340	148,60	1,585	0,01075	93,02	372,6	246	619	31,9	214
345	158,1	1,622	0,00972	102,9	381,8	228	610	29,8	198
350	168,1	1,667	0,00870	114,9	391,4	210	601	27,7	182
355	178,6	1,712	0,00770	129,9	401,8	191	593	25,0	166
360	189,6	1,793	0,00667	149,9	413,4	168	581	21,8	146
365	201,3	1,891	0,00581	172,1	426,3	143	569	18,5	124
368	208,7	1,980	0,00520	163,4	437,7	122	560	15,8	106
370	213,7	2,061	0,00674	211,0	447,1	103	550	13,4	90
372	218,9	2,205	0,00420	238,1	459,5	79	538	10,2	69
374	224,2	2,300	0,00290	344,8	499,3	0	499	0,0	0

Таблица VII. Средние удельные теплоемкости между температурами насыщенного и перегретого пара (до 550° C), при давлениях от 0,5 до 30 абс атм. [Ккал/кгсС]
по О. Knoblauch и E. Raisch.

$P = \text{абс атм}$	0,5	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
$t_s = ^\circ\text{C}$	80,9	99,1	119,6	142,9	158,1	169,6	179,1	187,1	194,1	200,4	206,1	211,4	216,2	220,8	225,0	229,0	232,8
$t = t_s$	0,479	0,486	0,499	0,525	0,551	0,578	0,605	0,633	0,663	0,694	0,726	0,759	0,794	0,829	0,865	0,902	0,940
$t = 120^\circ$	473	481															
140°	471	478	494														
160°	469	476	490	517													
180°	468	474	487	512	538	569											
200°	467	473	485	507	530	556	584	615	653								
220°	467	473	483	503	524	546	570	596	625	657	692	733	779				
240°	467	472	482	500	519	539	559	581	605	631	659	689	722	758	799	844	893
260°	467	472	481	497	515	533	551	570	590	611	635	658	684	712	742	772	806
280°	468	472	480	496	512	527	544	562	579	597	617	636	658	680	703	727	754
300°	469	473	480	495	510	524	539	555	570	585	603	619	638	656	675	695	714
320°	470	473	480	494	508	521	535	548	563	577	592	607	622	638	654	670	686
340°	470	474	481	493	507	518	532	545	557	570	583	597	610	623	637	651	665
360°	471	474	481	494	506	516	529	540	552	565	576	588	600	612	624	635	648
380°	472	475	482	494	505	515	527	538	548	560	570	581					

продолжение см. на след. странице.

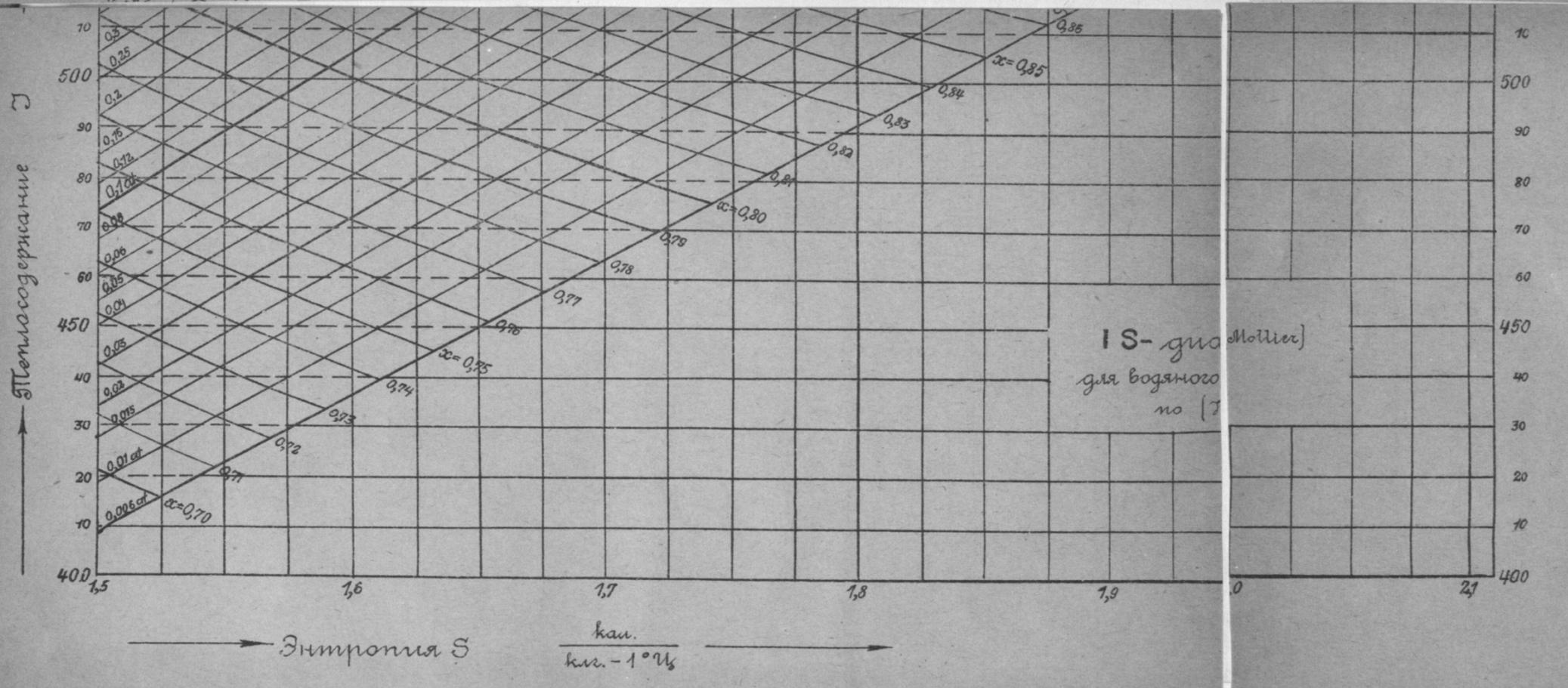
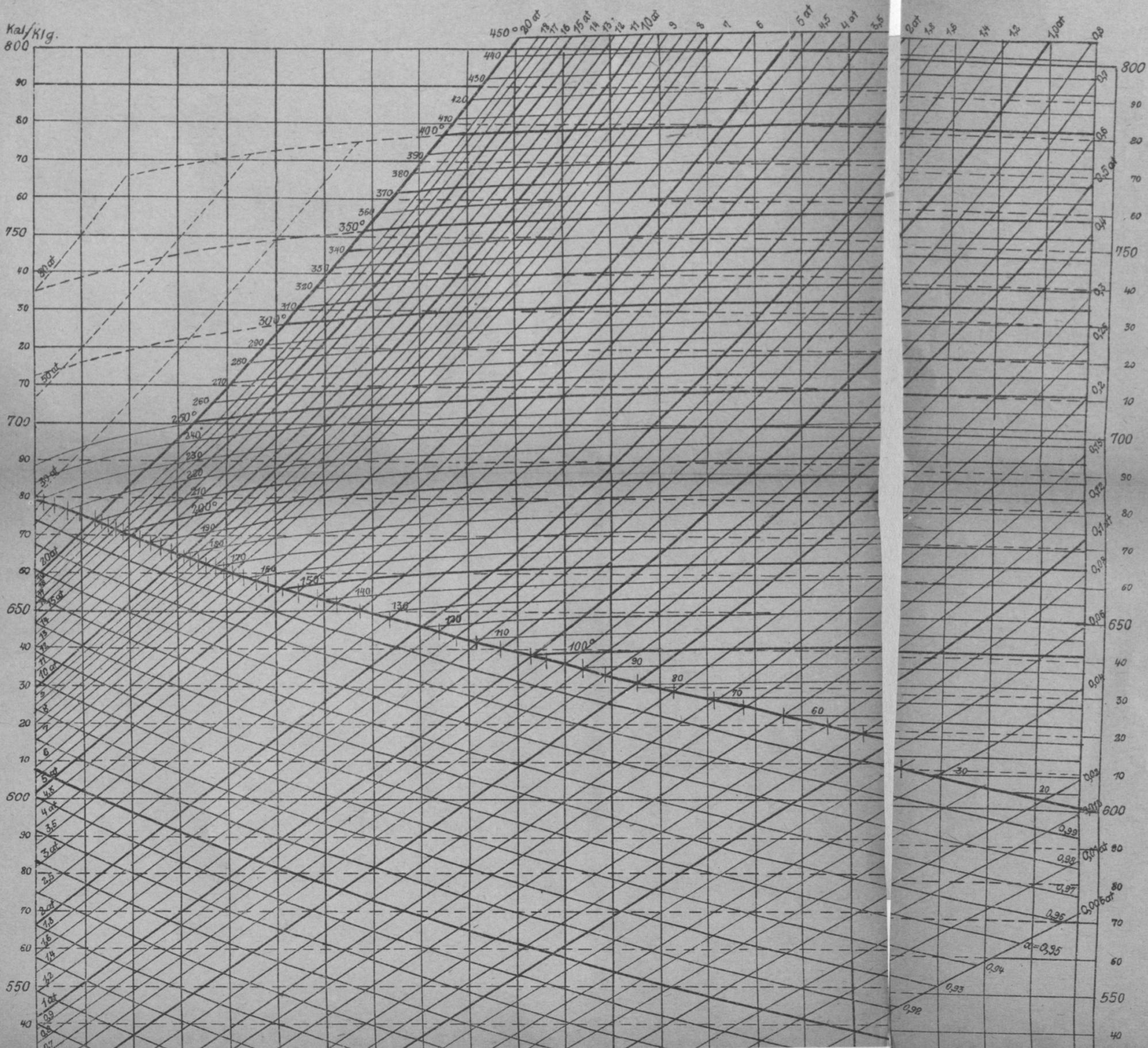


Таблица IX. Важнейшие физические величины для газов.

Наименование *)	Химический знак	число атомов.	Молекулярный вес	Газовая постоянная	Абсолютный объем при 0° и давлении 760 мм рт. ст.		Плотность по отношению к воздуху.
					$V_0 = \frac{22,4}{m}$ куб. мтр кол.	$\delta_0 = \frac{m}{22,4}$ куб. мтр кол.	
Азот	N ₂	2	28,02	30,26	0,7991	1,2514	0,968
Азот с аргоном (атмосферный азот)	—	—	(28,22)	30,11	0,796	1,257	0,972
Водород	H ₂	2	2,016	420,6	11,13	0,0899	0,0695
Воздух	—	—	(28,968)	29,273	0,772	1,293	1,000
Кислород	O ₂	2	32	26,50	0,6997	1,4292	1,1055
Метан (бытовой газ)	CH ₄	5	16,032	52,89	1,395	0,7168	0,5545
Оксид углерода	CO	2	30,01	28,24	0,7463	1,340	1,0367
Двуокись углерода (углекислота)	CO ₂	3	44,00	19,27	0,5059	1,9768	1,5291
Сернистый ангидрид	SO ₂	3	64,07	13,24	0,3417	2,9266	2,2638
Водяной пар (охлажденный и при очень малых давлениях).	H ₂ O	3	18,016	47,07	1,24	0,806	0,623

Молекулярный вес углерода (C) равен 12
 " " " серы (S) " 32

Состав сухого воздуха	объемный	весовой
Азот (с аргоном)	79,04% или кругло 79%	76,8% или кругло 77%
Кислород	20,96% " 21%	23,2% " 23%
Итого	100%	100%

*) См. У. М. Ганцбургский. Справочные таблицы по тепловой технике. Киев 1916 год 51 стр.

Таблица X. Теплота сгорания некоторых тел.

Наименование горючего.	Количество горючего.	Сформула сгорания.	Физическое состояние при сгорании.	Количество тепла выделенного при сгорании.
Углерод	1 кг.	$C + O_2 = CO_2$	газообразное	8100
Углерод	" "	$C + \frac{1}{2} O_2 = CO$	"	2430
Водород	" "	$H_2 + \frac{1}{2} O_2 = H_2O$	"	29030
Водород	" "	$H_2 + \frac{1}{2} O_2 = H_2O$	жидкое	34400
Сера	" "	$S + O_2 = SO_2$	газообразное	2165
Окись углерода	" "	$CO + \frac{1}{2} O_2 = CO_2$	"	2430
Окись углерода	1 куб. дм.	$CO + \frac{1}{2} O_2 = CO_2$	газообразное	3060
Водород	" "	$H_2 + \frac{1}{2} O_2 = H_2O$	"	2610
Водород	" "	$H_2 + \frac{1}{2} O_2 = H_2O$	жидкое	3090
Метан	" "	$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$	газообразное	8600
Этилен	" "	$C_2H_4 + 3O_2 = 2CO_2 + 2H_2O$	"	14480
Ацетилен	" "	$C_2H_2 + \frac{5}{2} O_2 = 2CO_2 + H_2O$	"	16640
Сернистый водород	" "	$H_2S + 2O_2 = SO_2 + H_2O$	"	5510

Таблица XI. Типичные топлива России (по К. В. Курчи).

Топливо			содержание в % веса органич. части.				содержание азота в %	Низшая теплотворн. в кал/кг.		Хорошее рабочее топливо данного типа содержит.				
			C %	H %	O+H ² %	$\frac{H}{C}$		Q _{ниж}	Q _{раб}	W %	A %	S %	S+W+H ² %	
Клетчатка C ₆ H ₁₀ O ₅			44,4	6,2	49,4	0,14	-%	3870	-	-	-	-	-	
Дерево.			50,0	6,0	44	0,12	~75	4440	3100	25	1	0	26	
Площар	малодой (моховой)		53,0	6,0	41,0	0,113	75	4700	3100	25	5	0	30	
	хороший беровой		58,0	6,0	36,0	0,107	70	5200	3500	25	5	0	30	
Бурый уголь			69	5,8	25,2	0,083	~50	6350	2000	60	3	0	63	
Донецкий бассейн.	Каменные угли.	Листанский	80	5,7	14,3	0,072	42	7800	6700	5	5	2	12	
		Галубовский	82,3	5,6	12,6	0,067	35	7700	6800	5	5	2	12	
		Алмазный	87	5,0	8,0	0,057	25	8100	7100	5	5	2	12	
		Смоляниновский	90	5,0	5,0	0,050	15	8500	7450	5	5	2	12	
		Площар угли	93,2	3,8	3,0	0,041	10	8550	7550	5	5	2	12	
	Антрациты	"Великан"	94	3,8	2,2	0,040	8	8480	7480	5	5	2	12	
		Более горючий (хрустальский)	95	2,5	2,5	0,026	5	8350	7300	5	5	2	12	
		Менее горючий (Фрунзевский, Власовский и др.)	97,5	1,5	1,0	0,016	3	8200	7200	5	5	2	12	
	Дондровский каменный уголь.			77	6,0	17,0	0,077	40	7200	6300	6	6	1	13

продолжение см. на след. странице.

Продолжение таблицы XI.

Топливо		Содержание в % веса органич. части.				горючие ве- тушие ве- щества.	Низшая теплота изводит. в кал/кил.		Хорошее рабочее топливо данного типа содержит			
		C %	H %	O+af %	H C		Q _{пр.}	Q _{раб.}	W %	A %	S %	W+A+S %
Подмосковный каменноуголь- ный бассейн	Журной уголь	75,4	5,4	19,2	0,079	45%	7100	3400	32	15	3	50
	Богхед	76,5	8,5	15,0	0,112	70-80	8000	5950	12	10	3	25
Урал	Ашанинский уг. (Средн. Ур.)	75,0	4,8	20,2	0,064	40	6800	4500	16	15	1,5	32,5
	Кизеловский уг. (Северн. Ур.)	88,0	4,9	7,1	0,05	25	8200	6000	6	18	4	28
	Егоршинский антрацит	92,5	3,5	4,0	0,038	9	8200	6700	5	12,5	0,5	18
Сибирь Кузнец- кий бас- сейн.	Калочинский	84	5,5	10,5	0,066	35	8050	7070	6,5	4,5	1	12
	Кемеровский	87	5,1	7,9	0,057	25	8230	7000	6,0	8,5	0,5	15
	Судженский	90,8	4,4	4,8	0,049	14	8460	7000	8,0	8,5	0,5	17
Англия	Поркширский	84,5	5,3	10,2	0,063	35	7900	6600	6,0	8	2	16
	Гардигр	92	4,5	3,5	0,049	14	8500	7650	5	4	1	10
Нефтяные остатки Баку		86,5	12,5	1	0,144	70-80	10000	10000	0	0	0	0

Примечание. При пользовании этой таблицей надо иметь в виду, что в настоящее время содержание баласта $W = W + A + S$ значительно возросло. А. Н.

О Г Л А В Л Е Н И Е.

	Стр.
ПРЕДИСЛОВИЕ.	1.
I. ВВЕДЕНИЕ.	3.
II. Основное уравнение теплосового баланса котельной установки.	5.
III. Исходные данные для расчета.	14.
IV. Потеря в окружающую среду.	14.
У. Потеря от механической неполноты сгорания топлива	16.
VI. Потеря от химической неполноты сгорания топлива.	17.
VII. Состав дымовых газов	19.
VIII. Объем газов, полученных при сгорании 1 кг. топ- лива.	22.
IX. Потеря с отходящими газами, нагретыми до темпера- туры T °C	24.
X. Коэффициент полезного действия котельной	26.
XI. Выбор температуры уходящих газов	28.
XII. Определение температуры точки росы	29.
XIII. Теоретическая температура горения.	31.
XIV. Температура в топке.	34.
XV. Определение величины поверхности нагрева первого хода.	39.
XVI. Определение часового расхода топлива	43.
XVII. Определение поверхности нагрева пароперегревателя.	45.
XVIII. Определение поверхности нагрева последующих хо- дов котла.	48.
XIX. Определение поверхности нагрева экономайзера	50.
XX. Предварительный подогрев воды в водоподогревателе и его поверхность нагрева.	54.
XXI. К подсчету тяги.	56.
XXII. Величины характеризующие работу котельной.	62.

П Р И Л О Ж Е Н И Я.

Табл. I	Насыщенный пар от 0,02 до 25 абс. см / кв. см.....	69
II	Насыщенный пар от 0° до 220° Ц.....	71
III	Насыщенный пар от 10° до 50° Ц.....	73
IV	Насыщенный пар от -20 до 9° Ц.....	75
V	Насыщенный пар от 20 до 224,2 км/см.....	76
VI	Насыщенный пар от 200° до 374° Ц.	78
VII	Средние удельные теплоемкости между температурами насыщенного и перегретого пара (до 550° Ц) при давлениях от 0,5 до 30 атм. абс.....	80
VIII	Д-2 диаграмма для водяного пара	82
IX	Важнейшие физические величины для газов.....	83
X	Теплота сгорания некоторых тел.....	84
XI	Типичные топлива России.....	85

СКЛАД ИЗДАНИЙ

МОСКВА, ТВЕРСКАЯ Д. 37 КНИЖНЫЙ МАГАЗИН „МАКИЗ”

ПЕТРОГРАД, ЗАГОРОДНЫЙ ПР. Д. 27 КНИЖНЫЙ МАГАЗИН „ПУТЬ”

ЖЛ

3678

343