6П2.21
П 24
УДК 621.181.6.001.24:662.6

WWW.JANKO.FRONT.RU

Яков Львович ПЕККЕР
ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ПО ПРИВЕДЕННЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ ТОПЛИВА

Редактор В. В. Мурзаков
Редактор издательства М. И. Кузнецова
Переплет художника Н. Т. Ярешко
Художественный редактор Т. Н. Хромова
Технический редактор Л. А. Молодцова
Корректор М. Г. Гулина
ИБ № 225

Сдано в набор 22 XI 1976 г. Подписано к печати 4 III 1977 г. Т-02672
Формат 70×108/16 Бумага типографская № 1
Усл. печ. л. 20,8 Уч.-изд. л. 20,74
Тираж 7100 экз. Зак. 896 Цена 1 р. 48 к.

Издательство «Энергия». Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10.

Московская типография № 10 Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10.

Пеккер Я. Л.

П 24 Теплотехнические расчеты по приведенным характеристикам топлива (обобщенные методы). М., «Энергия», 1977.

256 с. с ил.

В монографии изложена методика расчетов топливоиспользования, основанная на приведенных характеристиках. Даны и другие обобщенные методы теплотехнических расчетов.

Рассмотрены элементарные основы погрешностей измерений и рациональной точности вычислений. Освещены методы определения избытка воздуха в продуктах сгорания, контроль анализа дымовых газов, сушка топлива на складе и паровая разомкнутая сушка, диссоциация и рециркуляция продуктов сгорания, вопросы, относящиеся к аэродинамическим расчетам, и др.

Первое издание книги вышло в 1966 г. Второе издание дополнено главами о тепловом расчете парогенератора и об анализе его рабочих процессов.

Книга рассчитана на инженеров, работающих в области наладки, исследования, эксплуатации и проектирования парогенераторов, а также на студентов энергетических институтов и техникумов.

П $\frac{30302\text{-}268}{051(01)\text{-}76}$ 206-76 6П2.21

© Издательство «Энергия», 1977 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

На территории Советского Союза представлены самые различные органические топлива. Велико многообразие сортов и видов топлив. Понятно, что наша промышленность особенно нуждается в прогрессивных методах расчета эффективности топливоиспользования, которые позволили бы определить любой вид и качество топлива по возможности унифицированно, с достаточно высокой точностью, с минимальными затратами времени и средств.

Такие методы теплотехнических расчетов созданы в нашей стране: метод приведенных характеристик топлива, основоположником которого является проф. С. Я. Корницкий [Л. 1—4] и обобщенный метод проф. М. Б. Равича [Л. 5 и 6]. Первый метод больше отвечает требованиям крупной энергетики, а второй — требованиям промышленных установок, работающих на специфических, преимущественно жидких и газообразных, топливах.

Система приведенных характеристик топлива обладает большими возможностями для обобщений, а также для упрощения и достижения высокой точности расчетов. Еще в первом издании нашей монографии [Л. 9] этот метод был посильно развит. Усовершенствованы существующие, а также заново разработаны методики целого ряда расчетов: объемов воздуха и продуктов сгорания; обобщенных I, t-диаграмм; избытков воздуха и потерь тепла в парогенераторе; влияния зольности топлива; эксплуатационного учета качества углей; водяных эквивалентов; плотности дымовых газов; нагрева газа в тягодутьевых машинах; удельного расхода энергии на тягу и дутье; разомкнутой паровой сушки углей и др. Кроме того, дополнены и обновлены табличные данные с цифровыми значениями коэффициентов для расчета объемов, состава и энтальпий продуктов сгорания различных топлив.

В настоящем, втором издании монографии расширена область новых, обобщенных определений. Рассмотрены смеси топлив. Больше внимания уделено переводу теплового расчета парогенераторов на приведенные характеристики топлива. Дана методика расчета балансовых температур по газовому тракту парогенераторов. Расчет основной потери тепла в парогенераторе — потери тепла с уходящими газами — представлен полнее: учтены различные условия предварительного подогрева воздуха; рекомендована методика для определения представительной температуры холодного воздуха; показано значительное снижение экономичности парогенераторов в зимнее время, по сравнению с летним. Дано аналитическое решение для зависимости тепловой рабо-

ты воздухоподогревателя от температуры воздуха перед ним. Рассмотрен в принципе расчет тепловой работы топки в зависимости от рециркуляции газов. Учтены топлива, вошедшие в последнее издание нормативного метода расчета парогенераторов [Л. 7].

Поскольку в монографии рассмотрены новые методы расчета топливоиспользования, большое значение приобретает правильный выбор необходимой степени точности как для расчетов, так и для измерений. В связи с этим во второе издание монографии включена небольшая глава, посвященная элементарным основам теории погрешностей, в которой рассмотрены рациональные требования к точности измерений и вычислений.

Автор в своей практике часто встречал молодых инженеров и студентов-дипломников, которые не знали методов обобщенных теплотехнических расчетов. Недостаточно уделяется внимания этим методам в учебниках и в учебных программах наших институтов, что бесспорно является существенным упущением в деле подготовки молодых специалистов. Причиной этого отчасти является недостаток специализированной литературы. Учитывая это, автор постарался включить в монографию разъяснение сущности методики и наиболее важных ее зависимостей. В отдельных случаях попутно дан анализ некоторых экспериментальных зависимостей, не всегда правильно трактующихся. Автор надеется, что эти сведения окажутся полезными широкому кругу читателей для дальнейшего усовершенствования обобщенных методов теплотехнических расчетов.

В связи с распространенным мнением, что упрощенная методика расчетов связана всегда с неточностью и приближенностью, что неправильно и противоречит сущности метода приведенных характеристик топлива, во втором издании монографии, по совету академика М. А. Стыриковича, использовано другое название работы: обобщенная методика расчетов.

Монография рассчитана на широкий круг теплоэнергетиков — наладчиков, исследователей, эксплуатационников и проектантов, а также на студентов энергетических институтов и техникумов.

Автор выражает глубокую благодарность рецензенту, канд. техн. наук, старшему научному сотруднику Э. С. Карасиной и редактору, канд. техн. наук, доценту В. В. Мурзакову за ценные советы, а также весьма признателен инженерам В. Ф. Иванову, Е. А. Молочкову, В. Н. Ойвину и В. В. Солнцеву за техническую помощь.

Автор

ВВЕДЕНИЕ

Быстрое развитие теплоэнергетики в нашей стране сопровождается серьезными изменениями топливного баланса и качества сжигаемых топлив. Используются угли, различающиеся нестабильностью состава. Открываются новые месторождения углей, нефти и газа. В эксплуатации, при испытаниях и реконструкциях котлоагрегатов все чаще применяются топлива, значительно отличающиеся от топлива усредненного состава, а также смеси различных топлив. В связи с этим обобщенные методы теплотехнических расчетов на основе приведенных характеристик топлива представляют большой интерес, так как обычные расчеты (по табличным данным для топлив усредненного состава) при этих условиях будут трудоемкими из-за необходимости громоздких пересчетов. Большое преимущество методики приведенных характеристик заключается не только в упрощении расчета, но и в резком сокращении количества потребных исходных данных по топливу. Так, для расчетов по этой методике достаточно знания сорта и приведенной влажности топлива (т. е. рабочей влажности и низшей теплоты сгорания). Кроме того, эта методика намного облегчает расчеты по использованию смеси топлива, благодаря тому что все обобщенные константы сравнительно мало отличаются друг от друга и отнесены к теплу топлива, а не к его массе. С каждым новым изданием нормативного метода расчета парогенераторов растет число рассмотренных энергетических топлив. В последнем издании их 145 [Л. 7]. При этом данные по топливам усреднены. Например, дается одно топливо на сорт или месторождение. Понятно, что эти данные не могут отобразить разнообразие изменений рабочего состава реального топлива.

Между тем для методики расчетов по приведенным характеристикам топлива достаточно примерно 10 «опорных» топлив для охвата подавляющего большинства всех известных и будущих новых энергетических топлив, притом любого качества их.

Фундаментальные работы С. Я. Корницкого по приведенным характеристикам топлива были изданы около 35 лет тому назад [Л. 1—4]. За это время добавилось много новых сортов энергетических топлив и уточнены теплоемкости газов. Тем не менее таблицы с цифровыми коэффициентами для всех видов энергетических топлив, разработанные С. Я. Корницким и его сотрудниками во ВТИ, не потеряли своей ценности до последнего времени. Они включены и в настоящую монографию. Цифровые значения коэффициентов, приведенные в обновленных таблицах и отражающие уточненные данные по составу топлив и теплоемкостям газов, сравнительно мало отличаются от ранее приведенных. Для большинства топлив расхождения не превышают $\pm 1\%$. Этот факт весьма показателен. Расчетные коэффициенты приведенных характеристик топлива выдержали длительное испытание временем, тогда

как табличные данные о топливе, получаемые на основе обычной методики расчетов, быстро «стареют».

Методика расчетов по приведенным характеристикам топлива позволяет упростить теплотехнические расчеты, облегчить их унификацию и намного расширить возможности анализа и обобщения результатов.

Рассмотрим вопрос о наглядности расчета. Для анализа, понимания и обобщений рабочих процессов важно видеть в цифрах расчета существо дела. Студенты и молодые инженеры легко усваивают пределы рабочих температур, давлений, скоростей и коэффициентов теплопередачи. Но когда они сталкиваются с такими определяющими параметрами расчета, как тепловосприятия элементов агрегата, энтальпии воздуха и продуктов сгорания, то наглядность цифр исчезает. Объясняется это тем, что эти величины в обычной методике расчета отнесены к 1 кг ($м^3$) топлива, а теплота сгорания топлива широко колеблется: примерно от 8000 до 40 000 кДж/кг (2000—10 000 ккал/кг). Наоборот, по приведенным характеристикам все эти величины очень наглядны. Они безразмерные — показывают долю тепла топлива. Для серийных парогенераторов эти величины приобретают стабильность для каждого элемента агрегата — они мало зависят от сорта и вида сжигаемого топлива. Наряду с наглядностью упрощается очень важная сторона расчетов — их обобщение. Многие расчеты парогенератора на различные топлива становятся просто излишними. Приведем один пример. В нормативном методе приведены подробные табличные данные по составу, объемам и энтальпиям для 44 природных и попутных газов [Л. 7]. Предусмотрена возможность теплового расчета парогенератора для каждого из этих топлив. В действительности же достаточен расчет лишь на одно любое из этих топлив. При расчете парогенератора на другие газы изменятся лишь расходы топлива. В этом объективно убеждает нас высокая стабильность обобщенных констант для всех этих 44 топлив (табл. 3-7 и 4-10).

Уже на данной стадии развития метода приведенных характеристик топлива целесообразно широкое внедрение его в практику инженерных и учебных расчетов. Для этой цели уместно в новых изданиях нормативных методов теплового и аэродинамического расчетов парогенераторов построить определения всех балансовых соотношений и величин, связанных с топливом, на основе приведенных характеристик. Это изменение явится серьезным шагом на пути обобщения громоздких расчетов теплообмена в современных парогенераторах. При этом для каждого определенного элемента однотипных парогенераторов при широком разнообразии сжигаемых топлив сравнительно мало будут различаться не только скорости газов, коэффициенты теплопередачи и температуры газов, как это имеет место при обычных методах расчета, но и все другие основные параметры и величины теплового расчета: объемы воздуха и продуктов сгорания, энтальпии газов и тепловосприятия поверхностей нагрева. Как известно, эти параметры и величины при обычных методах расчета и разнообразных топливах так же сильно различаются, как и величины $Q^{р}_{н}$. При расчетах по приведенным характеристикам все эти параметры и величины мало изменяются. Важно, что эти небольшие изменения приведенных объемов и энтальпий в зависимости от вида и качества топлива наглядно характеризуют топливо. Так, например, более влажные топлива (или более зольные при неизменной рабочей влажности) будут иметь большие значения приведенных объемов и энтальпий (обычно в небольших пределах: 100—115%), тогда как при обычных расчетах удельные объемы и энтальпии для таких топлив резко уменьшаются (нередко в 2—3 раза).

Показательно, что сумма приведенных тепловосприятий всех элементов котлоагрегата, работающих под давлением без учета тепловосприятия воздухоподогревателя) для любых, самых разнообразных топлив очень мало различается и равна (§ 6-9):

$$\Sigma Q^{п}_{i} \approx 1 \cdot \eta_{пг},$$

где $\eta_{пг}$ — к. п. д., %.

Широкому внедрению обобщенных методов расчета в науку, промышленность и учебные программы вузов препятствует необоснованное мнение о их недостаточной точности. Между тем обычный, классический метод и метод обобщенный — по приведенным характеристикам топлива — при правильности исходных величин практически равноценны по точности. Принципиальная разница между ними заключается в том, что классический метод основан на знании элементарного (или химического) состава топлива и что все его расчетные величины отнесены к 1 кг($м^3$) топлива, а метод приведенных характеристик топлива основан на обобщенных константах, отнесенных к теплоте сгорания топлива. Константы вытекают из замечательной закономерности природы (правила Вельтера — Бертье), линейно связывающей важные явления химии горения и физики рабочих процессов (§ 1-2), а также из обширного, научно обоснованного статистического материала. В итоге для расчетов по приведенным характеристикам топлива достаточны лишь минимальные сведения о топливе: сорт (вид) и его приведенная влажность.

Есть еще важная и принципиальная разница между обоими методами, касающаяся погрешностей. Если погрешность допущена, то в результате расчета, произведенного по классическому методу, ее трудно обнаружить. Можно сказать, что она остается скрытой. Например погрешности возникают из-за несоответствия теплоты сгорания и состава топлива. Приводят они ко многим несоответствиям и, в том числе к несоответствию между расходами топлива и дымовых газов. Подобные погрешности нередко попадают в нормативные и справочные издания (табл. 3-4 и 3-5), остаются скрытыми и поступают в промышленность. Величина их достигает 7—12% (§ 3-8,*б*).

При обычных методах расчета и самых точных определениях удельных объемов и энтальпий по элементарному или химическому составу топлива возможны ошибки за счет несоответствия между теплотой сгорания и составом топлива. Если эти несоответствия находятся в пределах, соответствующих допустимым расхождениям между результатами определения $Q^{г}_{н}$ по формуле Менделеева и в бомбе (они составляют примерно $\pm 2 \div 3\%$), то выявить их, пользуясь обычной методикой, невозможно. В этих случаях ошибка в определениях расходных и балансовых величин (объемы, тепловосприятия), а также ряда важных параметров теплового расчета (скорости газов, теоретической температуры горения и др.) скрыта и будет находиться примерно в тех же пределах ($\pm 2 \div 3\%$).

В отличие от классического метода такие погрешности в методе приведенных характеристик легко обнаруживаются. Более того, существенные погрешности невозможны вследствие стабильности обобщенных констант. Если погрешности равны либо превышают 2—3%, то это «бросается в глаза». Благодаря этому с помощью метода приведенных

характеристик топлива и были обнаружены упомянутые погрешности, вкравшиеся в нормативный метод (§ 3-8). Обычно погрешность приведенных характеристик топлива находится в пределах 0—1% (§ 3-8). Такая точность расчетов, присущая как методу приведенных характеристик, так и классическому методу, вполне достаточна. Действительно, более высокая точность, не является необходимой, поскольку экспериментальные показатели работы парогенераторов (потери тепла, коэффициенты теплопередачи, расходы газов, потоки тепла и др.) определяются со значительно более высокими относительными погрешностями. Кстати, в системе приведенных характеристик топлива погрешности из-за несоответствия теплоты сгорания и состава топлива невозможны еще потому, что все исходные и итоговые определения отнесены непосредственно к теплу топлива (масса топлива не участвует). Что же касается погрешностей исходных характеристик топлива (сорт и $W^п$), то они не могут существенно сказаться на результатах, так как сорт (или вид) топлива обычно не вызывает сомнений, а приведенная влажность топлива без особого ущерба может быть определена приблизительно. Действительно, при использовании обобщенного метода приведенных характеристик самые большие колебания состава горючей массы в пределах данной широкой группы топлива приводят к отклонениям основных расчетных величин всего на $\pm 1 \div 2\%$, а расчетные коэффициенты, стоящие перед величиной $W^п$ — единственным параметром, характеризующим балласт и теплоту сгорания топлива, настолько малы, что погрешность расчета во много раз меньше суммарной погрешности определений этой величины. Так, например, для подавляющего большинства энергетических топлив ($W^п \leqslant 15$) большая относительная ошибка в определении величины $W^п$, равная 5%, приводит к итоговой погрешности расчета всего на 0,05% для сухих топлив и на 0,2—0,5% для влажных.

Здесь важно подчеркнуть, что рассмотренная повышенная точность метода приведенных характеристик топлива, благодаря относительно малой «чувствительности» ее к колебаниям и погрешностям определений состава и теплоты сгорания топлива, справедлива не только для относительных величин, например объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания. Повышенная точность сохраняется и по отношению к абсолютным величинам, например к расходам воздуха и продуктов сгорания и тепловосприятиям в котлоагрегате. Это очень важное преимущество объясняется тем, что в основу расчета по приведенным характеристикам положен расход тепла (теплопроизводительность парогенератора), а не массовый расход топлива, как при обычной методике расчета.

То обстоятельство, что в основу расчетов по приведенным характеристикам положена теплопроизводительность, является преимуществом еще и потому, что эта величина является представительной характеристикой мощности современных парогенераторов.

При недостатке исходных данных по топливу и малой изученности его, а также при обработке экспериментальных данных по сжиганию неопределенной смеси различных топлив (пыль — газ, газ — мазут и др.) метод расчета по приведенным характеристикам топлива вообще незаменим. Важно еще и то, что приведенные характеристики позволяют правильно отразить основные определяющие зависимости, что значительно облегчает анализ сложных тепловых процессов. Обычно обобщенные зависимости благодаря действию правила Вельтера — Бертье (§ 1-2) имеют простой, линейный характер.

При анализе и сравнении результатов расчетов однотипных парогенераторов, работающих на разных топливах, выполненных на основе приведенных характеристик, менее вероятны ошибки и более четко выявляются определяющие характеристики закономерностей (приведенная влажность и вид сжигаемого топлива).

Начало исследованиям в области обобщения и унификации теплотехнических расчетов положено С. Я. Корницким [Л. 4]. Одним из пионеров в разработке обобщенных методов расчета объемов воздуха и продуктов сгорания был проф. Д. Чернобаев [Л. 10]. Глубиной и полнотой изложения вопросов измерений и теплотехнических расчетов при испытаниях паровых котлов в начальной стадии их развития отличается книга А. С. Ломшакова [Л. 11]. Большой вклад в дело упрощения и обобщения теплотехнических расчетов при обработке результатов испытаний топливоиспользующих установок сделан М. Б. Равичем [Л. 6 и 7]. Его методика, основанная на обобщенных константах, широко применяется. Метод расчетов объемов и энтальпий продуктов сгорания, разработанная в свое время А. М. Гурвичем [Л. 12], наиболее близко примыкает к методике приведенных характеристик С. Я. Корницкого. Большая работа, заключающаяся в составлении 124 I, t-диаграмм для всех топлив Советского Союза, выполнена Ю. Н. Флаксерманом [Л. 13].

В настоящей монографии также даны I, t-диаграммы. По форме они идентичны диаграммам, приведенным в [Л. 13], но отличаются от последних тем, что основаны на приведенных характеристиках топлива и простых коэффициентах пересчета. Это позволило резко сократить их количество. Например, одна такая универсальная диаграмма для каменного угля заменяет 30 диаграмм, вошедших в [Л. 13]. Кроме того, одна эта универсальная диаграмма действительна для всех каменных углей и притом любого качества их, в то время как каждая из 30 диаграмм в [Л. 13] соответствует только усредненному составу рабочей массы данного угля. Поэтому с выходом в свет нового издания нормативного метода [Л. 7] с новыми данными по топливам значительная часть диаграмм из [Л. 13] устарела. Требуется их пересоставление. В отличие от них диаграммы, основанные на приведенных характеристиках топлива, так же как и аналитические методы расчета, вошедшие в 1-е издание данной монографии, полностью сохраняют свою пригодность и в настоящее время. При этом для новых сортов и видов топлива в отдельных случаях может потребоваться лишь несколько новых значений расчетных коэффициентов, которые будут отражать только влияние изменений горючей массы и, как правило, будут отличаться от ранее усредненных значений в пределах данной широкой группы топлива не более чем на $\pm 1\%$.

Помимо методики приведенных характеристик, в монографии изложены и другие обобщенные и упрощенные способы расчетов, позволяющие производить отдельные определения просто и с достаточно высокой точностью.

В книге применена Международная система единиц измерений (СИ). Параллельно используется и система МКГСС. В некоторых случаях, когда излагается история вопроса, даются расчетные иллюстрации, связанные с прежними изданиями норм, или применяется только система единиц измерений МКГСС.

Глава первая

ПРИВЕДЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВА

1-1. СУЩНОСТЬ И ОСНОВНЫЕ ПРЕИМУЩЕСТВА МЕТОДИКИ

В распространенной методике теплотехнических расчетов все основные величины — состав топлива, удельные объемы воздуха и продуктов сгорания, их энтальпии, удельные тепловосприятия элементов парогенератора — относятся к 1 кг ($м^3$) топлива. Поскольку теплота сгорания топлива колеблется в широких пределах, то естественно, что все эти величины так же широко изменяются. В связи с этим, в нормативных материалах имеются вспомогательные расчетные таблицы объемов и энтальпий по усредненному составу для каждого отдельного сорта и месторождения топлива. Их число по Советскому Союзу достигает 145 [Л. 7]. Но на электростанциях в зависимости от сезона и других условий часто сжигаются разнообразные топлива, состав которых сильно отличается от усредненных составов, а также смеси различных топлив. Кроме того, при существующем положении, когда основные расчетные величины относятся к единице массы топлива, затруднены обобщения и анализ расчетных данных и результатов испытаний парогенераторов.

Методика приведенных характеристик основана на следующем.

1. Расчетные величины относятся не к массе, а к теплоте сгорания топлива. Благодаря этому приведенные параметры теплотехнических расчетов становятся малозависящими от состава сжигаемого топлива (см. ниже).

2. Используется правило Вельтера — Бертье (§ 1-2), линейно связывающее физическую сторону рабочих процессов (расходы и скорости воздуха и продуктов сгорания) с химической — с количеством тепла, выделенного при сгорании, и производными величинами (энтальпиями, тепловосприятиями и др.). Благодаря этому упрощаются соотношения и часто устанавливается линейная взаимосвязь различных величин.

3. Различия в горючей массе учитываются системой обобщенных констант, полученных на основе статистических данных по многим квалифицированным анализам состава и теплоты сгорания топлив, а различия в балласте топлив точно учитываются соответствующими численными коэффициентами формул.

В методике приведенных характеристик основным параметром является приведенная влажность топлива

$$W^п = \frac{W^р}{Q^р_н} \cdot 4{,}19 \cdot 10^3, \text{ кг} \cdot 4{,}19 \cdot 10^5/\text{кДж}^*, \qquad (1\text{-}1)$$

где $Q^р_н$ выражено в кДж/кг, или

$$W^п = \frac{W^р}{Q^р_н} \cdot 10^3, \text{ кг} \cdot 10^5/\text{ккал}, \qquad (1\text{-}1а)$$

где $Q^р_н$ выражено в ккал/кг.

Эта характеристика отражает влияние не только влажности, но и зольности топлива:

$$W^п = f(W^р;\ Q^р_н) = f(W^р;\ A^р;\ Q^г_н).$$

С помощью этой характеристики количество влаги топлива, вводимое в парогенератор, определяется по формулам:

$$G_W = \frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}} \frac{W^п}{4{,}19}, \text{ кг/с}, \qquad (1\text{-}2)$$

или

$$G_W = \frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}} W^п, \text{ кг/ч}, \qquad (1\text{-}2а)$$

где $Q_{пг}$ — соответственно тепловая мощность парогенератора, МВт, или теплопроизводительность его, Мкал/ч; $\eta_{пг}$ — к. п. д. парогенератора, %.

Если судить о влажности топлива только по рабочей влажности, то возможны неправильные выводы. Например, назаровский бурый уголь ($W^р = 39\%$) покажется значительно более влажным, чем подмосковный ($W^р = 31\%$). В действительности же с подмосковным углем при одинаковой подаче тепла в агрегат вводится на 12% больше влаги, чем с назаровским:

	Назаровский Б2	Подмосковный Б2
$W^р$, %	39	31
$A^р$, %	7,3	29
$Q^р_н$, кДж/кг (ккал/кг)	13 000 (3110)	9300 (2220)
$W^п$	12,5	14
δG_W, %	100	112

Аналогично приведенной влажности выражаются приведенные зольность и сернистость топлива:

$$A^п = \frac{A^р}{Q^р_н} 4{,}19 \cdot 10^3, \text{ кг} \cdot 4{,}19 \cdot 10^5/\text{кДж}, \qquad (1\text{-}3)$$

или

$$A^п = \frac{A^р}{Q^р_н} 10^3, \text{ кг} \cdot 10^5/\text{ккал}; \qquad (1\text{-}3а)$$

$$S^п = \frac{S^р}{Q^р_н} 4{,}19 \cdot 10^3, \text{ кг} \cdot 4{,}19 \cdot 10^5/\text{кДж}; \qquad (1\text{-}4)$$

$$S^п = \frac{S^р}{Q^р_н} \cdot 10^3, \text{ кг} \cdot 10^5/\text{ккал}. \qquad (1\text{-}4а)$$

Массы золы и серы, вводимых в парогенератор, определяются по формулам, аналогичным (1-2) и (1-2а):

$$G_A = \frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}} \frac{A^п}{4{,}19}, \text{ кг/с}, \qquad (1\text{-}5)$$

или

$$G_A = \frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}} A^п, \text{ кг/ч}; \qquad (1\text{-}5а)$$

$$G_S = \frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}} \frac{S^п}{4{,}19}, \text{ кг/с}, \qquad (1\text{-}6)$$

* Обоснование единиц измерений дано в § 1-3.

или

$$G_s = \frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}} S^п, \text{ кг/ч} \qquad (1\text{-}6а)$$

Таким образом массовые количества влаги, золы и серы топлива, поступающие в парогенератор, прямо пропорциональны их приведенным характеристикам. Именно поэтому приведенные характеристики состава топлива уже давно применяются для классификации топлив и в этой части незаменимы.

Приведенные объемы[1] и энтальпии воздуха и продуктов сгорания также относятся к низшей теплоте сгорания топлива:

$$V^п = \frac{V}{Q^р_н} 4{,}19 \cdot 10^3, \text{ м}^3 \cdot 4{,}19 \cdot 10^3/\text{кДж}, \qquad (1\text{-}7)$$

или

$$V^п = \frac{V}{Q^р_н} 10^3, \text{ м}^3 \cdot 10^3/\text{ккал}; \qquad (1\text{-}7а)$$

$$I^п = \frac{I}{Q^р_н} 10^3, \text{ кДж} \cdot 10^3/\text{кДж или ккал} \cdot 10^3/\text{ккал}, \qquad (1\text{-}8)$$

где V — объем воздуха или продуктов сгорания, м³ на 1 кг (м³) топлива; I — энтальпия воздуха или продуктов сгорания, кДж (или ккал) на 1 кг (м³) топлива.

Количество воздуха или продуктов сгорания, проходящих через парогенератор, также прямо пропорционально приведенному объему, м³/с:

$$V \approx \frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}} V^п. \qquad (1\text{-}9)$$

Приведенные объемы находятся по линейным уравнениям вида

$$V^п = a + kW^п,$$

где коэффициенты a и k мало колеблются и находятся в зависимости от сорта топлива.

Важно, что коэффициент a намного больше (примерно на 2 порядка) углового коэффициента: $a \gg k$. Благодаря этому погрешности при определении величины $W^п$ (соответственно $W^р$ и $Q^р_н$) слабо сказываются на искомой величине. Например, при определении объема дымовых газов влажного топлива ($W^п = 10$) большая погрешность $\delta W^п = \pm 5\%$ приводит к итоговой неточности всего приблизительно на $\pm 0{,}5\%$. Для газа, мазута и сухих топлив неточность меньше на целый порядок. При расчете объемов воздуха рассматриваемая неточность еще втрое меньше.

Положительное влияние очень малых множителей перед величиной $W^п$ имеет место и при расчете приведенных энтальпий ($I^п$).

По методике приведенных характеристик для определения расходов (и тепловосприятий) требуется знание величины $Q_{пг}/\eta_{пг}$, которая определяется просто и достаточно точно. При обычных расчетах требуется

[1] Здесь и везде далее в единицах измерения, за исключением особо оговоренных случаев, объем и расход газа даются при нормальных условиях (p=760 мм рт. ст.; t=0°С).

определять количество расходуемого топлива, для чего нужно знать теплоту сгорания топлива:

$$B = \frac{100 Q_{пг}}{\eta_{пг} Q^р_н}.$$

При этом ошибка в величине $Q^р_н$ на 5% приводит к такой же итоговой ошибке. В отличие от этого по методике приведенных характеристик такая же ошибка в величине $Q^р_н$ сказывается на итоговом результате, как отмечалось, во много раз меньше (на 1—2 порядка).

Приведенные энтальпии (и тепловосприятия $Q^п_i$) представляют собой безразмерные величины. Однако размерность, оставленная, например, в формуле (1-8), помогает выяснению сути процесса: в числителе дана физическая теплота воздуха или продуктов сгорания, в знаменателе — теплота сгорания топлива. Далее, поскольку энтальпия относится не к единице тепла (т. е. к 1 кДж, или 1 ккал), а к 1000 кДж (ккал) теплоты сгорания топлива, то естественно, что в формуле и в единице измерения появляется множитель 10^3.

Приведенные величины $I^п$ и $Q^п_i$, будучи уменьшенными в 10 раз, представляют собой энтальпии воздуха или продуктов сгорания и тепловосприятия, выраженные уже в процентах от низшей теплоты сгорания топлива:

$$\delta I = \frac{I}{Q^р_н} \cdot 100 = I^п \cdot 10^{-1}, \qquad (1\text{-}10)$$

$$\delta Q_i = \frac{Q_i}{Q^р_н} \cdot 100 = Q^п_i \cdot 10^{-1}. \qquad (1\text{-}11)$$

То обстоятельство, что приведенные величины $I^п$ и $Q^п_i$ относятся к теплоте сгорания топлива, имеет важное значение. Они становятся весьма наглядными, как бы независимыми от теплоты сгорания топлива. Так, например, при тепловом расчете парогенератора сумма тепловосприятий (без воздухоподогревателя) и потерь тепла равна (при $Q^р_н = Q^р_р$):

$$\Sigma Q^п_i (1 - 0{,}01 q_4) + (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)\, 10 = 1000.$$

Если, например, величина $I^п = 200$, а величина $Q^п_i = 150$, то это означает, что энтальпия составляет 20%, а тепловосприятие — 15% теплоты сгорания тепла топлива $Q^р_н$. Если же, например, в тепловом расчете топки (при $i_{тл} = 0$) величина $I^п_а = 1180$, то это означает, что адиабатическая энтальпия представляет собой сумму

$$I^п_а = 1000 + I^п_{возд},$$

причем тепло воздуха, вносимое в топку, составляет 18% тепла $Q^р_н$.

Крупные ошибки в балансовых соотношениях при тепловом расчете по приведенным характеристикам благодаря наглядности расчета становятся просто невозможными. Так, для данной серии (типа) парогенератора все приведенные тепловосприятия мало или совсем не зависят от сорта и теплоты сгорания топлива. Значительно облегчаются анализ и обобщение процессов и расчетов.

Наглядность расчетных величин особенно большое значение приобретает для учебных студенческих расчетов.

Константы, выявленные статистически и положенные в основу методики определений объема, состава и энтальпий газов, мало зависят от вида и сорта сжигаемого топлива. Например, константа для подсчета приведенного объема воздуха для любого топлива колеблется всего на ±1%. Благодаря стабильности всех констант практически исключаются существенные ошибки в расчетах. Нередко крупные ошибки даже в нормативных и справочных изданиях, скрытые при обычных методах расчета, легко обнаруживаются с помощью методики приведенных характеристик (§ 3-8,*б*).

Для проведения всех расчетов по методике приведенных характеристик требуются минимальные сведения о топливе, а именно знания его сорта и характеристики $W^п$; $A^п$; $S^п$. При этом в большинстве случаев достаточно знания сорта топлива и величины $W^п$.

Отмеченная стабильность расхода воздуха на единицу тепла топлива была выявлена еще в начале прошлого века и выражена известным правилом Вельтера — Бертье, которое сыграло основную роль в успешном развитии системы приведенных характеристик.

1-2. ПРАВИЛО ВЕЛЬТЕРА — БЕРТЬЕ

Вельтером (Jean Wëlter) была выдвинута гипотеза, гласящая, что количество кислорода, которое расходуется при полном сгорании сухого топлива, прямо пропорционально количеству выделенного тепла. Руководствуясь этой гипотезой, Бертье (Berthier) и предложил в 1834 г. свой метод определения теплоты сгорания топлива по израсходованному кислороду, заключавшийся в прокаливании пробы угля с окисью свинца в шамотном тигле [Л. 11]. Гипотеза Вельтера признана и достаточно широко известна как правило Вельтера — Бертье. Математически это правило можно выразить уравнением

$$V^0_в = a\frac{Q^c_н}{1000},$$

связывающим низшую теплоту сгорания сухого топлива (ккал/кг) с теоретическим расходом воздуха (м³/кг).

Коэффициент a практически является постоянной величиной, мало зависящей от состава горючей массы топлива. Для подавляющего большинства энергетических топлив $a \approx 1{,}1$.

Правило Вельтера — Бертье легко подтверждается путем определения коэффициента a для водорода и углерода — основных тепловыделяющих компонентов энергетического топлива:

$$a_{вод} = \frac{V^0 \cdot 1000}{Q_{н\,вод}} = \frac{26{,}5 \cdot 10^3}{24\,600} \approx 1{,}08; \quad a_{угл} = \frac{V^0 \cdot 1000}{Q_{угл}} = \frac{8{,}89 \cdot 10^3}{8100} \approx 1{,}10.$$

Здесь V^0 — теоретический удельный объем воздуха, м³/кг; Q — теплота сгорания — из формулы Д. И. Менделеева, ккал/кг.

Небольшое расхождение значений коэффициента a для водорода и углерода (приблизительно на 2%) мало сказывается на точности формул вследствие относительно небольшого содержания водорода в горючей массе энергетических топлив.

1-3. ОСНОВНЫЕ ВЕЛИЧИНЫ, ИХ РАЗМЕРНОСТИ И ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЙ

В литературе применяются различные выражения единиц измерений приведенных характеристик топлив, в том числе нередко и неправильные. Положение еще усложнилось с внедрением новой системы единиц измерений (СИ). Появились две шкалы классификации топлив и два масштаба расчетных коэффициентов.

Рассматриваемый вопрос заслуживает обстоятельного разбора. Показательно, что проф. С. Я. Корницкий в фундаментальных трудах, посвященных приведенным характеристикам, издававшимся в свое время на протяжении 16 лет, обошел этот вопрос и все приведенные величины излагал без единиц измерений [Л. 1—4].

Ниже дано обоснование единой и наглядной системы единиц измерений с сохранением рациональной, одной шкалы и одного масштаба для классификации топлив и для всех расчетных коэффициентов независимо от системы единиц измерений.

а) ПРИВЕДЕННЫЕ ВЛАЖНОСТЬ, ЗОЛЬНОСТЬ И СЕРНИСТОСТЬ ТОПЛИВ

Определяющей характеристикой топлива в системе обобщенных методов расчета является приведенная влажность $W^п$. Если эту величину представлять как отношение массы влаги, содержащейся в 1 кг топлива (т. е. 0,01 $W^р$, кг/кг), к теплоте сгорания (кДж или ккал), то единицей измерения, приведенной влажности будет кг/кДж (или кг/ккал). Однако при такой единице измерения величина $W^п$ выражалась бы стотысячными долями единицы, что неудобно. Так, например, при рабочей влажности $W^р = 10\%$ и теплоте сгорания $Q^р_н = 5000$ ккал/кг приведенная влажность составила бы 0,01 $W^р/Q^р_н = 0{,}00002$ кг/ккал, или $2 \cdot 10^{-5}$ кг/ккал. В системе СИ такая единица измерений была бы еще в 4,19 раза меньше.

Для того чтобы значения $W^п$ выражались числами первого порядка, принято массу влаги топлива исчислять не в кг/кг, а в процентах, что приводит к увеличению единицы измерения в 100 раз. Затем принято массу влаги топлива относить не к одной килокалории теплоты сгорания топлива, а к 1000 ккал, что в свою очередь приводит к увеличению единицы измерения в 1000 раз. Таким образом, единица измерений величины $W^п$ суммарно увеличивается в 100 000 раз. Для приведенного выше примера она будет равна 2. В соответствии с этим единица измерений приведенной влажности часто определяется так:

$$W^п = \frac{W^р}{Q^р_н} 10^3 = \frac{10}{5000} \cdot 10^3 = 2 \text{ кг} \cdot \%/\text{ккал} \cdot 10^3.$$

Применяются также и другие формально правильные единицы измерений для приведенных характеристик влажности, зольности, сернистости и других массовые составляющих топлива: кг·%/Мкал; кг·%/тыс. ккал. В нормативном методе [Л. 7] применена единица измерений: %/10³ ккал/кг.

Все они страдают одними и теми же недостатками: усложненностью и нечеткостью. Рассмотрим их на примере формулы для приведенной влажности. Возникают вопросы. Зачем вводить в единицу измерений

проценты, т. е. безразмерную величину? Что обозначает в ней «кг»? Ведь данная величина $W^п$ должна отображать массу влаги, а в ее единице измерения «кг» отражает массу топлива. Кроме того, в расчетах, относящихся к 1 кг (м³) топлива, применяются обычно кДж (или ккал). Поэтому введение Мкал (или МДж) вряд ли оправдано. Затем нередко применяется и такое явно неправильное выражение: «кг·%/1000 ккал».

Наиболее употребительна единица измерения: кг·%·10³/ккал. После исключения процентов она становится проще и в применении к основным характеристикам топлива — приведенной влажности, зольности и сернистости — принимает вид: кг·10⁵/ккал.

Эта размерность нагляднее выражает физическую сущность приведенных величин и удобнее для расчетов. Она непосредственно указывает массу влаги, золы или серы в килограммах, приходящуюся на 100 000 ккал низшей теплоты сгорания рабочей массы топлива, или, что то же самое, массу влаги, золы или серы в килограммах, вводимую в агрегат с топливом, количество которого соответствует 100 000 ккал низшей теплоты сгорания.

Правильность этого определения легко установить на примере с тем же топливом, для которого $W^р=10\%$; $Q^р_н=5000$ ккал/кг. До этого случая $W^п=2$ кг·10⁵/ккал. Пусть часовой расход топлива равен $B=60\,000$ кг/ч; $Q^р_н=5000$ ккал/кг. Количество влаги, вводимой в агрегат, составит:

$$G_W=0{,}01\ W^р B=0{,}01\cdot 10\cdot 60\,000=6000\ \text{кг/ч}.$$

Определим это количество влаги по приведенным характеристикам. Как известно, они основаны не на расходе топлива (B), а на расходе тепла:

$$100\frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}}=BQ^р_н=60\,000\cdot 5000=300\cdot 10^6\ \text{ккал/ч}.$$

Затем в соответствии с формулой (1-2а) находим количество влаги, вводимой в агрегат:

$$G_W=100\frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}}W^п\cdot 10^{-5}=300\cdot 10^6\cdot 2\cdot 10^{-5}=6000\ \text{кг/ч}.$$

Перейдем к выбору единицы измерения приведенных массовых характеристик топлива в системе СИ, когда масса, выраженная в процентах (числитель), остается неизменной, а теплота сгорания (знаменатель) выражается в кДж/кг, т. е. возрастает в 4,19 раза. За счет этого приведенные характеристики численно уменьшаются в 4,19 раза. Это влечет за собой необходимость второго масштаба для классификации топлив, расчетных коэффициентов и табличных данных как для массовых, так и для объемных приведенных величин. Видоизменяются расчетные формулы. Нередко возникают путаница и ошибки. Усложняются расчеты, так как указание самих единиц измерений становится необходимым. Вместо обозначения приведенных характеристик целыми величинами, что удобно, появляются дробные. Например, приведенная влажность большинства твердых энергетических топлив, выраженная в кг·10⁵/ккал, укладывается в пределы: $W^п\approx 1\div 15$, а в кг·10⁵/кДж; $W^п=0{,}2\div 4$. Приведенные теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания для всех энергетических топлив укладываются в пределы: $V^{п,0}\approx 1{,}1\div 1{,}5$ м³·10³/ккал (табл. 1-1). В новой системе единиц измере-

Таблица 1-1

Теплотехнические характеристики некоторых энергетических топлив по данным [Л. 8]

Топливо	Характеристики, отнесенные к единице массы топлива				Приведенные характеристики		
	$W^р$, %	$Q^р_н$, ккал/кг	V^0, м³/кг	$V^0_г$, м³/кг	$W^п$	$V^{п,0}_в$	$V^{п,0}_г$
Донецкий Т	5,0	6550	7,21	7,6	0,76	1,10	1,16
» АШ	7,0	6010	6,63	6,93	1,16	1,10	1,15
» ППМ	11,0	3650	4,15	4,52	3,02	1,14	1,24
Кузнецкий ПС	6,5	6740	7,47	7,89	0,96	1,11	1,17
Карагандинский Б	26,0	3620	4,09	4,71	7,18	1,13	1,30
Подмосковный Б	33,0	2510	2,98	3,62	13,2	1,19	1,44
Кизеловский Г	5,5	4970	5,52	5,93	1,11	1,11	1,19
Богословский Б	28,0	2840	3,27	3,90	9,85	1,15	1,375
Челябинский Б	17,0	3770	4,18	4,71	4,52	1,11	1,25
Экибастузский С	8,0	4050	4,51	4,90	1,98	1,11	1,21
Кушмурунский Б	35,0	3230	3,85	4,57	10,8	1,19	1,41
Итатский Б	45,0	2675	3,16	3,94	16,8	1,28	1,47
Назаровский Б	40,0	3060	3,61	4,33	13,0	1,18	1,41
Сланец эстонский	15,0	2720	2,99	3,50	5,52	1,10	1,29
Мазуты мало- и высокосернистые	3,0	9170—9310	10,15—10,28	10,92—11,06	0,32	1,11	1,19
Природные газы сухие	—	7946—8560	8,83—9,51	9,99—10,68	—	1,11	1,25—1,26

Примечание. Для природных газов характеристики относятся к 1 м³ газа при $p=760$ мм рт. ст и $t=0°C$.

ний при сохранении прежнего подхода эти приведенные объемы должны быть уменьшены в 4,19 раза и будут в пределах 0,26—0,36 м³·10³/кДж. Появляются, таким образом, дробные числа и другой масштаб единиц измерений.

Устранение всех рассмотренных недостатков легко достигается принятием простой условности. Для получения целых единиц в целях удобства при обычной системе измерений приведенные массовые характеристики относятся к 100 000 ккал, а в системе СИ их надо относить к 4,19·10⁵ кДж, т. е. к тому же самому количеству тепла. Точно так же теплота сгорания условного топлива (7000 ккал/кг) при переходе к системе СИ остается неизменной и равна: 4,19·7000=29 300 кДж/кг. При таком решении приведенные массовые характеристики топлива в системе СИ:

$$W^п=\frac{W^р}{Q^р_н}4{,}19\cdot 10^3,\ \text{кг}\cdot 4{,}19\cdot 10^5/\text{кДж};$$

$$A^п=\frac{A^р}{Q^р_н}4{,}19\cdot 10^3,\ \text{кг}\cdot 4{,}19\cdot 10^5/\text{кДж};\quad S^п=\frac{S^р}{Q^р_н}4{,}19\cdot 10^3,\ \text{кг}\ 4{,}19\cdot 10^5/\text{кДж}.$$

Численные значения приведенных характеристик остаются постоянными, независимыми от системы единиц измерений. Например, для нашего случая: $W^р=10\%$; $Q^р_н=4{,}19\cdot 5000=20\,950$ кДж/кг. Приведенная влажность остается неизменной:

$$W^п=\frac{10}{20\,950}\cdot 4{,}19\cdot 10^3=2.$$

Поскольку отсутствует зависимость численных значений приведенных характеристик, а также всех относящихся к ним формул, коэффи-

циентов и табличных данных от системы измерений, то, естественно, отпадает надобность в обязательном обозначении единиц величин. В большинстве случаев их можно опустить, как это было сделано в свое время С. Я. Корницким [Л. 1—4].

б) ОБЪЕМЫ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Приведенные объемы в отличие от приведенных массовых характеристик относятся не к 100 000 ккал, а к 1000 ккал теплоты сгорания топлива. Отнесение объема (м³) не к 1 ккал, а к 1000 ккал означает, что единица увеличена в 10^3 раз по сравнению с м³/ккал. Действительно, на 1000 ккал теплоты сгорания топлива потребуется объем воздуха (продуктов сгорания) в 10^3 раз больший, чем на 1 ккал. Когда удельный объем (м³/кг), определенный по составу топлива, делится на $Q^{р}_{н}$, кДж/кг, и, следовательно, уменьшается в 4,19 раза по сравнению с делением на $Q^{р}_{н}$, ккал/кг, то увеличение единицы величины происходит уже в $4{,}19 \cdot 10^3$ раз. Таким образом численные значения приведенных объемов остаются теми же и не зависят от системы единиц измерений. Так, приведенные объемы, когда величина $Q^{р}_{н}$ дана в ккал/кг, составляют

$$V^{п} = \frac{V}{Q^{р}_{н}} 10^3, \ м^3 \cdot 10^3/ккал,$$

а в системе СИ, когда величина $Q^{р}_{н}$ дана в кДж/кг,

$$V^{п} = \frac{V}{Q^{р}_{н}} 4{,}19 \cdot 10^3, \ м^3 \cdot 4{,}19 \cdot 10^3/кДж.$$

Здесь V — удельный объем воздуха или продуктов сгорания, м³/кг (или м³/м³).

Численные значения приведенных характеристик, расчетных формул, коэффициентов и табличных данных остаются постоянными для обеих систем измерений. Благодаря этому в большинстве случаев отпадает необходимость приводить единицы величины.

Приведенные объемы воздуха и продуктов сгорания различных топлив выражаются целыми числами первого порядка, обычно в пределах 1,1—1,8, что также весьма удобно (табл. 1-1).

Часовые расходы сухого воздуха или продуктов сгорания подсчитываются по формулам (подробно — см. § 3-4,в):

если $Q_{пг}$ выражено в МВт, то

$$V = \frac{100 Q_{пг}}{\eta_{пг}} \frac{V^{п}}{4{,}19} (1 - 0{,}01 q_{н}) K_{Q}, \ м^3/с; \qquad (1\text{-}12)$$

если $Q_{пг}$ выражено в ккал/ч, то

$$V = \frac{Q_{пг}}{10 \eta_{пг}} V^{п} (1 - 0{,}01 q_{4}) K_{Q}, \ м^3/ч, \qquad (1\text{-}12а)$$

где $\eta_{пг}$ — к. п. д. парогенератора, %; $V^{п}$ — приведенный объем воздуха или продуктов сгорания; $K_{Q} = Q^{р}_{н}/Q^{р}_{р}$ (см. § 5-3,в).

в) ЭНТАЛЬПИЯ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Приведенные энтальпии воздуха и продуктов сгорания определяются по формуле

$$I^{п} = (I/Q^{р}_{н}) \cdot 10^3.$$

Значения приведенных энтальпий не зависят от системы измерений, поэтому размерность единицы величины — кДж·10^3/кДж или ккал·10^3/ккал — писать не обязательно. Как упоминалось выше, тепло в числителе и знаменателе различного происхождения. В числителе — физическое тепло газов, в знаменателе — теплота сгорания топлива. Увеличение единицы приведенной энтальпии в 1000 раз означает, что физическое тепло газов относится не к одной единице, а к 1000 единиц теплоты сгорания топлива.

г) ТЕПЛОВОСПРИЯТИЕ

Тепловосприятие любого элемента парогенератора, за исключением воздухоподогревателя (см. § 6-8), выраженное в кВт или в ккал/ч, подсчитывается по формуле (при $Q^{р}_{н} = Q^{р}_{р}$)

$$Q = \varphi (I^{п}_{б} - I^{п}_{м} + \Delta\alpha I^{п,0}_{х.в}) \frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}} (100 - q_{4}) 10^{-2}.$$

Здесь $Q_{пг}$ — теплопроизводительность парогенератора, соответственно в кВт или в ккал/ч; $I^{п}_{б}$, $I^{п}_{м}$ — приведенные энтальпии продуктов сгорания, соответственно большая и меньшая; $\Delta\alpha$ — присос воздуха в газоходе; $I^{п,0}_{х.в}$ — приведенная теоретическая энтальпия холодного (присосанного) воздуха; q_4 — потеря тепла от механического недожога, %; $\varphi = 1 - 0{,}01\, q_5$ — коэффициент сохранения тепла [Л. 7]; $\eta_{пг}$ — к. п. д. парогенератора, %.

1-4. ПЕРЕСЧЕТЫ БАЛЛАСТА И ТЕПЛОТЫ СГОРАНИЯ ТОПЛИВ

Для облегчения дальнейших расчетов приводятся известные формулы пересчета балласта и теплоты сгорания топлив (за исключением сланцев) по [Л. 7] с некоторыми дополнениями на основе приведенных характеристик.

При изменении рабочей влажности топлива от $W^{р}_{1}$ до $W^{р}_{2}$ зольность топлива пересчитывается по известной формуле

$$A^{р}_{2} = \frac{100 - W^{р}_{2}}{100 - W^{р}_{1}} A^{р}_{1}, \ \%.$$

Пересчеты содержания серы в рабочей массе топлива производятся по аналогичной формуле.

При изменениях содержания балласта в топливе и постоянстве состава его горючей массы пересчет низшей рабочей теплоты сгорания производится по формулам:

1) при изменении зольности от $A^{р}_{1}$ до $A^{р}_{2}$ и влажности от $W^{р}_{1}$ до $W^{р}_{2}$

$$Q^{р}_{н2} = (Q^{р}_{н1} + 25{,}1 W^{р}_{1}) \frac{100 - W^{р}_{2} - A^{р}_{2}}{100 - W^{р}_{1} - A^{р}_{1}} - 25{,}1 W^{р}_{2}, \ кДж/кг, \qquad (1\text{-}13)$$

или

$$Q^{р}_{н2} = (Q^{р}_{н1} + 6 W^{р}_{1}) \frac{100 - W^{р}_{2} - A^{р}_{2}}{100 - W^{р}_{1} - A^{р}_{1}} - 6 W^{р}_{2}, \ ккал/кг; \qquad (1\text{-}13а)$$

2) при изменении влажности от $W^{р}_{1}$ до $W^{р}_{2}$ и $A^{с} = const$

$$Q^{р}_{н2} = (Q^{р}_{н1} + 25{,}1 W^{р}_{1}) \frac{100 - W^{р}_{2}}{100 - W^{р}_{1}} - 25{,}1 W^{р}_{2}, \ кДж/кг, \qquad (1\text{-}14)$$

ли

$$Q^{р}_{н2} = (Q^{р}_{н1} + 6W^{р}_{1}) \frac{100 - W^{р}_{2}}{100 - W^{р}_{1}} - 6W^{р}_{2}, \text{ ккал/кг}, \qquad (1\text{-}14а)$$

ибо

$$Q^{р}_{н2} = Q^{р}_{н1} \frac{100 - W^{р}_{2}}{100 - W^{р}_{1}} (1 + 0{,}006\Delta W^{п}), \text{ кДж/кг или ккал/кг}. \qquad (1\text{-}15)$$

Здесь $\Delta W^{п}$ — приведенный съем влаги (§ 7-5,б); если $Q^{р}_{н}$ выражена кДж/кг, то

$$\Delta W^{п} = \frac{\Delta W}{Q^{р}_{н1}} 4{,}19 \cdot 10^{5} \approx W^{п}_{1} - W^{п}_{2};$$

сли $Q^{р}_{н}$ выражено в ккал/кг, то

$$\Delta W^{п} = \frac{\Delta W}{Q^{р}_{н1}} 10^{5} \approx W^{п}_{1} - W^{п}_{2}.$$

десь $W^{п}_{1}$ и $W^{п}_{2}$ — приведенные влажности топлива соответственно при $W^{р}_{1}$ и $W^{р}_{2}$; $\Delta W = \frac{W^{р}_{1} - W^{р}_{2}}{100 - W^{р}_{2}}$ — удельный съем влаги.

Формула (1-15) представляет собой новое математическое выражение для пересчета низшей теплоты сгорания топлива на другую влажность. Эта формула легко выводится и абсолютно точна (§ 7-5,б). С ее помощью облегчаются выводы расчетных формул и анализ процессов, относящихся к сушке топлив (§ 7-2,а и 7-5).

Пересчеты величины $Q^{р}_{н}$ можно производить и на основе известной формулы

$$Q^{р}_{н} = \frac{100 - W^{р} - A^{р}}{100} Q^{г}_{н} - 25{,}1W^{р}, \text{ кДж/кг}, \qquad (1\text{-}16)$$

ли

$$Q^{р}_{н} = \frac{100 - W^{р} - A^{р}}{100} Q^{г}_{н} - 6W^{р}, \text{ ккал/кг}. \qquad (1\text{-}16а)$$

лава вторая

ОГРЕШНОСТИ ИЗМЕРЕНИЙ И ТОЧНОСТЬ ЫЧИСЛЕНИЙ

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Для продуктивной деятельности в области расчетов по данным змерений и лабораторных определений необходимо знание основ теории погрешностей. Опытные расчетчики и экспериментаторы, как правило, хорошо знают технологическую сторону дела, но, к сожалению, едостаточно знакомы с теорией погрешностей и далеко не всегда пользуются правилами, вытекающими из ее элементарных основ. Например, при вычислениях нередко вместо объективно оправданных 2—3 значащих цифр применяют 4—5 и больше. При этом не учитываются должным образом неизбежные погрешности исходных измерений, приближенность расчетных коэффициентов, «сглаживающее» влияние

последующего хода расчетов и, наконец, практические требования к итоговым результатам. Вследствие этого часто применяются неоправданно усложненные расчеты, а прогрессивные обобщенные методы игнорируются. Кроме того, такой подход вызывает повышенные затраты на подготовку и обработку материалов для вычислений (§ 2-9). В результате этого часто, наряду с неоправданной потерей времени и средств, проявляется стремление к высокой точности расчетов, которая в действительности отсутствует и практически не нужна.

Методики и рекомендации, изложенные в настоящей монографии, основаны на теории погрешностей [Л. 14—18].

2-2. КЛАССИФИКАЦИЯ ИЗМЕРЕНИЙ И ПОГРЕШНОСТЕЙ

Различают прямые и косвенные измерения. К прямым относятся те, результат которых получен непосредственно из данных измерения:

$$Y = X,$$

где Y — искомое, X — значение измерения.

Косвенные измерения — это те, которые основаны на прямых измерениях одной или обычно нескольких величин, связанных с искомой уравнением:

$$\Psi = f(X;\ Y;\ Z).$$

Примером косвенного измерения может служить определение потери тепла с уходящими газами по зависимости вида

$$q_{2} = f(\vartheta_{у};\ \overline{t}_{х.в};\ \alpha_{ух};\ W^{р};\ \text{сорт топлива}).$$

Существуют пять групп и три категории погрешностей. Для лучшего запоминания эти погрешности можно представить себе в виде «правила левой руки», согласно которому все погрешности делятся на 3 категории и 5 групп (рис. 2-1).

К I категории относятся три группы систематических погрешностей. Они вызываются факторами, одинаково действующими при повторении одних и тех же измерений теми же приборами.

Первые группу составляют систематические известные погрешности. Это такие погрешности, природа которых известна, а величины могут быть достаточно точно определены. Обычно эти погрешности малы. Именуют их поправками.

Пример. Точное определение барометрического давления производится с учетом теплового расширения ртути по формуле

$$h_{бар} = h'_{бар} - \Delta h, \text{ мм рт. ст.}$$

Здесь $h'_{бар}$ — показание ртутного барометра; Δh — поправка на температуру ртути,

$$\Delta h = f(t_{рт};\ h'_{бар}), \text{ мм рт. ст.}$$

Вторую группу составляют систематические погрешно-

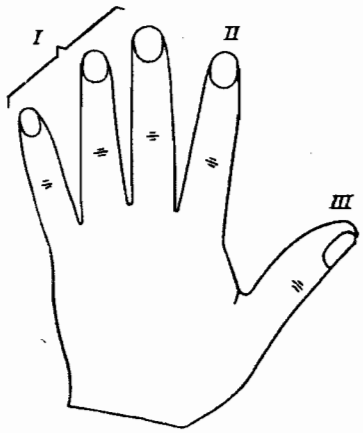


Рис. 2-1. Пять групп и три категории погрешностей («правило левой руки»).

I — систематические погрешности; *II* — случайные погрешности; *III* — промахи.

сти известного происхождения, но неизвестной величины. Эти погрешности встречаются наиболее часто.

Пример. Пусть при измерении давления используется технический манометр со шкалой 0—300 кгс/см². Класс его точности 0,5. Следовательно, погрешность:

$$\Delta p = \pm 0{,}5 \cdot 10^{-2} \cdot 300 = \pm 1{,}5 \text{ кгс/см}^2.$$

Таким образом, действительное давление составляет:

$$p = p_{изм} \pm 1{,}5 \text{ кгс/см}^2.$$

При этом мы знаем происхождение и предел погрешности, определяемые классом точности, но мы не знаем действительной величины погрешности.

Третью группу составляют систематические неизвестные погрешности. Это такие погрешности, о существовании которых мы можем предполагать, но о них ничего не знаем. Поэтому они наиболее опасны.

Пример. При измерении расхода перегретого пара дроссельным прибором образовался незамеченный небольшой свищ в импульсной линии, со стороны меньшего давления. При этом показания паромера преувеличены. Если искажение показаний сравнительно невелико, то эта погрешность при испытаниях парогенератора может остаться скрытой.

Ко II категории относятся четвертая группа погрешностей — случайные погрешности. Они обычно вызываются сложной совокупностью разных причин, неодинаково действующих во времени. Поэтому при повторении одних и тех же измерений одинаковыми приборами и методами погрешности изменяются по величине и знаку. Таким образом они неопределенны по величине и часто неясны по природе. Однако определение «случайные» имеет научный, а не бытовой смысл. Эти погрешности подчиняются математическим закономерностям, основанным на теории вероятностей.

Пример. Идет квалифицированный газовый анализ на определение содержания RO_2 в продуктах сгорания. Режим постоянный. Топливо твердое. Имеют место отклонения $\pm\Delta RO_2$ по отношению к среднему значению RO_2, вызванные в основном колебаниями подачи (и качества) топлива во времени.

К III категории относится пятая группа погрешностей — промахи. Это — грубые погрешности (ошибки), приводящие к явному искажению итоговых результатов. Они вызываются обычно субъективными факторами и заключаются, например, в неправильном отсчете по шкале, неверной записи показаний и т. п. При обработке первичных данных они должны быть исключены (§ 2-8).

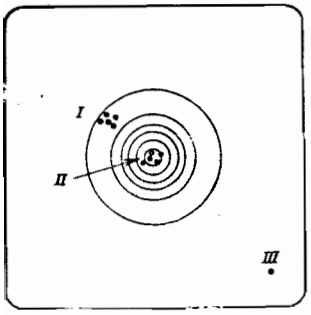


Рис. 2-2. Погрешности (разброс) стрельбы по мишени.
I — систематическая погрешность, II — разброс вследствие случайных погрешностей; III — промах.

Последствия погрешностей всех трех категорий показаны на мишени, отражающей результаты полевой стрельбы из винтовки, закрепленной на станке (рис. 2-2). Небольшой разброс вблизи «яблочка» вызван случайными факторами: колебанием атмосферы, величиной заряда и др. Такой же разброс, но целиком смещенный вверх, вызван систематической погрешностью, например сдвигом винтовки при закреплении. Большое, одиночное отклонение внизу является промахом, вызванным каким-либо грубым нарушением.

2-3. СРЕДНИЕ ЗНАЧЕНИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ

Среднеарифметическое значение из n измерений:

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + x_3 + \ldots x_n}{n} = \frac{\sum_1^n x_i}{n}. \qquad (2\text{-}1)$$

Среднеквадратичная погрешность отдельного (единичного) измерения по отношению к истинному:

$$S_n = \sqrt{\frac{(\bar{x}-x_1)^2 + (\bar{x}-x_2)^2 + \ldots + (\bar{x}-x_n)^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{\sum_1^n (\bar{x}-x_i)^2}{n-1}}. \qquad (2\text{-}2)$$

Среднеквадратичная погрешность среднеарифметического значения по отношению к истинному:

$$S_{n\bar{x}} = \frac{S_n}{\sqrt{n}} = \sqrt{\frac{\sum_1^n (\bar{x}-x_i)^2}{n(n-1)}}. \qquad (2\text{-}3)$$

Из формулы видно, что $S_{n\bar{x}} < S_n$.

Абсолютные значения погрешности (либо допустимой погрешности) составляют:

$$\Delta x = \pm (x - \bar{x}),$$

где x — истинное значение измеряемой величины.

Относительные значения погрешности измерения:

$$\delta x = \pm \frac{\Delta x}{x} 100, \%.$$

При измерениях какой-нибудь величины x, сопровождающихся случайными погрешностями, среднеквадратичная погрешность S_n с увеличением числа измерений n стремится к некоторому постоянному значению, которое называют статистическим пределом:

$$\sigma = \lim_{n \to \infty} S_n. \qquad (2\text{-}4)$$

Этой величиной в практике технических измерений пользуются сравнительно мало, но она нужна для строгого вывода закономерностей (§ 2-5).

2-4. ВЕРОЯТНОСТЬ СЛУЧАЙНЫХ СОБЫТИЙ

Оценка случайных погрешностей, как и случайных событий, может быть проведена только с некоторой вероятностью. Поясним это на примере.

Пусть в урне находятся белые и черные шары в равномерной смеси. После каждого извлечения шара из урны производится возвращение

ара того же цвета и восстановление прежней равномерной смеси. ким образом каждое извлечение шара мы рассматриваем как независимое событие.

Обозначим: m — количество белых шаров; n — черных. Вероятность извлечения белых шаров:

$$P_m = \frac{m}{m+n};$$

роятность извлечения черных шаров:

$$P_n = \frac{n}{m+n}.$$

Сумма вероятностей: $P_m + P_n = 1$. Следовательно, вероятность учайных событий определяется цифровыми значениями в пределах -1. Она обозначается латинской буквой P или греческой α.

Рассмотренный пример дает первое представление о понятии ероятность случайных событий». Мы рассмотрим это понятие подроб- и покажем, что величины, характеризующие случайные погрешно- , как и случайные события, законченный смысл имеют только в том учае, если они сопровождаются соответствующими значениями роятностей.

Правило умножения вероятностей. Поясним это правило на при- рах.

Пример 1. Пусть количество черных и белых шаров в урне инаково: $P_m = P_n = 0{,}5$. Какова вероятность извлечения двух и трех ров одинакового цвета подряд, если смесь шаров равномерна и после ждого извлечения шар возвращается в урну?

Вероятность извлечения двух одинаковых шаров: $0{,}5 \cdot 0{,}5 = 0{,}25$; х одинаковых шаров: $0{,}5 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}5 = 0{,}125$.

Пример 2. Пусть в одной местности до 75 лет доживают 80% жен- н и 70% мужчин. Какова вероятность того, что супружеская пара кивет до 75 лет?

Эта вероятность согласно рассматриваемому правилу равна $) \cdot 0{,}70 = 0{,}56$, т. е. 56% супружеских пар доживут до 75 лет.

Как мы уже упомянули, случайную погрешность (случайное собы-) характеризуют 2 числа: величина погрешности, обычно устимой погрешности ($\pm\Delta x$), и величина вероятности того, мы не выйдем за пределы этой допустимой погрешности (α).

Для технических измерений достаточна доверительная вероятность: 0,95. Это означает, что из ста измерений какой-то величины, сопро- здающихся случайными погрешностями, величина погрешностей 5 измерениях не должна выходить за допустимые пределы: $\pm\Delta x$.

Для лиц, пользующихся авиатранспортом, требуется очень высокая ерительная вероятность того, что они не станут жертвами авиацион- катастрофы: $\alpha \geqslant 0{,}99999$. О том, что в современных условиях это бование выдерживается, говорят фактические данные. Так, авиаци- ыми компаниями всего мира в 1972 году перевезено около 400 мил- нов пассажиров. В результате авиационных катастроф погибло) человек («Файненшл таймс», 1973, Лондон). Таким образом, в дан- примере

$$1 - \frac{1700}{400 \cdot 10^6} \approx 0{,}999996 > 0{,}99999.$$

2-5. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТЕЙ. КРИВЫЕ ГАУССА

В теории вероятностей важное место занимает зависимость вероятности случайных погрешностей от их величины. Эта зависимость выражена законом Гаусса. В его основу положены следующие логические допущения: 1) погрешности имеют непрерывный ряд значений; 2) погрешности одинаковой величины, но разного знака при большом числе измерений встречаются одинаково часто; 3) большие погрешности встречаются реже, чем малые.

Эти довольно естественные предположения и приводят к так называемому нормальному закону распределения вероятностей, выраженному формулой и кривыми Гаусса. Математическое выражение закона Гаусса — уравнение гауссовой кривой — имеет вид:

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\Delta x)^2}{2\sigma^2}}. \qquad (2\text{-}5)$$

Эти величины σ^2 и S^2_n называют дисперсиями измерения: σ^2 — генеральная дисперсия; S^2_n — выборочная дисперсия. Они характеризуют точность измерения.

На рис. 2-3 показаны кривые Гаусса. Значения σ, как и значения S_n, могут быть различными. Для удобства сравнений взяты $\sigma = 1 \div 4$. Каждая кривая отвечает ряду равноточных измерений, т. е. измерений, производимых одинаковым методом с одинаковой тщательностью: *1*—$\sigma = 1$; *2*—$\sigma = 2$; *3*—$\sigma = 4$.

Характер кривых Гаусса, как явствует из формулы (2-5), определяется величиной σ^2.

Несмотря на принятые допущения, наблюдается хорошее совпадение закона Гаусса с практикой.

Кривые Гаусса — кривые плотности вероятностей — показывают распределение вероятностей в зависимости от величины случайной погрешности (Δx). Таким образом они являются дифференциальными кривыми. Вся площадь, ограниченная кривой Гаусса и охваченной ею осью абсцисс, соответствует полной вероятности, т. е. единице. Каждая вертикальная площадка в пределах этой кривой, симметрично расположенная по обе стороны оси ординат (заштрихованная площадка на рис. 2-3), представляет собой доверительную вероятность для данного интервала погрешностей, равную отношению этой площадки ко всей площади, ограниченной кривой Гаусса.

Более высокий и острый пик при малых величинах σ означает повы-

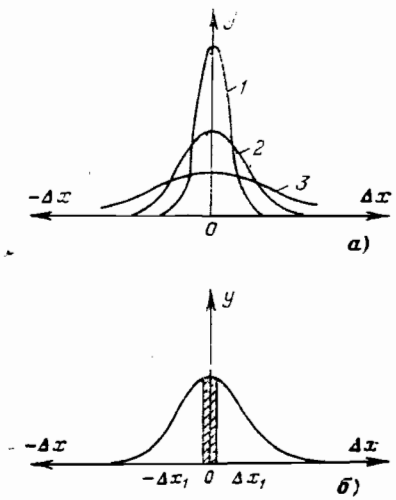


Рис. 2-3. Кривые Гаусса.

а — для различной точности измерений (для трех значений σ); *б* — вероятность случайной погрешности для заданного интервала погрешности: $\pm\Delta x_1$.

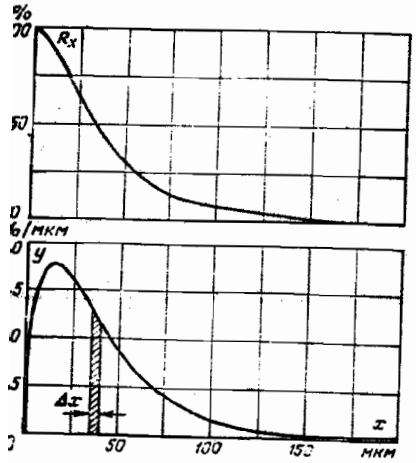


Рис. 2-4. Зерновые характеристики угольной пыли.

шенную вероятность малых случайных погрешностей и очень малую вероятность больших. Низкий и пологий пик при больших величинах σ, т. е. при меньшей точности измерений, показывает повышенную вероятность более крупных случайных погрешностей, соизмеримую с вероятностью малых погрешностей. Таким образом, чем меньше величина σ и чем выше и «острее» пик, тем благоприятнее распределение случайных погрешностей, выраженное кривыми Гаусса.

Для разъяснения сущности величины y полезно напомнить, что подобная величина y встречается в теплоэнергетике. Так, зерновые характеристики угольной пыли выражаются обычно двумя зависимостями: интегральной $R_x = f(x)$ и дифференциальной $y = f(x)$, где

де R_x — остаток пыли на сите с отверстиями размером x, т. е. масса пылинок крупнее x, % (рис. 2-4). Величина

$$y = -\frac{\Delta R_x}{\Delta x}, \text{ \% мкм},$$

отражает распределение массы пыли в зависимости от размера x. В пределе величина превращается в производную. Площадь, ограниченная дифференциальной кривой, соответствует массе всей пыли, т. е. 100%. Масса узкой фракции пыли, для данного интервала ее размеров Δx, представляет собой отношение заштрихованной площадки ко всей площади, ограниченной кривой (рис. 2-4).

На кривой Гаусса величина y аналогично отражает распределение вероятностей погрешности в зависимости от величины погрешности Δx. Как в дифференциальной зерновой характеристике нет непосредственно величины массы пыли R_x, так и на кривой Гаусса нет непосредственно величины вероятности α. Величина α, как и масса пыли R_x, равна отношению заштрихованной площади Δx ко всей площади, ограниченной дифференциальной кривой (рис. 2-3 и 2-4). Величина вероятности α определяется математически в зависимости от допустимой погрешности $\pm\Delta x$ и дисперсии измерения.

2-6. СЛОЖЕНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ. РОЛЬ МАЛЫХ ПОГРЕШНОСТЕЙ

Часто интересующие нас величины находятся путем косвенных измерений. Итоговая погрешность таких определений может потребовать учета погрешностей нескольких (или многих) независимых измерений. Для выявления характера интересующих нас закономерностей достаточно рассмотреть простейшие случаи.

Пусть определяемая величина Z является суммой или разностью двух величин

$$Z = X \pm Y,$$

измерения которых независимы и производятся с известными среднеквадратичными погрешностями S_x и S_y. Итоговая погрешность будет равна:

$$S_z = \sqrt{S^2_x + S^2_y}. \qquad (2\text{-}6)$$

Таким образом для нахождения суммарной погрешности надо складывать не сами погрешности, а их квадраты (дисперсии). Этот закон сложения погрешностей справедлив для большого числа слагаемых и применяется в более сложных случаях (см. ниже).

Рассмотрим на двух характерных примерах влияние относительно малых погрешностей на итоговую погрешность. В основу берем формулу (2-6).

Пусть $S_y = 1/5\ S_x$, тогда

$$S_z = \sqrt{S^2_x + (0{,}2S_x)^2} = \sqrt{S^2_x + 0{,}04S^2_x} \approx 1{,}02S_x. \qquad (2\text{-}7)$$

Следовательно, итоговая погрешность возросла за счет меньшей погрешности всего на 2%.

Если же $S_y = 1/3\ S_x$,

$$S_z = \sqrt{S^2_x + (0{,}33S_x)^2} = \sqrt{S^2_x + 0{,}11S^2_x} \approx 1{,}05S_x. \qquad (2\text{-}8)$$

В этом случае итоговая погрешность возрастает на 5%.

Эти простые примеры показывают, что относительно малые погрешности слабо сказываются по сравнению с крупными. Так, для случая двух погрешностей, если одна из них в 3—5 раз меньше другой, суммарная погрешность отличается всего в 1,02—1,05 раза от случая, когда меньшая погрешность совсем не принимается в расчет. Этот вывод широко используется в дальнейшем.

2-7. ПОГРЕШНОСТИ КОСВЕННЫХ ИЗМЕРЕНИЙ

Начнем рассмотрение с простейшего случая, когда интересующая нас величина y определяется одним косвенным измерением. Пусть

$$y = x^n. \qquad (2\text{-}9)$$

При этом известны абсолютная и относительная погрешности измерения: Δx и $\delta x = \Delta x/\bar{x}$. Надо найти Δy и δy. Для решения задаемся условием, которое обычно выдерживается на практике: $\Delta x \ll x$ и $\Delta y \ll y$. Это условие позволяет воспользоваться с известным приближением правилами дифференцирования:

абсолютная погрешность

$$\Delta y = nx^{n-1}\Delta x; \qquad (2\text{-}10)$$

относительная погрешность

$$\delta y = \frac{\Delta y}{y} = \frac{nx^{n-1}\Delta x}{x^n} = n\frac{\Delta x}{x};\ \delta y = n\delta x. \qquad (2\text{-}11)$$

Таким образом, абсолютная погрешность находится как дифференциал функции, а относительная — как дифференциал натурального логарифма функции.

Проиллюстрируем рассмотренную зависимость $y = x^n$ двумя примерами:

а) расход жидкости в зависимости от перепада давлений дроссельного прибора равен:

$$Q = c_1\sqrt{H};$$

б) абразивный износ металла поверхностей нагрева в зависимости от скорости озоленных продуктов сгорания составляет:

$$I = c_2 w^3_г.$$

Известно, что относительная погрешность обоих измерений одинакова: $\delta H = \delta w_г = \pm 2\%$. Итоговые относительные погрешности обоих определений по (2-11) равны:

$$\delta Q = 0{,}5\delta H = \pm 1\,\%;\ \delta I = 3\delta w_г = \pm 6\,\%.$$

Рассмотрим в общем виде часто встречающийся в практике более сложный случай степенной зависимости, когда интересующая нас величина является функцией нескольких переменных: $\Psi = f(X;\ Y;\ Z)$. Каждая переменная — результат независимого измерения. Пусть

$$\Psi = X^m Y^n Z^{-k}. \qquad (2\text{-}12)$$

Относительные погрешности отдельных измерений известны: δX; δY; δZ. Надо определить итоговую относительную погрешность $\delta\Psi$.

Для решения этой задачи используются три правила:

1) складываются квадраты погрешностей;

2) относительная погрешность находится как дифференциал натурального логарифма функции;

3) полный дифференциал функции равен сумме частных дифференциалов. Опуская несложные выводы, находим интересующую нас величину:

$$\delta\Psi = \sqrt{(m\delta X)^2 + (n\delta Y)^2 + (k\delta Z)^2}. \qquad (2\text{-}13)$$

Таким образом, для рассмотренного общего случая степенной зависимости относительная итоговая погрешность измерения равна корню квадратному из суммы квадратов относительных погрешностей косвенных измерений с численными коэффициентами, равными квадрату показателя степени соответствующего аргумента.

Пример. Производится определение расхода газа в трубопроводе с помощью пневмометрической трубки:

$$Q = K_{тр} K_{тар} \cdot 0{,}785 D^2 4{,}43 \sqrt{\frac{H}{\rho}},\ м^3/с.$$

Здесь $K_{тр}$, $K_{тар}$ — коэффициенты пневмометрической трубки и тарировки трубопровода; D — диаметр трубопровода, м; H — измеренный перепад, кгс/м²; ρ — плотность газа, кг/м³.

Относительные погрешности всех отдельных измерений и определений известны. Пусть

$$\delta K_{тр} = \delta K_{тар} = \delta D = \delta H = \delta\rho = \pm 2\%.$$

Находим итоговую относительную погрешность:

$$\delta Q = \sqrt{(\delta K_{тр})^2 + (\delta K_{тар})^2 + (2\delta D)^2 + (0{,}5\delta H)^2 + (0{,}5\delta\rho)^2} =$$
$$= \sqrt{4 + 4 + 16 + 1 + 1} = \sqrt{26} \approx \pm 5{,}1\,\%.$$

Теперь определим итоговую погрешность при абсолютно точном измерении перепада и плотности ($\delta H = \delta\rho \approx 0$):

$$\delta Q = \sqrt{4 + 4 + 16} = 24 \approx \pm 4{,}9\,\%.$$

Следовательно, в данном случае повышенные затраты на высокую точность определения величин перепада и плотности (H и ρ) не оправданы, а решающее влияние на точность итогового определения оказывает погрешность при измерении диаметра трубопровода. Таким образом, теория погрешностей позволяет при косвенных измерениях правильно концентрировать внимание на наиболее важных определениях.

2-8. НЕОБХОДИМОЕ ЧИСЛО ИЗМЕРЕНИЙ. ВЫЯВЛЕНИЕ ПРОМАХОВ

При выборе числа измерений руководствуются двумя правилами:

1. Если систематическая погрешность является определяющей — если ее величина значительно превышает случайную погрешность, присущую данному методу измерения, то достаточно выполнить измерение один раз.

2. Если случайная погрешность является определяющей, то измерение следует производить несколько раз, а число измерений выбрать из условия такого снижения случайной погрешности, при котором систематическая погрешность определяет итоговую. Это условие практически достигается при обеспечении неравенства

$$\delta x_{случ} \leqslant (0{,}2 \div 0{,}3)\,\delta x_{сист}.$$

Иллюстрацией могут служить испытания блочных парогенераторов, которые проводятся обычно при постоянном режиме, неизменной нагрузке турбины и с включенной автоматикой процесса горения. При этих условиях случайные погрешности могут сказаться преимущественно в виде колебаний состава газов лишь при нарушениях стабильности поступления в топку тепла с топливом: $BQ^р_н = var$. Особенно сказываются они при повышенной влажности сырого топлива и плохой работе узла «Бункер пыли — питатель пыли». Например, на одном агрегате Донецкой ГРЭС вследствие неравномерности пылепитания на АШ регистрировались большие «зубцы» паропроизводительности, которые исчезали при переводе агрегата на прямое вдувание путем кратковременных переключений в системе пылеприготовления.

Источником пульсаций состава продуктов сгорания при сжигании любого топлива могут быть и колебания его качества. Однако эти колебания не столь резки и сказываются слабее, чем колебания расхода твердого топлива. Понятно, что колебания по топливу сказываются не только на паропроизводительности, но и на результатах газового анализа. На большинстве других измерений эти колебания, сравнительно умеренные, практически не сказываются вследствие тепловой инерции оборудования и аппаратуры.

Таким образом, при испытаниях парогенераторов погрешности подавляющего большинства измерений (за исключением измерений величин D, p, t, α) преимущественно систематические. Соответственно их число может быть резко сокращено: до 2—3 измерений за опыт. Что касается газового анализа, то число определений может колебаться от 10 до 30 за опыт в зависимости от неравномерности процесса и требований к испытанию. Снижение случайной погрешности с увеличением числа измерений находится по (2-2) или (2-3).

Помимо систематических и случайных погрешностей могут иметь место промахи (§ 2-2). Промахи искажают результат измерений. Эти грубые ошибки, допущенные нередко вследствие недостаточного внимания, исключаются. Для этого требуется объективная оценка того, какие из больших отклонений можно еще относить к случайным погрешностям, а какие из них являются промахами.

Для решения этого вопроса при случайных погрешностях пользуются оценкой вероятности появления случайного большого отклонения по сравнению с среднеарифметическим значением (x). За наибольшее

случайное отклонение, которое еще входит в подсчеты, обычно принимают при достаточно большом числе измерений:

$$\Delta x_{макс} \leqslant 3 S_n. \qquad (2\text{-}14)$$

Большие отклонения единичных измерений считаются промахами. Теория вероятностей показывает, что возможность появления таких больших случайных погрешностей очень мала — около 0,003 (т. е. примерно три случая на тысячу измерений).

9. ТОЧНОСТЬ ОПРЕДЕЛЕНИЙ. ОКРУГЛЕНИЕ ПРИ ВЫЧИСЛЕНИЯХ

Большинство определений, производимых экспериментально или аналитически, основано на косвенных измерениях. Следовательно, интересующие нас итоги находятся с помощью формул. Часто по объективным причинам отдельные определения и расчетные коэффициенты по сравнению с другими являются в большей или меньшей степени приближенными. При этом, если расчет ведется для выявления роли всего процесса, а не отдельных его параметров, то нет смысла проводить другие определения и само итоговое вычисление с точностью, намного превышающей точность упомянутых приближений определений.

В таких случаях следует придерживаться простого правила: погрешность, получающаяся в результате отдельных вычислений, а также анализов и определений, должна быть меньше наибольшей погрешности его в 3—5 раз. При этом наибольшая погрешность является определяющей, а все меньшие сказываются слабо. Это вытекает из закона сложения квадратов погрешностей (§ 2-6).

Приведем пример использования этого правила. В эксплуатации и при испытаниях парогенераторов контролируют потерю тепла от механической неполноты сгорания по формуле, выраженной функциональной зависимостью

$$q_4 = f(a_{ун};\ Г_{ун};\ A^р;\ Q^р_н).$$

Наибольшая погрешность обычно заключена в усредненном значении коэффициента $a_{ун}$ (доля золы топлива, выносимой из топки).

Этот обобщенный коэффициент принимается, как правило, по нормативным указаниям постоянным для каждого типа топочного устройства и сорта угля. Например, при сухом шлакоудалении для всех углей $a_{ун}=0{,}95$, а для открытых топок с жидким шлакоудалением в зависимости от сорта угля: $a_{ун}=0{,}7 \div 0{,}85$. В действительности коэффициент $a_{ун}$ не является постоянной величиной. Он сильно зависит от зольности золы топлива, тонкости размола, нагрузки топки и других факторов. Опыты показали, что фактические значения коэффициента $a_{ун}$ колеблются в довольно широких пределах. Его усреднение оправдано лишь при проектировании. Но в эксплуатации, а также при испытаниях и составлении отчетности пользуются обобщенным, либо откорректированным постоянным значением коэффициента $a_{ун}$, так как определение и учет его зависимостей — дело очень сложное. Приходится этим согласиться. Однако следует считаться с его приближенностью.

Примем для эксплуатационных колебаний весьма умеренную погрешность этого коэффициента: $\delta a_{ун}=5\%$. Следовательно, в соответствии с изложенным правилом все необходимые для определения потери тепла q_4 анализы и вычисления должны производиться с точностью лишь в 3—5 раз более высокой, т. е. с погрешностью около 1—1,5%.

Таким образом, вместо результатов анализов, обычно производимых и представляемых с излишней точностью, например:

$Г_{ун}=8{,}44\%$; $A^р=17{,}86\%$ и $Q^р_н=5836$ ккал/кг, вполне достаточны округленные данные:

$Г_{ун}=8{,}4\%$, $A^р=18{,}0\%$ и $Q^р_н=5840$ ккал/кг.

При этом мы относительно уменьшили значение $Г_{ун}$ на 0,5% и увеличили значение $A^р$ на 0,8%, а $Q^р_н$ на 0,1% при допустимой погрешности $\pm 1 \div 1{,}5\%$.

Итоговый результат определения потери тепла мы также обязаны округлять. Например, вместо $q_4=3{,}56\%$ достаточно указать $q_4=3{,}6\%$.

Другие потери тепла в парогенераторе определяются также с известной погрешностью. Из этого следует, что и к. п. д. парогенератора следует округлять. Для его определения объективно достаточны лишь три значащие цифры (например, 92,6% вместо 92,64%).

Рассмотренное правило округлений надо широко внедрять. Как упоминалось, излишняя точность анализов и вычислений, во-первых, связана, с непроизводительными материальными затратами и, во-вторых, создает ложное представление о высокой точности итоговых определений, достижение которой подчас и не нужно.

Глава третья

ОБЪЕМЫ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

3-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Методика расчетов по приведенным характеристикам топлива, разработанная проф. С. Я. Корницким около 35 лет назад, сравнительно мало применяется. Это объясняется в значительной степени наличием подробных табличных данных для всех основных энергетических топлив Советского Союза, число которых достигло 145 [Л. 7]. Однако в эксплуатации, при испытаниях и реконструкциях приходится встречаться с топливами, отличающимися по составу от табличных. Кроме того, появляются новые сорта и месторождения топлив. В таких случаях подсчеты по обычной методике весьма усложняются, так как требуются уточненные данные о горючей массе и балласте топлива, а также хорошее соответствие между составом и теплотой сгорания топлива. Последнее соответствие трудно выдержать с достаточно высокой точностью. Так, например, если для твердых и жидких топлив расхождения в определении $Q^г_н$ по бомбе и по формуле Менделеева, т. е. по составу топлива, находятся в пределах до 2—3%, то они считаются допустимыми, а погрешности остаются скрытыми. Указанные расхождения могут вызываться не только различием химического состава топлива, но и различными погрешностями. Они распространяются на все итоговые определения. Даже в нормативных и справочных изданиях такие погрешности нередко встречаются (§ 3-8,б).

Для расчетов по приведенным характеристикам достаточны минимальные сведения о топливе: сорт и $W^п$. При этом погрешности

определения величины $W^{п}$ ($W^{р}$ и $Q^{р}_{н}$) слабо сказываются вследствие малых значений коэффициентов перед величиной $W^{п}$.

Последнее преимущество, часто упускаемое из виду, рассмотрим несколько подробнее. При обычной методике расчетов с отнесением расчетных величин к 1 кг (или 1 м³) топлива источниками ошибок в итоговых расчетах могут быть погрешности при определениях состава и теплоты сгорания топлива. Так, например, если теплота сгорания отличается от истинной, соответствующей составу топлива, на n%, то ошибка в результатах подсчета скорости и объемных расходов будет равна также n%, а при аэродинамических расчетах: для сопротивлений напора машин $2n$%; для расхода мощности $3n$% (§ 2-7).

При расчетах по приведенным характеристикам с отнесением их к 1000 ккал (или $4{,}19 \cdot 10^3$ кДж) низшей теплоты сгорания топлива и при единственном расчетном параметре, характеризующем топливо ($W^{п}$), неточность анализов и несоответствие $Q^{р}_{н}$ и состава топлива сказываются слабо. Например, если ошибка в $Q^{р}_{н}$ и соответственно $W^{п}$ равна n%, то погрешность расчета тех же итоговых величин будет равна лишь $(0{,}01—0{,}1)n$%. Объясняется это, во-первых, малыми цифровыми значениями коэффициентов перед величиной $W^{п}$, что видно из приводимых ниже основных расчетных формул (3-6), (3-7) и табл. 3-1. Во-вторых, в основу обобщений методики расчетов положен расход тепла, а не массовый расход топлива. Благодаря этому указанные ошибки и несоответствия не могут дополнительно сказаться при определениях скорости и расходов газа, так как приведенные объемы умножаются на расход тепла, а не на массовый расход топлива, прямо зависящий от величины $Q^{р}_{н}$.

Как отмечалось, несоответствия между теплотой сгорания $Q^{р}_{н}$ и составом топлива вкрались в нормативные и справочные издания. Характерно, что эти погрешности, остающиеся незамеченными при обычной методике расчетов, легко выявляются (и практически совершенно исключаются) при расчетах по приведенным характеристикам топлива (§ 3-8,б).

Малое использование метода приведенных характеристик топлива объясняется также необоснованным представлением о его недостаточной точности. На примере изложенной ниже методики расчета объемов показано, что точность метода приведенных характеристик (погрешность $\pm 0{,}5 \div 1$% и лишь в сравнительно редких случаях $\pm 1 \div 2$%) вполне достаточна для решения большинства инженерных задач. Действительно, при тепловом и аэродинамическом расчетах котлоагрегата объемы воздуха и продуктов сгорания нужны прежде всего для подсчета соответствующих сечений и скоростей газов (воздуха), по которым определяются коэффициенты теплоотдачи конвекцией и газовые (воздушные) сопротивления, а также для определения производительности тягодутьевых машин. Все эти расчеты и определения, производимые по нормам, основаны на использовании экспериментальных коэффициентов (и различных графиков и номограмм сравнительно небольшого масштаба). Поскольку эти коэффициенты (и графические определения) являются в значительной степени приближенными, небольшая погрешность за счет приведенных характеристик оказывается значительно меньше погрешностей основного расчета и поэтому не играет существенной роли (§ 2-6). Кстати, эта небольшая погрешность приведенных характеристик значительно меньше погрешностей измерений, неизбежных при исследованиях оборудования. Следовательно, стремление к более высокой точности расчета часто лишено практического смысла.

Приведенные характеристики топлива позволяют намного упростить расчет объемов воздуха и продуктов сгорания при сжигании смеси различных топлив (§ 3-7). Численные значения приведенных объемов не зависят от системы измерений (§ 3-4).

3-2. ПОСТРОЕНИЕ ИСХОДНЫХ РАСЧЕТНЫХ ФОРМУЛ С. Я. КОРНИЦКОГО

В основу расчета объемов воздуха и продуктов сгорания по приведенным характеристикам положено рассмотренное выше правило Вельтера — Бертье (см. § 1-2), выраженное уравнением

$$V^{\circ}_{в} = a\frac{Q^{р}_{н}}{1000},\ м^3/кг.$$

Для использования этого правила применительно к реальным топливам потребовались уточнения в связи с тем, что:

1) теплота сгорания углерода и водорода — основных составляющих горючей части топлива — существенно колеблется в зависимости от того, в состав каких соединений они входят;

2) различное количество свободного кислорода, содержащееся в самом топливе, приводит к существенным изменениям объемов воздуха и продуктов сгорания (этим, например, объясняется то обстоятельство, что для дров коэффициент $a = 1{,}05$, в то время как для подавляющего большинства энергетических топлив $a = 1{,}09 \div 1{,}11$);

3) горючая сера при сгорании потребляет кислорода на единицу выделившегося тепла значительно больше, чем углерод и водород (приблизительно в 1,4 раза);

4) на испарение влаги топлива при его сгорании расходуется часть горючего и кислорода, вследствие чего возрастает теоретический объем воздуха.

Для учета первых трех факторов во ВТИ, ЦКТИ и МЭИ были проведены статистические исследования энергетических топлив СССР, позволяющие распределить их по группам, объединенным одинаковыми расчетными коэффициентами. Последний фактор — влажность топлива — поддается строгому учету, что позволяет дать математическую формулировку правила Вельтера — Бертье с учетом влажности топлива:

$$V^{\circ}_{в} = a\left(\frac{Q^{р}_{н}}{1000} + \frac{6W^{р}}{1000}\right),\ м^3/кг.$$

Второе слагаемое в скобках, умноженное на a, соответствует теоретическому количеству воздуха, потребному для сгорания части топлива, расходуемого на испарение влаги.

Статистическими исследованиями установлено, что величина коэффициента a для всех энергетических топлив Советского Союза колеблется в сравнительно узких пределах: 1,05—1,12. Для подавляющего большинства топлив $a = 1{,}10$ (табл. 3-1).

Произведя простейшие преобразования, из последнего выражения можно получить расчетную формулу С. Я. Корницкого для определения

приведенного теоретического объема сухого воздуха, необходимого для сгорания топлива:

$$V_{в}^{п,0} = a(1 + 0{,}006W^{п}),\ м^3 \cdot 4{,}19 \cdot 10^3/кДж\ (м^3 \cdot 10^3/ккал). \qquad (3\text{-}1)$$

При $\alpha \neq 1$ приведенный действительный объем сухого воздуха составляет:

$$V^{п}_{в} = \alpha a(1 + 0{,}006W^{п}). \qquad (3\text{-}1а)$$

Приведенный теоретический объем продуктов сгорания определяется по другой расчетной формуле С. Я. Корницкого, вывод которой дан в [Л. 4]:

$$V_{г}^{п,0} = (\Delta + 1{,}016a)(1 + 0{,}006W^{п}) + 0{,}0124W^{п}. \qquad (3\text{-}2)$$

В этих формулах: $1+0{,}006W^{п}$ — множитель, характеризующий увеличение объемов воздуха и дымовых газов за счет сгорания части топлива, расходуемого на испарение влаги; Δ — постоянный для каждого сорта топлива коэффициент, отражающий увеличение объема продуктов сгорания по отношению к объему израсходованного воздуха (за счет сгорания водорода, углеводородов и наличия свободного кислорода в горючей массе топлива); 1,016 — коэффициент, численно равный увеличению объема продуктов сгорания за счет водяных паров, вносимых с воздухом (при влагосодержании воздуха d=10 г/кг):

$$1 + \frac{d\rho_{в}}{1000\rho_{H_2O}} = 1 + \frac{10 \cdot 1{,}293}{1000 \cdot 0{,}805} = 1{,}016^{*};$$

0,0124 $W^{п}$ — слагаемое, представляющее собой объем водяных паров, образующихся в результате испарения влаги топлива.

Из рассмотрения расчетных формул (3-1) и (3-2) видны определяющая роль приведенной влажности топлива и линейный характер зависимости объемов от нее. Для определения величин $V_{в}^{п,0}$ и $V_{г}^{п,0}$ требуется лишь знание сорта топлива (для выбора значений постоянных коэффициентов) и его приведенной влажности.

По точности методика расчета по приведенным характеристикам топлива мало уступает громоздкому расчету по элементарному составу топлива. При использовании уточненных значений коэффициентов a и Δ погрешность не выходит обычно за пределы $\pm 0{,}5\%$ (см. ниже). Вместе с этим отпадают возможные ошибки за счет рассмотренных несоответствий между составом и теплотой сгорания топлива (§ 3-1).

3-3. ПРИВЕДЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАСЧЕТНЫХ ФОРМУЛ К УРАВНЕНИЮ ПРЯМОЙ ЛИНИИ

Линейные зависимости объемов от приведенной влажности топлива, представленные основными расчетными формулами С. Я. Корницкого (3-1) и (3-2), могут быть выражены простыми уравнениями прямой линии:

$V_{в}^{п,0} = a + \kappa_{в}W^{п}$ для воздуха и $V_{г}^{п,0} = b + \kappa_{г}W^{п}$ продуктов сгорания, причем

$$b = \Delta + 1{,}016\ a, \qquad (3\text{-}3)$$

где Δ — коэффициент, определяемый по табл. 3-2 или по формуле (3-17).

* Масса 1 м³ влажного воздуха (d = 10 г/кг):

$$\rho_{вл.в} = \frac{1000 + 10}{1000 \cdot 1{,}016}\rho_{в} = \frac{1{,}010}{1{,}016}1{,}293 = 1{,}285\ кг/м^3,$$

где $\rho_{в} = 1{,}293$ кг/м³ — масса 1 м³ сухого воздуха (0°С; 760 мм рт. ст.).

Коэффициенты, входящие в эти формулы:

$$\kappa_{в} = 0{,}006\ a \approx 0{,}0066; \qquad (3\text{-}4)$$

$$\kappa_{г} = 0{,}006\ b + 0{,}0124 \approx 0{,}0195, \qquad (3\text{-}5)$$

являются угловыми коэффициентами наклонных прямых. Анализ усредненных значений этих коэффициентов для различных групп топлив показывает, что их можно принять одинаковыми почти для всех видов и сортов топлив без ущерба для точности. Действительно, из дальнейшего видно (табл. 3-1), что колебания величин этих коэффициентов очень малы: для воздуха $\Delta\kappa_{в} = \pm 0{,}0001 \div 0{,}0003$ по отношению к усредненному значению $\kappa_{в} = 0{,}0066$; для продуктов сгорания $\Delta\kappa_{г} = \pm 0{,}0003$ по отношению к усредненному значению $\kappa_{г} = 0{,}0195$.

При использовании указанных усредненных значений $\kappa_{в}$ и $\kappa_{г}$ погрешности незначительны. Так, при подсчете теоретического объема воздуха погрешность практически совсем отсутствует для большинства топлив. Лишь для сланца, торфа и дров имеется незначительная погрешность, не выходящая за пределы

$$\delta V_{в}^{п,0} = \pm \frac{\Delta\kappa_{в}W^{п}}{V_{в}^{п,0}} 100 = 0{,}2 \div 0{,}6\ \%.$$

При подсчете теоретического объема продуктов сгорания с усредненным значением $\kappa_{г}$=0,0195 погрешность в большинстве случаев также незначительна. Так, для всех сухих углей ($W^{п} \leqslant 5$) максимальные отклонения величины коэффициента $\kappa_{г}$ от усредненного значения его (табл. 3-1) дают погрешность, равную

$$\delta V_{г}^{п,0} = \frac{\Delta\kappa_{г}W^{п}}{V_{г}^{п,0}} 100 \leqslant \frac{0{,}0003 \cdot 5}{1{,}25} 100 \leqslant 0{,}2\ \%.$$

Для бурых углей погрешность практически отсутствует. Для торфа, сланца и дров погрешность возрастает, но остается незначительной: до 0,3—0,4%.

Для мазута и всех сухих углей ($W^{п} < 5$) допустимы при незначительной погрешности ($< 0{,}3\%$) округленные значения:

$$\kappa_{в} \approx 0{,}007;\ \kappa_{г} \approx 0{,}02.$$

Для газообразного топлива эти коэффициенты равны нулю, поскольку влага содержится в нем в парообразном состоянии и поэтому нет расхода топлива на испарение влаги. Подсчет увеличения объема продуктов сгорания газообразного топлива за счет влажности горючего газа дан в § 3-4.

Использование уравнений прямой линии не только упрощает расчет, но и придает ему бо́льшую наглядность, поскольку количественное влияние приведенной влажности топлива выражается прямо и непосредственно величинами угловых коэффициентов.

Отношение $k_{г}/k_{в}$ для всех энергетических топлив колеблется в узких пределах, составляя 2,9—3,1. Это показывает, что с увеличением приведенной влажности топлива прирост теоретического объема продуктов сгорания примерно втрое больше, чем прирост теоретического объема воздуха (имеется в виду абсолютная величина приростов).

3-4. РАСЧЕТ ОБЪЕМОВ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

а) ПРИВЕДЕННЫЕ ОБЪЕМЫ

Величины приведенных объемов воздуха или продуктов сгорания

$$V^{п} = \frac{V}{Q^{р}_{н}} 4{,}19 \cdot 10^{3}, \ (м^{3}/кДж) \cdot 4{,}19 \cdot 10^{3} \ (при \ Q^{р}_{н} \ кДж/кг);$$

$$V^{п} = \frac{V}{Q^{р}_{н}} 10^{3}, \ (м^{3}/ккал) \cdot 10^{3} \ (при \ Q^{р}_{н} \ ккал/кг),$$

численено не зависят от системы единиц измерений (§ 1-3,б). Поэтому нет необходимости сопровождать численные значения приведенных объемов единицами измерений. Кстати, как упоминалось, основоположник метода приведенных характеристик топлива проф. С. Я. Корницкий еще 30 лет назад, когда была одна система измерений, не приводил в своих трудах единиц измерений приведенных величин [Л. 1—4].

Приведенные теоретические объемы сухого воздуха и продуктов сгорания определяются по формулам одного вида:

$$V^{п,0}_{в} = a + \kappa_{в} W^{п}; \qquad (3\text{-}6)$$

$$V^{п,0}_{г} = b + \kappa_{г} W^{п}. \qquad (3\text{-}7)$$

Приведенные объемы при $\alpha > 1$ подсчитываются по известным соотношениям

$$V^{п}_{в} = \beta V^{п,0}_{в}; \qquad (3\text{-}6а)$$

$$V^{п}_{г} = V^{п,0}_{г} + (\alpha - 1)\, 1{,}016 V^{п,0}_{в}. \qquad (3\text{-}7а)$$

Здесь β — действительное количество воздуха, отнесенное к теоретически необходимому.

Усредненные значения всех коэффициентов даны в табл. 3-1. Эти значения в большинстве случаев дают небольшую погрешность: 0,5—1,0%, которая вызвана усреднением горючей массы топлива в пределах широкой группы топлив; приведение формул к уравнениям прямой линии не снижает точности расчета.

Для всех углей умеренной влажности ($W^{п} \leqslant 5$), а также для мазутов определения теоретических объемов сухого воздуха и продуктов сгорания можно производить с небольшой погрешностью ($\pm 0{,}5 \div 1{,}5\%$) по рис. 3-1 и по формулам:

$$V^{п,0}_{в} = 1{,}1 + 0{,}07 W^{п}; \qquad (3\text{-}8)$$

$$V^{п,0}_{г} = b + 0{,}02 W^{п}. \qquad (3\text{-}9)$$

Для бурых углей, за исключением углей Канско-Ачинского бассейна, расчет объемов производится по формулам:

$$V^{п,0}_{в} = 1{,}1 + 0{,}0066 W^{п}; \qquad (3\text{-}10)$$

$$V^{п,0}_{г} = b + 0{,}0195 W^{п}. \qquad (3\text{-}11)$$

Для бурых углей Канско-Ачинского бассейна, сланцев, торфа и дров при той же допустимой погрешности расчет теоретических объемов $V^{п,0}_{в}$ и $V^{п,0}_{г}$ производится по формулам (3-6) и (3-7), а коэффициенты

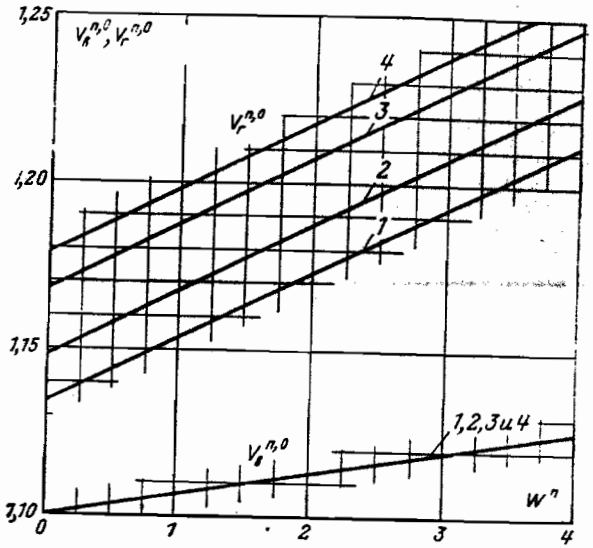


Рис. 3-1. Приведенные теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания для сухих топлив.

1 — донецкие антрациты и коксовая мелочь; 2 — полуантрациты и тощие угли; 3 — каменные угли и их отходы; 4 — мазут.

берутся из табл. 3-1. Уточненные значения расчетных коэффициентов для всех топлив Советского Союза даны в приложениях II и III.

Таблица 3-1

Усредненные значения констант для подсчета объемов воздуха и продуктов сгорания по формулам (3-6) и (3-7)

Топливо	a	b	$\kappa_{в}$	$\kappa_{г}$
Донецкие антрациты, полуантрациты и коксовая мелочь	1,11	1,14	0,007	0,02
Тощие угли и недонецкие полуантрациты	1,10	1,16	0,007	0,02
Каменные угли и их отходы	1,10	1,16	0,007	0,02
Бурые угли: при $V^{г} \leqslant 45\%$	1,09	1,18	0,0066	0,0195
при $V^{г} > 45\%$	1,10	1,19	0,0066	0,0195
Бурые угли Канско-Ачинского бассейна ($V^{г} \approx 48\%$)	1,08	1,17	0,0065	0,0195
Сланцы: при $V^{г} \approx 80\%$	1,10	1,24	0,0066	0,020
при $V^{г} \approx 90\%$	1,09	1,21	0,0066	0,020
Торф	1,06	1,19	0,0065	0,0195
Дрова	1,05	1,21	0,0065	0,020
Мазут и нефть стабилизированная	1,10	1,18	0,007	0,020
Газ природный	1,11	1,25	—	—
Газ доменных печей (топливо — кокс с добавкой природного газа)	0,86	1,80	—	—
Газ коксовых печей	1,06	1,25	—	—

Для природных газов определение теоретических объемов сухого воздуха и продуктов сгорания при той же допустимой погрешности производится по формулам:

$$V^{п,0}_{в} = 1{,}11; \qquad (3\text{-}12)$$

$$V^{п,0}_{г} = 1{,}25 + 0{,}15 \cdot 10^{-3} d. \qquad (3\text{-}13)$$

Для попутных газов:

$$V_{в}^{п,0} = 1{,}10; \qquad (3\text{-}14)$$

$$V_{г}^{п,0} = 1{,}24 + 0{,}12 \cdot 10^{-3} d. \qquad (3\text{-}15)$$

Здесь d — влагосодержание газа, г/м³.

Обычно влажностью горючих газов, сжигаемых на электростанциях, можно пренебречь. Действительно, при $d = 10$ г/м³, что соответствует полному насыщению горючего газа водяными парами при $t = 10°C$ и $p = 1$ кгс/см², погрешность в определении теоретического объема продуктов сгорания, если пренебречь влажностью, составляет для природного газа:

$$\delta V_{г}^{п,0} = \frac{1{,}24 \cdot 10^{-3} d}{V^{0}_{г}} 100 = \frac{1{,}24 \cdot 10^{-3} d \cdot 1000}{V_{г}^{п,0} Q^{р}_{н}} 100 \approx 0{,}12\,\%.$$

Если температура газообразного топлива повышена, то влагосодержание его может быть более значительным. Это видно из зависимости влагосодержания насыщенного газа от температуры:

Температура, °C	0	10	20	30	40	60	80
Влагосодержание, г/м³	5,0	10,1	19,4	35,9	64,6	202	739

При повышенном содержании азота в природных и попутных газах ($N_2 > 10\%$) вводится поправка на балластирование продуктов сгорания:

при $\alpha = 1$

$$V_{г.бал}^{п,0} = K^{0}_{N_2} V_{г}^{п,0} = (1 + 0{,}001\, N_2) V_{г}^{п,0}; \qquad (3\text{-}13а)$$

при $\alpha > 1$

$$V^{п}_{г.бал} = K_{N_2} V^{п}_{г} = \left(1 + \frac{1{,}25 N_2 10^{-3}}{1{,}11\alpha + 0{,}14}\right) V^{п}_{г}. \qquad (3\text{-}13б)$$

Приведенные теоретические объемы сухого воздуха и продуктов сгорания для различных топлив могут быть определены по графикам (рис. 3-1 и 3-2).

В редких случаях, когда требуется минимальная погрешность ($\leqslant 0{,}02\%$), расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания производится по тем же формулам (3-6) и (3-7), но с уточненными значениями всех коэффициентов, определенными по элементарному составу топлив. Эти значения для наиболее распространенных и перспективных энергетических топлив усредненного состава по последним данным ВТИ даны в приложениях II и III.

Определение уточненных расчетных коэффициентов для топлив, по которым в упомянутых приложениях нет данных, производится путем предварительных определений объемов $V^{0}_{в}$ и $V^{0}_{г}$ по элементарному составу топлива, а затем вычислением по (3-4), (3-5), (3-6) и (3-7), причем

$$a = \frac{V^{0}_{в} \cdot 4{,}19 \cdot 10^{3}}{Q^{р}_{н} + 25{,}1 W^{р}}; \qquad (3\text{-}16)$$

$$\Delta = (V^{0}_{г} - 1{,}016 V^{0}_{в} - 0{,}0124 W^{р}) \frac{4{,}19 \cdot 10^{3}}{Q^{р}_{н} + 25{,}1 W^{р}}, \qquad (3\text{-}17)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в кДж/кг;

$$a = \frac{V^{0}_{в} 1000}{Q^{р}_{н} + 6 W^{р}}; \qquad (3\text{-}16а)$$

$$\Delta = (V^{0}_{г} - 1{,}016 V^{0}_{в} - 0{,}0124 W^{р}) \frac{1000}{Q^{р}_{н} + 6 W^{р}}, \qquad (3\text{-}17а)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в ккал/кг.

Уточненные коэффициенты, определенные по элементарному составу топлива, действительны для любых изменений влажности и зольности при условии постоянства состава горючей массы. При большой зольности и большом содержании в золе топлива карбонатов, например у сланцев, значительные колебания зольности могут вызвать заметную погрешность. В таких случаях вводятся поправки на карбонатную золу, рассмотренные в [Л. 7].

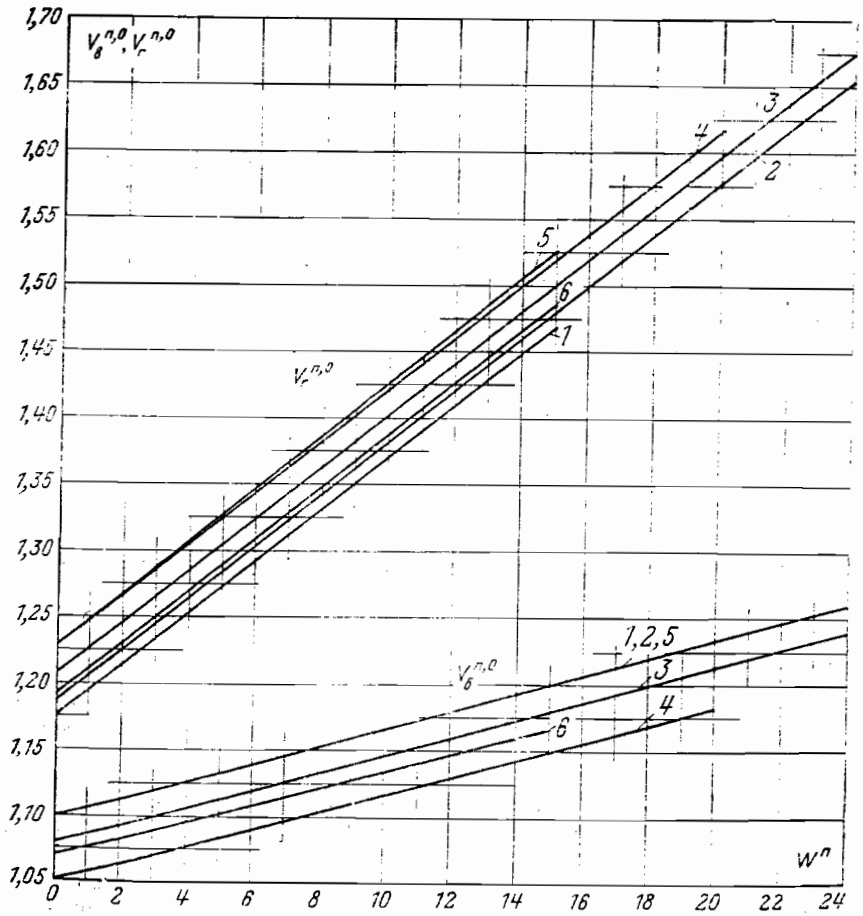


Рис. 3-2. Приведенные теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания для влажных топлив и сушонки этих топлив.

1 — бурые угли при $V_г = 45\%$; 2 — бурые угли при $V_г > 45\%$; 3 — торф; 4 — дрова; 5 — сланцы при $V_г \approx 80\%$; 6 — сланцы при $V_г \approx 90\%$.

б) УДЕЛЬНЫЕ ОБЪЕМЫ И ПЕРЕСЧЕТЫ ОБЪЕМОВ

Теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания, отнесенные к 1 кг топлива (или 1 м³), могут быть легко определены по приведенным характеристикам топлива по формулам:

$$V^{\circ}_{в} = a\frac{Q^{р}_{н} + 25{,}1W^{р}}{4190},\ м^3/кг; \qquad (3\text{-}18)$$

$$V^{\circ}_{г} = b\frac{Q^{р}_{н} + 25{,}1W^{р}}{4190} + 0{,}0124W^{р},\ м^3/кг, \qquad (3\text{-}19)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в кДж/кг, или

$$V^{\circ}_{в} = a\frac{Q^{р}_{н} + 6W^{р}}{1000},\ м^3/кг; \qquad (3\text{-}18а)$$

$$V^{\circ}_{г} = b\frac{Q^{р}_{н} + 6W^{р}}{1000} + 0{,}0124W^{р},\ м^3/кг, \qquad (3\text{-}19а)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в ккал/кг.

Коэффициенты a и b, усредненные по группам топлив, берутся из табл. 3-1. Они обеспечивают в большинстве случаев небольшую погрешность: $\pm 1\%$. Уточненные значения этих коэффициентов даны в приложениях II и III.

Пересчеты объемов воздуха или продуктов сгорания, отнесенных к 1 кг (или 1 м³) топлива V, в приведенные объемы $V^{п}$ и обратные пересчеты производятся по формулам:

$$V^{п} = \frac{V \cdot 4{,}19 \cdot 10^3}{Q^{р}_{н}},\ (м^3/кДж)\ 4{,}19 \cdot 10^3, \qquad (3\text{-}20)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в кДж/кг, или

$$V^{п} = \frac{V \cdot 1000}{Q^{р}_{н}},\ (м^3/ккал) \cdot 10^3, \qquad (3\text{-}21)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в ккал/кг.

Как уже упоминалось, численные значения приведенных объемов ($V^{п,о}_{г}$ и $V^{п,о}_{г}$), а также всех коэффициентов, необходимых для их определения, не зависят от системы единиц измерений (§ 1-3).

в) РАСХОДЫ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

В основу определения расходов воздуха и дымовых газов по приведенным характеристикам топлив положена величина $Q_{пг}$ — тепло, полезно отданное в парогенераторе [Л. 7]:

$$Q_{пг} = D_{пе}(i_{п.п} - i_{п.в}) + D_{н.п}(i_{н.п} - i_{п.в}) + D_{пр}(i_{кип} - i_{в.в}) + \\ + \Sigma D_{вт}(i''_{вт} - i'_{вт}) + Q_{отд},\ кВт\ (или\ ккал/ч), \qquad (3\text{-}22)$$

где $D_{пе}$, $D_{н.п}$, $D_{пр}$ и $D_{вт}$ — соответственно количества отводимых из котлоагрегата перегретого пара, насыщенного пара, продувочной воды и вторичного пара, кг/с (или кг/ч); $Q_{отд}$ — тепловосприятие воды или воздуха, подогреваемых в котлоагрегате и отдаваемых на сторону, кВт (ккал/ч).

Эта величина связана с расходом тепла топлива балансовым соотношением:

$$K_Q \frac{Q_{пг}\,100}{\eta_{пг}} = BQ^{р}_{н},\ кВт\ (или\ ккал/ч),$$

величины $Q_{пг}$, B и $Q^{р}_{н}$ выражены соответственно в кВт, кг/с и кДж/кг (или в ккал/ч, кг/ч и ккал/кг).

Здесь $K_Q = Q^{р}_{н}/Q^{р}_{р}$ (§ 5-3,в); $\eta_{пг}$ — к. п. д. парогенератора, %.

Определение расхода воздуха и дымовых газов по их приведенным объемам производится по формулам:

$$V_{в} = K_Q \frac{Q_{пг}(100 - q_4)}{\eta_{пг}}\ 1{,}016\beta\ \frac{V^{п,0}_{в}}{4{,}19},\ м^3/с, \qquad (3\text{-}23)$$

$$V_{г} = K_Q \frac{Q_{пг}(100 - q_4)}{\eta_{пг}} \left[\frac{V^{п,0}_{г} + 1{,}016(\alpha - 1)V^{п,0}_{в}}{4{,}19}\right],\ м^3/с, \qquad (3\text{-}24)$$

если $Q_{пг}$ в МВт, или

$$V_{в} = K_Q \frac{Q_{пг}(1 - 0{,}01q_4)}{10\eta_{пг}}\ 1{,}016\beta V^{п,0}_{в},\ м^3/ч; \qquad (3\text{-}23а)$$

$$V_{г} = K_Q \frac{Q_{пг}(1 - 0{,}01q_4)}{10\eta_{пг}} V^{п,0}_{г} + 1{,}016(\alpha - 1)V^{п,0}_{в},\ м^3/ч, \qquad (3\text{-}24а)$$

если $Q_{пг}$ в ккал/ч.

Здесь β — действительное количество воздуха, отнесенное к теоретически необходимому; $\eta_{пг}$ — к. п. д. парогенератора, %; q_4 — потеря тепла от механического недожога, %; $1{,}016\ V^{п,0}_{в}$ — приведенный теоретический объем воздуха при влажности его $d = 10$ г/кг.

Действительное количество воздуха (при отсутствии рециркуляции воздуха) или продуктов сгорания перед тягодутьевой машиной (Q) определяется с учетом поправок на температуру воздуха или продуктов сгорания (t') и на барометрическое давление ($h_{бар}$, мм рт. ст):

$$Q = \frac{t' + 273}{273}\ \frac{760}{h_{бар}}\ V.$$

3-5. РАСЧЕТ СОСТАВА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Знание состава продуктов сгорания (V_{RO_2}, V_{H_2O}) требуется при расчете лучистого теплообмена и для определения точки росы. Для контроля воздушного режима парогенератора и взрывоопасности пылеприготовления (при сушке топлива дымовыми газами) требуется знание характеристики $RO_2^{макс}$. Для расчетов загрязнения воздушного бассейна и оценки сернистости топлив полезно знание характеристики $SO_2^{макс}$. Такие определения с достаточной точностью производятся по приведенным характеристикам топлива, в основном по формулам С. Я. Корницкого [Л. 4].

Объем сухих трехатомных газов ($RO_2 = CO_2 + SO_2$) определяется по формулам (при $\alpha \geqslant 1$ и $q_3 = 0$):

$$V^{п}_{RO_2} = \frac{x}{100} V^{п,0}_{в}, \qquad (3\text{-}25)$$

$$V_{RO_2} = \frac{xa}{100}\left(\frac{Q^{р}_{н} + 25W^{р}}{4{,}19 \cdot 10^{3}}\right), \text{ м}^3/\text{кг}^*, \qquad (3\text{-}26)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в кДж/кг, или

$$V_{RO_2} = \frac{xa}{100}\left(\frac{Q^{р}_{н} + GW^{р}}{1000}\right), \text{ м}^3/\text{кг}, \qquad (3\text{-}26а)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в ккал/кг.

Объем водяных паров при $\alpha = 1$ и $q_3 = 0$

$$V^{п,0}_{H_2O} = \left(\frac{\Delta}{a} + \frac{21 - x}{100} + 0{,}016\right) V^{п,0}_{в} + 0{,}0124W^{п}; \qquad (3\text{-}27)$$

$$V^{0}_{H_2O} = \left(\Delta + \frac{(21 - x)\,a}{100} + 0{,}016a\right) \frac{Q^{р}_{н} + 25W^{р}}{4{,}19 \cdot 10^{3}} + 0{,}0124W^{р}, \text{ м}^3/\text{кг}, \qquad (3\text{-}28)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в кДж/кг, или

$$V^{0}_{H_2O} = \left(\Delta + \frac{(21 - x)a}{100} + 0{,}016a\right) \frac{Q^{р}_{н} + 6W^{р}}{1000} + 0{,}0124W^{р}, \text{ м}^3/\text{кг}, \qquad (3\text{-}28а)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в ккал/кг.

Объем водяных паров при $\alpha > 1$ и $q_3 = 0$

$$V^{п}_{H_2O} = \left(\frac{\Delta}{a} + \frac{21 - x}{100} + 0{,}016\alpha\right) V^{п,0}_{в} + 0{,}0124W^{п}; \qquad (3\text{-}29)$$

$$V_{H_2O} = \left(\Delta + \frac{(21 - x)\,a}{100} + 0{,}016a\alpha\right) \frac{Q^{р}_{н} + 25W^{р}}{4{,}19 \cdot 10^{3}} + 0{,}0124W^{р}, \text{ м}^3/\text{кг}, \qquad (3\text{-}30)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в кДж/кг, или

$$V_{H_2O} = \left(\Delta + \frac{(21 - x)\,a}{100} + 0{,}016a\alpha\right) \frac{Q^{р}_{н} + 6W^{р}}{1000} + 0{,}0124W^{р}, \text{ м}^3/\text{кг}, \qquad (3\text{-}30а)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в ккал/кг.

Объем сухих продуктов сгорания при $\alpha \geqslant 1$ и при $q_3 = 0$

$$V^{п}_{с.г} = \left(\alpha - \frac{21 - x}{100}\right) V^{п,0}_{в} = \left(\alpha - \frac{21 - x}{100}\right) a\,(1 + 0{,}006W^{п}); \qquad (3\text{-}31)$$

$$V_{с.г} = \left(\alpha - \frac{21 - x}{100}\right) a\,\frac{Q^{р}_{н} + 25W^{р}}{4190}, \text{ м}^3/\text{кг}, \qquad (3\text{-}32)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в кДж/кг, или

$$V_{с.г} = \left(\alpha - \frac{21 - x}{100}\right) a\,(Q^{р}_{н} + 6W^{р})\ 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{кг}, \qquad (3\text{-}32а)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в ккал/кг.

Коэффициент

$$x = \frac{V^{п}_{RO_2}}{V^{п,0}_{в}}\,100 = \frac{V_{RO_2}}{V^{0}_{в}}\,100, \ \%. \qquad (3\text{-}33)$$

* Для газообразного топлива размерность здесь и в дальнейшем м³/м³.

Объемные доли трехатомных газов (численно равные парциальным давлениям газов, выраженным в кгс/см², при общем давлении 1 кгс/см²) составляют:

$$r_{RO_2} = p_{RO_2} = \frac{V^{п}_{RO_2}}{V^{п}_{г}} = \frac{V_{RO_2}}{V_{г}}; \qquad (3\text{-}34)$$

$$r_{H_2O} = p_{H_2O} = \frac{V^{п}_{H_2O}}{V^{п}_{г}} = \frac{V_{H_2O}}{V_{г}}. \qquad (3\text{-}35)$$

При определении состава продуктов сгорания все необходимые коэффициенты (a, Δ и x) могут быть взяты из табл. 3-2, в которую сведены усредненные значения по различным группам топлив. Небольшая относительная погрешность при этом (около ±2%) вполне допустима для всех упомянутых выше расчетов. В редких случаях, когда требуется минимальная погрешность (около ±0,5%), уточненные значения коэффициента берутся для наиболее распространенных в энергетике топлив из приложений II и III. Для топлив, которые не вошли в эти приложения, коэффициенты могут быть подсчитаны по (3-16), (3-17) и (3-33) на основе элементарного (химического) состава топлива.

Концентрация золы в дымовых газах, т. е. количество золы в килограммах, приходящееся на 1 кг этих газов, подсчитывается по формуле

$$\mu = \frac{a_{ун} \cdot A^{р}}{100V_{г} \cdot \rho^{0}_{г}} = \frac{a_{ун} \cdot A^{п}}{100V^{п}_{г} \cdot \rho^{0}_{г}}, \qquad (3\text{-}36)$$

где $a_{ун}$ — доля золы топлива, уносимая газами; $A^{п}$ — приведенная зольность топлива; $\rho^{0}_{г} \approx 1{,}3$ кг/м³ — плотность дымовых газов при нормальных условиях.

Таблица 3-2

Усредненные значения констант, необходимых для определения состава продуктов сгорания, и усредненные величины $RO_2^{макс}$

Топливо	α	Δ	x, %	$RO_2^{макс}$, %
Донецкие антрациты	1,11	0,013	19,9	20,1
Донецкие полуантрациты	1,11	0,018	19,0	19,4
Донецкие тощие угли	1,11	0,036	18,5	19,0
Недонецкие тощие угли	1,10	0,038	18,7	19,1
Каменные угли и их отходы	1,10	0,050	18,2	18,7
Бурые угли: при $V^{г} \leqslant 45\%$	1,09	0,055	19,4	19,7
при $V^{г} > 45\%$	1,10	0,075	18,6	19,0
Бурые угли Канско-Ачинского бассейна ($V^{г} \approx 48\%$)	1,08	0,070	19,4	19,7
Сланцы (при полном разложении карбонатов):				
при $V^{г} \approx 80\%$	1,10	0,12	19,0	19,3
при $V^{г} \approx 90\%$	1,09	0,10	20,0	20,2
Мазут и нефть стабилизированная	1,10	0,065	15,0	16,0
Газ природный	1,11	0,12	10,6	11,8
Газ попутный	1,10	0,12	11,6	12,6
Газ доменных печей (на коксе с добавкой природного газа)	0,86	0,92	51,3	25,6
Газ коксовых печей	1,06	0,17	9,1	10,2

Примечание. Уточненные значения констант даны в приложениях II и III.

Характеристика топлива $RO_2^{макс}$, представляющая собой процентное содержание RO_2 при $\alpha=1$ в сухих продуктах сгорания, составляет (при $q_3+q_4=0$):

$$RO_2^{макс}=\frac{V^{п}_{RO_2}\cdot 100}{V^{п,0}_{г}-V^{п,0}_{H_2O}}=\frac{V_{RO_2}\cdot 100}{V^{0}_{г}-V^{0}_{H_2O}},\ \%. \qquad (3\text{-}37)$$

Усредненные значения величины $RO_2^{макс}$ даны в табл. 3-2, а уточненные—в приложениях II и III.

3-6. СЕРНИСТЫЙ ГАЗ В ПРОДУКТАХ СГОРАНИЯ

Повышенное содержания SO_2 в продуктах сгорания энергетических топлив приводит к загрязнению воздушного бассейна и к ограничению предельной мощности сооружаемых ТЭС. Эта проблема приобретает большое народнохозяйственное значение. Наиболее правильно ориентирует нас в этом деле величина приведенной сернистости топлив (§ 1-3,а).

Выброс SO_2 в атмосферу с продуктами сгорания парогенератора прямо пропорционален количеству тепла, выделенного в топке при сжигании топлива:

$$K_Q\frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}},$$

и приведенной сернистости топлива ($S^{п}$). При отсутствии сероочистки этот выброс подсчитывается по формуле

$$G_{SO_2}=2K_Q\frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}}\cdot\frac{S^{п}}{4,19},\ кг/с, \qquad (3\text{-}38)$$

если тепловая мощность $Q_{пг}$ — в МВт, либо

$$G_{SO_2}=2K_Q\frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}}S^{п}\cdot 10^{-3},\ кг/ч, \qquad (3\text{-}38а)$$

если теплопроизводительность $Q_{пг}$ в ккал/ч.

Здесь $\eta_{пг}$ — к. п. д. парогенератора, %; множитель 2 соответствует увеличению массы сернистого газа при образовании SO_2 из серы: 64/32=2.

Представляет интерес отношение содержания сернистого газа к содержанию трехатомных газов в сухих продуктах сгорания:

$$\frac{SO_2}{RO_2}=\frac{SO_2}{CO_2+SO_2}.$$

Величина $RO_2^{макс}$, как известно, является важной характеристикой горючей массы топлива и его продуктов сгорания. Соответственно величина $SO_2^{макс}$ может служить характеристикой сернистости [как самого топлива, так и его продуктов сгорания:

$$SO_2^{макс}=\frac{0,375\,S^{р}_{ор+к}}{C^{р}+0,375\,S^{р}_{ор+к}}RO_2^{макс},\ \%, \qquad (3\text{-}39)$$

Формула (3-39) применима для всех твердых и жидких топлив, элементарный состав которых известен. Множитель 0,375 равен отношению атомных масс углерода и серы (12/32=0,375).

Содержание SO_2 во влажных продуктах сгорания при $\alpha=1$ равно:

$$SO^{макс}_{2,вл}=\frac{V^{п,0}_{с.г}}{V^{п,0}_{г}}SO_2^{макс}=\frac{V_{с.г}}{V_{г}}SO_2^{макс},\ \%. \qquad (3\text{-}40)$$

При $\alpha>1$ в формулу (3-40) вводятся величины $V^{п}_{с.г}$ и $V^{п}_{г}$ или $V_{с.г}$ и $V_{г}$.

Отношение $SO_2^{макс}/RO_2^{макс}$ остается одинаковым и для влажных продуктов сгорания, а также при $\alpha>1$:

$$\frac{SO_2^{макс}}{RO_2^{макс}}=\frac{SO^{макс}_{2вл}}{RO^{макс}_{2вл}}=\frac{SO_2}{RO_2}.$$

Топливо	$S^{п}$	$RO_2^{макс}$, %	$SO_2^{макс}$, %	$SO^{макс}_{2,вл}$	SO_2/RO_2
Угли:					
назаровский Б	0,13	19,7	0,08	0,065	0,004
экибастузский СС	0,21	18,8	0,14	0,13	0,007
Мазут высокосернистый	0,30	16,3	0,21	0,184	0,013
Угли:					
донецкий А	0,31	20,1	0,20	0,19	0,010
подмосковный Б	1,08	19,1	0,64	0,51	0,032
кизеловский ПЛМ	2,20	18,6	1,45	1,30	0,078

Характеристика топлив, используемых в энергетике, приведена в [Л. 7]. Пользуясь приведенными данными по $S^{п}$, легко установить, что загрязнение воздушного бассейна сернистым газом при сжигании высокосернистого мазута выше, чем при сжигании экибастузского и назаровского углей соответственно в 1,4 и 2,3 раза. При сжигании высокосернистого мазута с малыми избытками воздуха в топке наиболее высокое содержание SO_2 во влажных продуктах сгорания приближается к величине $SO_2^{макс}$ и близко к 0,18%.

По выбросу SO_2 в атмосферу с продуктами сгорания высокосернистый мазут примерно на одном уровне с донецким антрацитовым штыбом, а по сравнению с подмосковным бурым — благоприятнее в 3,6 раза.

3-7. СЖИГАНИЕ СМЕСИ РАЗЛИЧНЫХ ТОПЛИВ

На ТЭС в зависимости от сезона и других условий приходится переходить с одного вида топлива на другое, а также сжигать различные топлива совместно. Часто используются мазут и природный газ либо эти топлива в сочетании с твердым. Нередко смесь сжигаемых топлив нестабильна и неопределенна по составу.

Система приведенных характеристик позволяет наиболее просто и достаточно точно решать многие задачи, относящиеся к совместному сжиганию топлив. Объясняется это, во-первых, тем, что смесь топлив рационально определять не массовыми долями, а долями по тепловыделению. При этом расчетные характеристики относятся к теплоте сгорания топлива, так же как и приведенные характеристики. Во-вторых, обобщенные константы приведенных характеристик сравнительно мало

Таблица 3-3

Сопоставление различных топлив по объемам воздуха и продуктов сгорания при $\alpha = 1{,}4$)

Топливо	Приведенные характеристики			Относительные объемы, %		Превышение по отношению к мазуту, %	
	$W^п$	$V^{п,о}_в$	$V^{п,о}_г$	$\delta V_в$	$\delta V_г$	$\delta V_в - 100$	$\delta V_г - 100$
Мазут	0,3	1,10	1,19	100	100	0	0
Природный газ	—	1,11	1,25	101	104	1	4
Попутный газ	—	1,10	1,24	100	104	0	4
АШ	2	1,12	1,18	102	99	2	—1
Каменный уголь	3	1,12	1,22	102	102	2	2
Бурый уголь	5	1,13	1,29	103	107	3	7
Бурый уголь	10	1,17	1,39	106	114	6	14
Бурый уголь	15	1,20	1,48	109	120	9	20
Торф	25,8	1,23	1,70	112	134	12	34

Примечание. Расчет относительных объемов (%) произведен с округлениями ±0,5%, т. е. до трех значащих цифр.

висят от вида сжигаемого топлива. Так, например, при совместном сжигании природного газа с мазутом (в равных долях по тепловыделению) максимально возможные отклонения от усредненных приведенных объемов (они могут иметь место в случае перехода на сжигание только одного из этих топлив) составят половину предельных отклонений и равны по продуктам сгорания всего ±2%, а по воздуху — лишь ±0,5% (табл. 3-3).

В данном разделе рассмотрены только объемные характеристики при сжигании двух различных топлив. Они нужны для учета аэродинамических сопротивлений, настройки автоматики горения, анализа работы парогенератора и его тягодутьевых машин, контроля выбросов в атмосферу и других определений. Другие аспекты проблемы, в части теплотехнических расчетов, рассмотрены в § 5-8.

При совместном сжигании двух различных топлив в равных долях по тепловыделению наибольшая разница в приведенных объемах возникает, как упоминалось, при переходе полностью на одно топливо. Поэтому вначале рассмотрено влияние характерных топлив на объемы воздуха и продуктов сгорания при одинаковом количестве тепла сожженного топлива для нормальных условий и одинаковых избытков воздуха (табл. 3-3).

Из рассмотрения табл. 3-3 видно, что из распространенных энергетических топлив меньшие расходы воздуха и продуктов сгорания дает мазут. При этом для всех сухих углей ($W^п=3$), а также для мазута и природного газа различия в расходе воздуха и продуктов сгорания на единицу теплоты сгорания $Q^р_н$ не велики: по отношению к каменному углю колебания равны всего ±1÷2%. Лишь для влажных топлив ($W^п \geqslant 10$) приведенные расходы воздуха и продуктов сгорания значительно возрастают (табл. 3-3).

Часто в смеси с другими топливами сжигают мазут. Долю использования мазута по тепловыделению ($q'_{маз}$) можно определить по формуле:

$$q'_{маз} = \frac{(BQ^р_н)_{маз}}{\Sigma BQ^р_н} = \frac{(BQ^р_н)_{маз}\eta_{пг}}{Q_{пг} \cdot 100} \qquad (3\text{-}41)$$

Здесь B — расход топлива; $Q^р_н$ — теплота сгорания топлива; $Q_{пг}$ — теплопроизводительность парогенератора; $\eta_{пг}$ — к. п. д. парогенератора, %.

Возьмем для примера сжигание мазута в неопределенной смеси с одним из рассмотренных топлив (табл. 3-3). Пусть средняя расчетная доля мазута по теплу $q'_{маз}=0{,}5$, а неопределенность смеси выражается колебаниями: $\Delta q'_{маз}=\pm 0{,}25$. Тогда соответствующие колебания расходов составят лишь четверть от указанных в табл. 3-3 максимальных превышений (δV). Для сухих углей ($W^п \leqslant 3$), природного и попутного газа они равны всего: $\delta V_в \approx \pm 0{,}5\%$; $\delta V_г \approx \pm 1{,}0\%$. Лишь для смеси мазута с влажным бурым углем ($W^п=10 \div 15$) колебания расходов становятся существенными: $\delta V_в \approx \pm 2\%$; $\delta V_г \approx \pm 5\%$.

Рассмотренный пример сжигания мазута в неопределенной смеси с другим топливом при довольно больших колебаниях состава смеси по теплу ($\Delta q'_{маз}=\pm 0{,}25$) показывает, что трудности, вызываемые колебаниями объемов воздуха и продуктов сгорания (отнесенными к нормальным условиям), для сухих топлив незначительны. Колебания температур продуктов сгорания и воздуха в зависимости от соотношения между количествами топлив в сжигаемой смеси определяются организацией топочного процесса и здесь не рассматриваются. Эти трудности могут оказать известное влияние лишь при участии в смеси влажного топлива. Однако и в этом случае для приведенной влажности бурого угля порядка $W^п=15$ колебания расхода продуктов сгорания при $\Delta q'=\pm 0{,}25$ составляют умеренную величину: ±5%.

3-8. ТОЧНОСТЬ ОБОБЩЕННОГО МЕТОДА РАСЧЕТА

а) ПОСТАНОВКА ВОПРОСА

Насколько метод расчета объемов по приведенным характеристикам менее точен, чем обычный, классический метод расчета по составу топлива? Каким методом расчета следует в основном пользоваться? Часто эти вопросы решаются предвзято в пользу классического метода, без должного анализа. Эти вопросы достаточно важны и требуют серьезного рассмотрения. Ведь от правильности определения объемов воздуха и продуктов сгорания зависят и правильность вычисления энтальпий, а следовательно, и всего теплового и аэродинамического расчета парогенератора.

б) ПОГРЕШНОСТИ РАСЧЕТОВ ПО СОСТАВУ ТОПЛИВА

Установление расходов воздуха и продуктов сгорания по классической методике основано на трех категориях последовательных определений:

1) на основе лабораторных анализов находится теплота сгорания $Q^р_н$, по которой подсчитывается расход топлива;

2) лабораторно определяется состав топлива (элементарный для твердого и жидкого топлива; химический — для газообразного топлива);

3) по составу топлива подсчитываются удельные объемы V^0 и $V^0_г$, м³/кг, например:

$$V^0_г = f(C^р;\ H^р;\ S^р_г;\ O^р;\ W^р).$$

Эти определения произведены для всех топлив Советского Союза по усредненному составу каждого из них. Все данные сведены в соответствующие таблицы. Количество топлив, рассмотренных в Нормах теплового расчета котельных агрегатов, изданных в 1957 г., составило 117 [Л. 8], а в последнем издании 1973 г. количество топлив достигло 145 [Л. 7].

Распространено мнение о практически абсолютной точности классического метода определения расходов воздуха и продуктов сгорания. В действительности нередко имеют место значительные погрешности. Часто их причиной являются, как отмечалось, несоответствия между составом топлива, по которому рассчитывают удельные объемы газов, и теплотой сгорания топлива, по которой рассчитывают расходы газов.

Так, при проверке соответствия элементарного состава топлива по нормам допускаются расхождения между теплотой сгорания $Q^{р}_{н}$, определенной калориметрически и по формуле Менделеева, примерно на ±2÷3% в зависимости от зольности [Л. 7]. Если же погрешность меньше 2÷3%, то ошибка остается скрытой и переносится в тепловой расчет парогенератора. В этом случае расходы воздуха и продуктов сгорания, зависящие от состава топлива и его теплоты сгорания ($Q^{р}_{н}$), могут быть преувеличены или преуменьшены до 2—3%.

Помимо несоответствия состава топлива его теплоте сгорания погрешности могут возникнуть за счет других ошибок, возникающих при всех рассмотренных выше определениях. Эти погрешности найти по обычной методике трудно: требуются громоздкие поверочные расчеты и определения. Поэтому погрешности нередко имеются в нормах, а оттуда переносятся в справочные издания (см. ниже). Обнаружить их можно легко лишь с помощью обобщенных методов расчета, например, по отклонениям приведенных величин и констант. Лучше начинать с определения констант по формулам:

$$a = \frac{V^{0}4,19\cdot 10^{3}}{Q^{р}_{н} + 25,1W^{р}}; \qquad (3\text{-}42)$$

$$b = \frac{V^{0}_{г} - 0,0124W^{р}}{Q^{р}_{н} + 25,1W^{р}}\,4,19\cdot 10^{3}, \qquad (3\text{-}43)$$

или $Q^{р}_{н}$ — в кДж/кг, или

$$a = \frac{V^{0}10^{3}}{Q^{р}_{н} + 6W^{р}}; \qquad (3\text{-}42а)$$

$$b = \frac{V^{0}_{г} - 0,0124W^{р}}{Q^{р}_{н} + 6W^{р}}\cdot 10^{3}, \qquad (3\text{-}43а)$$

где теплота сгорания топлива $Q^{р}_{н}$ — в ккал/кг.

Значительные отклонения полученных значений констант a и b от приведенных в табл. 3-1 указывают на вероятность ошибок в определениях V^{0}, $V^{0}_{г}$ и $Q^{р}_{н}$ по составу топлива.

Аналогичным путем, преобразуя соответствующие формулы, находят другие константы, характеризующие состав топлива (§ 3-5).

Этим способом при выборочной проверке ряда топлив были обнаружены погрешности, вкравшиеся в нормы (табл. 3-4 и 3-5). Интересно, что ошибка по кивдинскому бурому углю, оставшаяся незаметной

Таблица 3-4

Погрешности, вкравшиеся в нормы расчета парогенераторов [Л. 7] по твердому топливу

Величины	Топливо			
	Кузнецкий, Ж, К, ОС	Кивдинский Б	Подгородненский Т	Реттиховский Б
По нормативному методу:				
$Q^{р}_{н}$, ккал/кг	5000	2840	4390	2400
V^{0}, м³/кг	4,75	3,74	4,91	2,71
$V^{0}_{г}$, м³/кг	4,97	4,44	5,21	3,48
a	0,94	1,22	1,11	1,04
b	0,97	1,30	1,18	1,11
Исправлено:				
$Q^{р}_{н}$, ккал/кг	4900	3240	4475	2290
V^{0}, м³/кг	5,47	3,74	4,91	2,71
$V^{0}_{г}$, м³/кг	5,83	4,44	5,21	3,48
a	1,11	1,08	1,09	1,06
b	1,16	1,15	1,16	1,16
Выявленная погрешность, %:				
$\delta Q^{р}_{н}$	+2,0	—12,4	—1,9	+3,8
δV^{0}	—13,3	—	—	—
$\delta V^{0}_{г}$	—14,8	—	—	—

Примечания 1. По кивдинскому Б — первичные данные из [Л. 8].

2. Погрешность подсчитана по соотношению: $\frac{\text{Норм.} - \text{Испр.}}{\text{Испр.}}\cdot 100$, %.

в нормах [Л. 8] и перекочевавшая в [Л. 13] и другие справочные издания, составила (табл. 3-4 и § 4-9):

$$\delta Q^{р}_{н} = \frac{3240 - 2840}{3240}\,100 \approx 12,4\%^{*},$$

а такая же ошибка по бухарскому природному газу, вкравшаяся в [Л. 13], составила (табл. 3-5):

$$\delta Q^{п}_{н} = \frac{8900 - 8300}{8900}\,100 \approx 6,7\%^{*}.$$

При анализе погрешностей по природному газу (табл. 3-5) обращает на себя внимание то, что в случаях, когда приходилось корректировать теплоту сгорания в соответствии с формулой, учитывающей химический состав газообразного топлива, происходило полное выравнивание констант (a=1,11; b=1,245). Такое постоянство констант имело место, несмотря на большие расстояния между различными месторождениями природного газа, исчисляемые тысячами километров. Для твердых топлив исправленная теплота сгорания приближается к расчетной по формуле Д. И. Менделеева.

Таким образом, к табличным результатам расчетов объемов (и энтальпий), произведенным по составу топлива, надо относиться критически. Надежным и простым способом проверки правильности этих результатов является определение для данного топлива обобщенных констант [см. (3-42) и (3-43)] и сопоставление их с усредненными (табл. 3-1).

* Эти ошибки были вскрыты с помощью обобщенных констант независимо М. Б. Равичем и автором в [Л. 5 и 9]. Их анализ дан дополнительно в § 4-9 и 4-12.

Таблица 3-5

Погрешности, вкравшиеся в нормативные и справочные издания по газообразному топливу

Топливо; газопровод	Первичные данные [Л. 7]					Исправлено			Выявленная погрешность $\delta Q_н^c$, %
	$Q_н^c$, ккал/м³	V^0, м³/м³	$V_г^0$, м³/м³	a	b	$Q_н^c$	a	b	
Природный газ:									
Серпухов — Ленинград	8940	10,00	11,22	1,12	1,255	9010	1,11	1,245	—0,8
Шебелинка — Харьков	8910	9,96	11,16	1,12	1,264	8980	1,11	1,245	—0,8
Шебелинка — Москва	9045	9,98	11,19	1,10	1,237	8990	1,11	1,245	+0,6
Хаджи-Абад — Фергана	9160	10,03	11,26	1,095	1,23	9050	1,11	1,245	+1,2
Бухарский	8300	9,90	11,09	1,192	1,337	8900	1,11	1,245	—6,7
Средняя Азия — Центр	8970	9,91	11,11	1,105	1,24	8925	1,11	1,245	+0,5

Примечания: 1. Погрешность подсчитана по соотношению $\frac{Q_{перв} - Q_{испр}}{Q_{испр}} \cdot 100, \%$.

2. Первичные данные по бухарскому газу из [Л. 13].

Значения искомых констант, как правило, должны быть очень близки к усредненным значениям для каждого сорта или вида топлива (отклонение обычно не более ±0,5%). Как отмечалось, если отклонение велико (превышает ±2%), то возможно несоответствие теплоты сгорания расчетным характеристикам. Такое несоответствие может произойти по разным причинам: погрешности при анализах состава и теплоты сгорания топлива; расхождения в составе проб топлива; погрешности расчетов; случайные ошибки. Таким путем с помощью приведенных характеристик обнаружены погрешности, вкравшиеся в нормативные и справочные издания (табл. 3-4 и 3-5). Кстати, без применения обобщенных методов подобные погрешности трудно обнаружить. Этим и объясняется их наличие в ответственных изданиях, основанных на обычных методах расчета.

в) ПОГРЕШНОСТИ РАСЧЕТОВ ПО ПРИВЕДЕННЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ ТОПЛИВА

Методика расчетов по приведенным характеристикам топлив основана на обобщенных константах, отнесенных к теплоте сгорания топлива. Эти константы в соответствии с правилом Вельтера — Бертье (§ 1-2) и обширным статистическим материалом колеблются настолько мало, что оказалось возможным все органические топлива, применяемые в энергетике Советского Союза, разбить на небольшое количество групп с усреднением констант (табл. 3-1 и 3-2). Например, для расчета по приведенным характеристикам взят один усредненный природный газ вместо 44 природных и попутных газов, рассмотренных в Нормах [Л. 7].

Естественно, что при таком обобщении возможны существенные погрешности для отдельных топлив. Ведь количество топлив, рассмотренных в нормах, составляет 145 [Л. 7], а обобщенных топлив — всего 15. При этом каждое из топлив, рассмотренных в нормах, соответствует одному усредненному качеству его, тогда как приведенные характеристики

Таблица 3-6

Константы a и b для подсчета объемов воздуха и продуктов сгорания ряда твердых и жидких топлив, подсчитанные по составу топлива [Л. 7] и обобщенные (табл. 3-1)

Топливо	$W^п$	$V^г$, %	Константа a			Константа b		
			по составу топлива	обобщенно	расхождение, %	по составу топлива	обобщенно	расхождение, %
Донецкий бассейн								
Г; рядовой	1,5	40,0	1,100	1,10	0,0	1,167	1,16	—0,6
Г; отсев	2,3	40,0	1,082	1,10	+1,6	1,148	1,16	+1,0
Г; ППМ	2,15	42,0	1,097	1,10	+0,3	1,165	1,16	—0,4
Т	0,9	15,0	1,105	1,10	+0,5	1,158	1,16	+0,2
ПА	0,8	7,5	1,105	1,11	+0,5	1,140	1,14	0,0
АШ	1,6	3,5	1,110	1,11	0,0	1,141	1,14	0,0
Кузнецкий бассейн								
Д	2,2	42,0	1,090	1,10	+0,9	1,167	1,16	—0,6
Г	1,4	40,0	1,093	1,10	+0,6	1,165	1,16	—0,4
Т	1,0	13,0	1,085	1,10	+1,4	1,134	1,16	+2,2
Экибастузский СС:								
разрезы 1—3	1,75	30,0	1,094	1,10	+0,5	1,165	1,16	—0,4
» » 5/6	1,85	30,0	1,098	1,10	+0,2	1,170	1,16	—0,8
Куучекинское месторождение	1,8	27,0	1,088	1,10	+1,1	1,156	1,16	+0,3
Подмосковный Б2	12,85	50,0	1,097	1,10	+0,3	1,187	1,19	+0,3
Башкирский Б1	27,0	65,0	1,090	1,10	+0,9	1,182	1,19	+0,7
Кизеловский Г; Р; отсев	1,3	42,0	1,126	1,10	—1,5	1,196	1,16	—3,0
Кизеловский Г; ППМ	1,7	44,0	1,092	1,10	+0,7	1,164	1,16	—0,3
Челябинский Б3	5,4	45,0	1,090	1,09	0,0	1,176	1,18	+0,3
Канско-Ачинский бассейн								
Ирша-Бородинский Б2	8,8	48,0	1,078	1,08	+0,2	1,160	1,17	+0,9
Назаровский Б2	12,5	48,0	1,081	1,08	0,0	1,170	1,17	0,0
Березовский Б2	8,8	48,0	1,082	1,08	—0,2	1,168	1,17	+0,2
Боготольский Б1	15,5	48,0	1,067	1,08	+1,2	1,142	1,17	+2,5
Абанский Б2	9,5	48,0	1,077	1,08	+0,3	1,170	1,17	0,0
Итатский Б1	13,2	48,0	1,070	1,08	+0,9	1,158	1,17	+1,0
Барандатский Б2	10,4	48,0	1,078	1,08	+0,2	1,168	1,17	+0,2
Торф фрезерный	25,8	70,0	1,062	1,06	—0,2	1,194	1,19	—0,3
Мазут:								
малосернистый	0,31	—	1,10	1,10	0,0	1,186	1,18	—0,5
сернистый	0,32	—	1,10	1,10	0,0	1,182	1,18	—0,2
высокосернистый	0,32	—	1,10	1,10	0,0	1,182	1,18	—0,2
Нефть стабилизированная	0,32	—	1,10	1,10	0,0	1,178	1,18	—0,2

Таблица 3-7

Константы a и b для подсчета объемов воздуха и продуктов сгорания газообразных топлив, подсчитанные по данным химического состава топлива [Л. 7] и обобщенные (табл. 3-1)

Топливо; газопровод	CH_4, %	$Q^c_н$, ккал/м³	$a = V^{п,0}_в$ по составу топлива	$a = V^{п,0}_в$ обобщенно	$a = V^{п,0}_в$ расхождение, %	$b = V^{п,0}_г$ по составу топлива	$b = V^{п,0}_г$ обобщенно	$b = V^{п,0}_г$ расхождение, %
I. Природный газ								
Саратов — Москва	84,5	8550	1,113	1,11	—0,3	1,255	1,25	—0,4
Первомайск — Сторожовка	62,4	6760	1,110	1,11	0,0	1,286	1,288	+0,2
Саратов — Горький	91,9	8630	1,110	1,11	0,0	1,246	1,25	+0,3
Ставрополь — Москва:								
I нитка	93,8	8620	1,113	1,11	—0,3	1,248	1,25	+0,2
II нитка	92,8	8730	1,110	1,11	0,0	1,244	1,25	+0,5
III нитка	91,2	8840	1,110	1,11	0,0	1,246	1,25	+0,3
Серпухов — Ленинград*	89,7	9010	1,110	1,11	0,0	1,245	1,25	+0,4
Гоголево — Полтава*	85,8	7420	1,110	1,11	0,0	1,265	1,25	—1,2
Дашава — Киев	98,9	8570	1,110	1,11	0,0	1,245	1,25	+0,4
Рудки — Вильнюс	95,6	8480	1,113	1,11	20,3	1,253	1,25	—0,2
Угерско — Киев	98,5	8480	1,110	1,11	0,0	1,250	1,25	0,0
Брянск — Москва	92,8	8910	1,110	1,11	0,0	1,247	1,25	+0,2
Шебелинка — Харьков*	92,8	8980	1,110	1,11	0,0	1,244	1,25	+0,5
Шебелинка — Москва*	94,1	8990	1,110	1,11	0,0	1,245	1,25	+0,4
Кумертау — Магнитогорск	81,7	8790	1,110	1,11	0,0	1,250	1,25	0,0
Промысловка — Астрахань	97,1	8370	1,110	1,11	0,0	1,250	1,25	0,0
Газли — Коган	95,4	8740	1,112	1,11	—0,2	1,260	1,25	—0,8
Хаджи-Абад — Фергана	85,9	9050	1,110	1,11	0,0	1,245	1,25	+0,4
Джаркак — Ташкент	95,5	8760	1,112	1,11	—0,2	1,247	1,25	+0,2
Газли — Коган — Ташкент	94,0	8660	1,113	1,11	—0,3	1,252	1,25	—0,2
Ставрополь — Грозный	98,2	9510	1,112	1,11	—0,2	1,250	1,25	0,0
Карабулак — Грозный	68,5	10950	1,114	1,11	—0,4	1,250	1,25	0,0
Саушино — Волгоград	96,1	8390	1,110	1,11	0,0	1,250	1,25	0,0
Коробки — Волгоград	93,2	8560	1,110	1,11	0,0	1,250	1,25	0,0
Коробки — Камышин	81,5	9890	1,108	1,11	+0,2	1,240	1,25	+0,8
Карадаг — Тбилиси — Ереван	93,9	8860	1,110	1,11	0,0	1,248	1,25	+0,2
Бухара — Урал	94,9	8770	1,110	1,11	0,0	1,243	1,25	+0,6
Урицк — Сторожовка	91,9	8710	1,113	1,11	—0,3	1,250	1,25	0,0
Линево — Вольск	93,2	8840	1,110	1,11	0,0	1,245	1,25	+0,4
Средняя Азия — Центр*	93,8	8925	1,110	1,11	0,0	1,245	1,25	+0,4
Игрим — Нижний Тагил	99,7	8710	1,110	1,11	0,0	1,247	1,25	+0,2
Оренбург — Совхозное*	91,4	9060	1,110	1,11	0,0	1,242	1,25	+0,7
II. Попутные газы								
Каменный Лог — Пермь	38,7	10 120	1,100	1,10	0,0	1,243	1,24	—0,2
Ярино — Пермь	38,0	11 200	1,100	1,10	0,0	1,237	1,24	+0,2
Кулешовка — Куйбышев	58,0	9970	1,103	1,10	—0,3	1,242	1,24	—0,2
Безенчук — Чапаевск	42,7	11 220	1,110	1,10	—0,9	1,247	1,24	—0,6
Туркменнефть	93,9	9100	1,110	1,10	—0,9	1,243	1,24	—0,2
Краснодарнефтегаз	91,2	9140	1,110	1,10	—0,9	1,243	1,24	—0,2
Грознефть	76,7	11 230	1,105	1,10	—0,5	1,230	1,24	+0,8
Ухтакомбинат	48,2	10 780	1,098	1,10	+0,2	1,235	1,24	+0,4
Туймазы — Уфа	50,0	10 280	1,097	1,10	+0,3	1,235	1,24	+0,4
Шкапово — Туймазы	44,1	8750	1,102	1,10	—0,2	1,256	1,24	—1,3
Татарская АССР	53,6	9700	1,102	1,10	—0,2	1,243	1,24	—0,2
Азербайджанская ССР	96,1	8900	1,110	1,10	—0,9	1,243	1,24	—0,2

Топливо; газопровод	CH_4, %	$Q^c_н$, ккал/м³	$a = V^{п,0}_в$ по составу топлива	$a = V^{п,0}_в$ обобщенно	$a = V^{п,0}_в$ расхождение, %	$b = V^{п,0}_г$ по составу топлива	$b = V^{п,0}_г$ обобщенно	$b = V^{п,0}_г$ расхождение, %
III. Промышленные газы								
Газ доменных печей (на коксе с добавкой природного газа)	0,3	903	0,864	0,86	—0,5	1,803	1,80	—0,2
Газ коксовых печей	25,5	4050	1,062	1,06	—0,2	1,247	1,25	+0,2

Примечания: 1. Большое балластирование газа Первомайск — Сторожовка азотом (N_2=30,2%) учтено по формуле (3-13а).

2. Теплота сгорания и константы для газа, помеченного звездочкой, скорректированы по сравнению с нормативным методом [Л. 7] в соответствии с табл. 3-5.

и усредненные константы по каждой из обобщенных групп топлив позволяют вести расчет на любое качество топлива.

Для выяснения погрешности обобщения был произведен расчет констант a и b по составу топлива из [Л. 7]. Рассмотрены распространенные в энергетике твердые топлива, а также все жидкие и газообразные топлива, включенные в [Л. 7]. Эти уточненные константы сопоставлены с обобщенными из табл. 3-1, а расхождения между ними подсчитаны по соотношениям:

$$\delta a = \frac{a_{п.х} - a_{с.т}}{a_{с.т}} 100,\ \%; \qquad \delta b = \frac{b_{п.х} - b_{с.т}}{b_{с.т}} 100,\ \%.$$

Результаты сопоставления сведены в табл. 3-6 и 3-7. Проанализируем их отдельно по видам топлив.

Всего рассмотрено 25 распространенных твердых топлив, из них для 21 (84% случаев) погрешность констант составляет 0,0—1%, а итоговая погрешность расчета объемов — 0,0—0,9%. Для четырех топлив — расхождения 1—3% (табл. 3-6). Не исключено, что эти существенные расхождения вызваны погрешностями в комплексе анализов и расчетов при определениях теплоты сгорания и объемов по элементарному составу топлива.

По жидким топливам расхождения констант незначительны: 0,0—0,5% (табл. 3-6).

Из 44 природных и попутных газов, приведенных в Нормах для 42 газов (95% случаев), расхождения малы: 0,0—0,9%. Для двух газов расхождения составляют: 0,0—1,3% (табл. 3-7).

Для одного газа, сильно забалластированного азотом (Первомайск — Сторожовка, N_2=30,2%), при определении приведенного теоретического объема продуктов сгорания потребовалось введение поправки согласно формуле (3-13а): $V^{п,0}_г = K^0_{N_2} b = (1+0{,}001 \cdot 30{,}2) \cdot 1{,}25 = 1{,}288$. Расхождение составило 0,2%.

При необходимости высокой точности расчета (погрешность около 0,0—0,5%) следует вместо усредненных констант (табл. 3-1 и 3-2) пользоваться уточненными. В приложениях II и III уточненные константы даны для распространенных твердых и газообразных топлив.

Константы отражают горючую массу топлива. Значения балласта твердого топлива и влажности жидкого учитываются приведенными ха-

рактеристиками с высокой точностью. Таким образом, использование констант, усредненных или уточненных в зависимости от требований расчета, позволяет вести определения с заданной точностью для любого качества данного топлива, т. е. для любого значения $W^{п}$.

В отличие от этого, как отмечалось, по обычной методике расчета с табличными данными, отражающими усредненный состав рабочего топлива, определения можно вести лишь для одного заданного качества топлива. Изменения влажности или зольности топлива требуют громоздких пересчетов. Большинство сжигаемых топлив значительно отличается по своему балласту от топлив с усредненным рабочим составом. Кроме того, включаются топлива новых месторождений. Только обобщенные методы расчета позволяют просто и достаточно точно вести расчеты для любого топлива, любого качества и в том числе для недостаточно изученных топлив новых месторождений.

В заключение остановимся на вопросе о том, какой метод расчета точнее: обычный, с отнесением объемов к массе топлив или по приведенным характеристикам, с отнесением объемов к теплоте сгорания топлива? Ответ один: оба метода равно точны при условии правильности всех громоздких определений, связанных с первым (см. ниже), и правильного соответствия обобщенных констант с горючей массой топлива во втором методе. При этом если погрешности допущены, то в расчетах по обычной методике их трудно вскрыть и они могут быть большими (они достигали ~11% — табл. 3-4), а в расчетах по методике приведенных характеристик топлива они легко обнаруживаются и редко превышают 2% (табл. 3-6 и 3-7).

3-9. ПРИМЕРНЫЕ РАСЧЕТЫ

Пример 1. Определить суммарную производительность дутьевых вентиляторов парогенератора энергоблока 300 МВт при сжигании антрацитового штыба (АШ): приведенная влажность топлива $W^{п}=2$; теплопроизводительность $Q_{пг}=640$ Гкал/ч; соответственно тепловая мощность агрегата $Q_{пг}=744$ МВт; $\eta_{пг}=91\%$; $q_4=3\%$; $t'_{в.д}=30°C$; $Q^{р}_{н}=Q^{р}_{р}$; отношение количества воздуха перед воздухоподогревателем (РВВ) к теоретически необходимому $\beta'_{вп}=\alpha''_{т}-\Delta\alpha_{т}-\Delta\alpha_{пл.д}+\Delta\alpha_{вп}=1.2-0.05-0.06+0.2=1.29$; барометрическое давление $h_{бар}=740$ мм рт. ст.

Решение. Приведенный теоретический объем сухого воздуха определяем по (3-6) со значениями коэффициентов из табл. 3-1:

$$V_{в}^{п,0}=a+k_{в}W^{п}=1,11+0,007\cdot 2=1,124.$$

Количество воздуха определяем по формуле (3-23) или (3-23а):

$$V_{в}=\frac{744(100-3)}{93}\cdot 1,016\cdot 1,29\,\frac{1,124}{4,19}\approx 280\ м^3/с,$$

или

$$V_{в}=\frac{640\cdot 10^6\cdot(1-0,01\cdot 3)}{10\cdot 91}\,1,016\cdot 1,29=1,124\approx 1,006\cdot 10^6\ м^3/ч.$$

Действительное суммарное количество воздуха, нагнетаемое дутьевыми вентиляторами ($t=30°C$; $h_{бар}=740$ мм рт. ст.):

$$Q=V_{в}\frac{273+30}{273}\cdot\frac{760}{740}\approx 280\cdot 1,14\approx 318\ м^3/с.$$

Пример 2. Для тех же условий определить суммарное количество дымовых газов перед дымососами при $\vartheta'_{дмс}=130°C$; $\alpha'_{дмс}=1,5$.

Решение. Приведенный теоретический объем продуктов сгорания определяем по (3-7) со значениями коэффициентов из табл. 3-1:

$$V_{г}^{п,0}=b+k_{г}W^{п}=1,14+0,02\cdot 2=1,18.$$

Приведенный объем дымовых газов при $\alpha=1,5$:

$$V^{п}_{г}=V_{г}^{п,0}+(\alpha-1)1,016V_{в}^{п,0}=1,18+0,5\cdot 1,016\cdot 1,124=1,75.$$

Количество дымовых газов перед дымососами определяем по (3-24) либо (3-24а):

$$V_{г}=\frac{744(100-3)}{91}\cdot\frac{1,75}{4,19}\approx 332\ м^3/с,$$

или

$$V_{г}=\frac{640\cdot 10^6\cdot(1-0,01\cdot 3)}{10\cdot 91}\,1,75=1,192\cdot 10^6\ м^3/ч.$$

Действительная суммарная производительность дымососов парогенератора (при $h_{бар}=740$ мм рт. ст.):

$$Q_{дмс}=V_{г}=\frac{273+130}{273}\cdot\frac{760}{740}=332\cdot 1,52\approx 504\ м^3/с.$$

Пример 3. Определить выброс в атмосферу сернистого газа для парогенератора энергоблока 800 МВт при сжигании высокосернистого мазута без сероочистки: $S^{р}=3,6\%$; $S^{п}=0,4$; $Q_{пг}=1950$ МВт или $Q_{пг}=1675$ Гкал/ч; $\eta_{пг}=92,5\%$; $K_{Q}=0,98$.

Решение. Количество выбрасываемого сернистого газа находим по (3-38) или (3-38а):

$$G_{SO_2}=2\cdot 0,98\cdot\frac{1950\cdot 0,4}{92,5\cdot 4,19}\approx 3,95\ кг/с,$$

или

$$G_{SO_2}=2\cdot 0,98\cdot\frac{1675\cdot 10^6}{92,5}\,0,4\cdot 10^{-3}\approx 14\,200\ кг/ч.$$

Пример 4. Определить теоретические приведенные и удельные объемы (на 1 кг топлива) воздуха и продуктов сгорания назаровского бурого угля для: 1) усредненного состава рабочей массы по [Л. 20]; 2) сушонки этого угля при сушке его до $W^{р}_{2}=15\%$; 3) резко ухудшенного качества этого же угля за счет увеличения влажности и зольности до $W^{р}_{ух}=45\%$ и $A^{р}_{ух}=15\%$ (этот случай условный; обычно с увеличением влажности угля рабочая зольность его снижается).

Решение. Из [Л. 7 и 20] известна усредненная характеристика назаровского бурого угля: $W^{р}_{1}=39\%$; $A^{с}=12\%$; $A^{р}_{1}=7,3\%$; $Q^{р}_{н1}=3110$ ккал/кг; $Q^{г}_{н}=6230$ ккал/кг; $V^{г}=48\%$.

Определим приведенную влажность для всех трех условий расчета. Зольность сушонки по (1-12)

$$A^{р}_{2}=\frac{100-15}{100-39}\cdot 7,3=10,2\ \%.$$

Теплота сгорания сушонки по (1-16а)

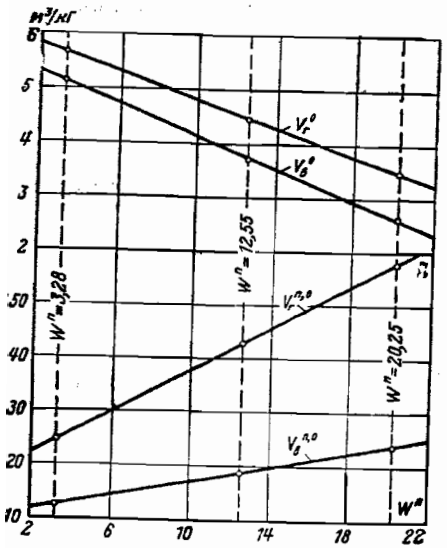
$$Q^{р}_{н2}=\frac{100-15-10,2}{100}\cdot 6230-6\cdot 15=4570\ ккал/кг.$$

Теплота сгорания угля ухудшенного качества

$$Q^{р}_{н.ух}=\frac{100-45-15}{100}\cdot 6230-6\cdot 45=2220\ ккал/кг.$$

Приведенные влажности:

$$W^{п}_{2}=\frac{15\cdot 10^3}{4570}=3,28;\quad W^{п}_{1}=\frac{39\cdot 10^3}{3110}=12,55;\quad W^{п}_{ух}=\frac{45\cdot 10^3}{2220}=20,25.$$



ис. 3-3. Зависимость теоретических объемов здуха и продуктов сгорания от влажности плива: внизу — для приведенных объемов; ерху — для объемов на 1 кг (м³) топлива; пливо — бурый уголь.

Определим приведенные объемы воздуха и продуктов сгорания по (3-6) и (3-7) с усредненными значениями коэффициентов из табл. 3-1:

$W^п$	3,28	12,55	20,25
$V_в^{п,0}$	1,102	1,163	1,213
$V_г^{п,0}$	1,230	1,410	1,559

Определим объемы воздуха и продуктов сгорания, отнесенные к 1 кг топлива, по формуле (1-7):

$W^п$	3,28	12,55	20,25
$Q_н^р$, ккал/кг .	4570	3110	2220
$V_в^0$, м³/кг . .	5,04	3,62	2,68
$V_г^0$, м³/кг . .	5,62	4,39	3,46

Результаты расчета показаны на графике (рис. 3-3). Прямолинейный характер полученной зависимости подтверждает правильность расчета. График позволяет определять объемы воздуха и продуктов сгорания для любой влажности и любой зольности этого угля.

Из рассмотрения результатов расчета видно, что переход от сырого назаровского угля ;редненного состава на сушонку приводит к уменьшению приведенных оретических объемов воздуха и дымовых газов при прочих неизмен-ых условиях соответственно на

$$\delta V_в^{п,0} = \frac{1,163-1,102}{1,163}\cdot 100 = 5,2\%; \quad \delta V_г^{п,0} = \frac{1,410-1,230}{1,410}\cdot 100 = 12,8\%.$$

При этом увеличение (абсолютное) теоретического объема продуктов сгорания отношению к теоретическому объему воздуха составляет (1,41—1,23) : (1,163—,102)≈3.

Относительные объемы воздуха и продуктов сгорания, подсчитанные по элемен-ному составу для усредненного качества назаровского угля, составляют: $V^0_в$=,62 м³/кг; $V^0_г$=4,39 м³/кг [Л. 7].

Таким образом, результаты расчета по обеим методикам одинаковы. Поскольку ияние влажности (и зольности) топлива учитывается методикой приведенных ха-теристик топлива практически совершенно точно, такой же результат обобщенного ода расчета объемов будет и для других расчетных случаев: с минимальной и ксимальной приведенной влажностью этого угля.

Глава четвертая

ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ. ТЕПЛОВОСПРИЯТИЯ

4-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

При проектировании парогенераторов для облегчения теплотехнических расчетов используются таблицы энтальпий воздуха и продуктов сгорания, составленные для различных топлив усредненного состава [Л. 7]. Однако в эксплуатации парогенераторов, при испытаниях и исследованиях обычно приходится иметь дело с топливами, состав которых значительно отличается от усредненного. Нередко сжигается смесь различных топлив. В таких случаях использование табличных данных затруднено, а определение энтальпий и тепловосприятий по обычной методике с отнесением этих величин к 1 кг (или 1 м³) топлива связано с громоздкими расчетами. Кроме того, для таких подсчетов требуются сведения о составе топлива и достаточно точное соответствие между составом и теплотой сгорания топлива.

При использовании приведенных характеристик топлива не только упрощается расчет, но и отпадает необходимость в этих подробных и уточненных сведениях. Как уже упоминалось, для проведения расчета достаточно знать сорт и приведенную влажность топлива. Напомним также о дополнительных крупных преимуществах. Приведенные энтальпии и тепловосприятия, уменьшенные в 10 раз, представляют собой количество тепла, выраженное в процентах от теплоты сгорания топлива, что придает им большую наглядность и облегчает обобщения (§ 1-3,в).

Важно, что обобщенные константы приведенных характеристик мало изменяются в зависимости от вида или сорта топлива, благодаря чему существенные ошибки, связанные с недостаточным знанием топлива, просто невозможны (§ 4-2). Затем приведенные энтальпии и тепловосприятия — величины безразмерные, поэтому их численные значения не зависят от системы единиц измерений, а размерности можно опускать.

4-2. РОЛЬ ГОРЮЧЕЙ МАССЫ ТОПЛИВА

Обращает на себя внимание малая зависимость приведенных энтальпий воздуха и продуктов сгорания от состава горючей массы топлива. Это явление, рассмотренное ниже, объясняется влиянием правила Вельтера — Бертье (§ 1-2).

Начнем с рассмотрения энтальпий для широкой гаммы топлив: сухих твердых, мазута и природного газа (табл. 4-1). Если сопоставлять энтальпии для этих топлив при одной температуре и при отнесении их, как обычно, к 1 кг (1 м³) топлива, то их относительные колебания велики: примерно 100—250% (минимум — максимум). В отличие от этого приведенные энтальпии, отнесенные к теплоте сгорания топлива, колеблются незначительно: 100—102% для воздуха и 100—105% для продуктов сгорания (табл. 4-1).

При рассмотрении табл. 4-1 следует иметь в виду, что сопоставление энтальпий произведено для топлив, сильно различающихся по со-

Таблица 4-1

Энтальпии воздуха и незапыленных продуктов сгорания различных топлив, отнесенные к 1 кг (м³) топлива, и приведенные, отнесенные к теплоте сгорания топлива (при $t = 500°C$)

Топливо	$Q^р_н$, ккал/кг	$I^0_в$	$I^0_г$	$I^{п,0}_в$	$I^{п,0}_г$
		ккал/кг (ккал/м³)		Приведенные	
Угли:					
донецкий Т	5780	1051	1187	182	205
донецкий АШ	5390	987	1108	183	206
экибастузский СС	3790	687	800	181	211
кизеловский Г	4700	872	1001	185	213
Мазут малосернистый	9620	1736	1994	180	207
Мазут высокосернистый	9260	1667	1909	180	206
Природный газ (Саратов — Москва)	8550	1556	1850	182	216
Попутный газ (Туркменнефть)	9100	1652	1951	182	214

ставу горючей массы, но с небольшой разницей во влажности, так как методика приведенных характеристик топлива позволяет учесть влияние влажности (и зольности) с высокой точностью.

Если в данные табл. 4-1 ввести поправку на небольшие изменения приведенной влажности, то колебания приведенных энтальпий будут еще меньше.

Для того чтобы полностью исключить влияние влажности топлива и в наибольшей степени выявить влияние различий горючей массы топлива, рассмотрим два характерных предельных случая, когда в воздухе

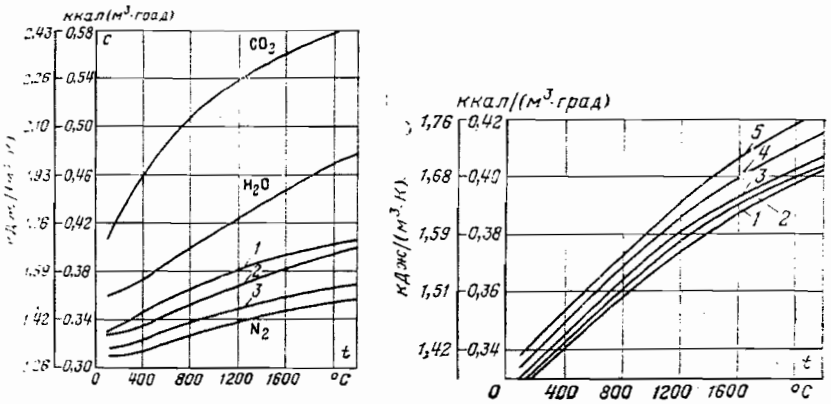


Рис. 4-1. Средние теплоемкости продуктов сгорания углерода и водорода при $\alpha = 1$, а также компонентов продуктов сгорания CO_2, H_2O, N_2 и воздуха по данным из [Л. 8].

1 — продукты сгорания углерода в воздухе при влажности воздуха $d = 10$ г/кг: 1 м³ CO_2+3,78 м³ N_2+0,08 м³ H_2O; 2 — продукты сгорания водорода в тех же условиях: 1,04 м³ H_2O+3,89 м³ N_2; 3 — влажный воздух, $d = 10$ г/кг (теплоемкость отнесена к 1 м³ сухого воздуха, т. е. увеличена в 1,016 раза).

Рис. 4-2. Средние теплоемкости продуктов сгорания различных топлив при $\alpha = 1$.

1 — природный газ, шебелинский [Л. 5]; 2 — мазут высокосернистый; 3 — антрацитовый штыб, донецкий [Л. 8]; 4 — бурый уголь, назаровский ($W^п = 12{,}5$) [Л. 20]; 5 — фрезерный торф ($W^п = 24{,}6$) [Л. 8].

сжигаются чистый сухой углерод и чистый водород. При этом разница в теплоемкости продуктов сгорания при $\alpha = 1$ составит всего 2—3% (рис. 4-1). Эта разница очень мала, а с увеличением избытка воздуха будет еще меньше, несмотря на очень большие различия теплоемкостей отдельных компонентов продуктов сгорания — CO_2, H_2O и N_2 (рис. 4-1).

На рис. 4-2 с той же размерностью показана зависимость теплоемкости продуктов сгорания различных естественных топлив от температуры при $\alpha = 1$. Сравнивая три нижние кривые для топлив с небольшой влажностью ($W^п < 1$), можно видеть, как мало разнятся теплоемкости их продуктов сгорания. Действительно, по отношению к мазуту (кривая *2*) разница в теплоемкости продуктов сгорания природного газа и донецкого АШ (кривые *1* и *3*) составляет всего 1—1,5%, несмотря на исключительно большие различия в составе горючей массы сравниваемых топлив. С увеличением влажности топлива теплоемкость продуктов сгорания значительно возрастает, особенно в области повышенных температур (кривые *4* и *5*). Сказывается прямое влияние увеличения доли водяных паров в продуктах сгорания.

На рис. 4-1 и 4-2 теплоемкости продуктов сгорания отнесены к 1 м³ газа. Для определения энтальпий, также отнесенных к 1 м³ газа, достаточно помножить теплоемкость на соответствующую температуру. Графический метод определения таких энтальпий разработан В. Н. Андриановым (§ 4-13). Однако для теплотехнических расчетов большое значение имеют энтальпии продуктов сгорания, отнесенные не к 1 м³ продуктов сгорания, а к единице массы топлива и к теплоте его сгорания. Последние могут быть определены по рассматриваемым ниже формулам С. Я. Корницкого.

4-3. ПОСТРОЕНИЕ И СУЩНОСТЬ ФОРМУЛ С. Я. КОРНИЦКОГО

Приведенная энтальпия $I^п$ представляет собой отношение удельной энтальпии воздуха или продуктов сгорания (I) к низшей рабочей теплоте сгорания топлива (кДж или ккал), увеличенное в 1000 раз:

$$I^п = \frac{I}{Q^р_н} \cdot 10^3 = \frac{Vct}{Q^р_н} \cdot 10^3, \text{ кДж} \cdot 10^3/\text{кДж (ккал} \cdot 10^3/\text{ккал)}.$$

Величина $I^п$ безразмерная. Ее численные значения не зависят от системы измерений. Поэтому в дальнейшем приведенные энтальпии (и тепловосприятия) даются без указания единицы измерения. В трудах С. Я. Корницкого единицы измерений также не приводятся [Л. 1—4]. Однако надо иметь в виду, что в дроби, выражающей эту единицу измерений, в числителе дано физическое тепло газов (либо воспринятое тепло), а в знаменателе — химическое тепло топлива.

В основу всех расчетов энтальпий положены две формулы С. Я. Корницкого [Л. 3 и 4]: для воздуха при $\alpha = 1$ (или $\beta = 1$)

$$I^{п,0}_в = Y(1 + 0{,}006W^п);$$

для продуктов сгорания при $\alpha = 1$

$$I^{п,0}_г = (X + Y)(1 + 0{,}006W^п) + ZW^п.$$

Численные значения не только самих энтальпий, но и расчетных коэффициентов, необходимых для их определения (X, Y, Z), не зависят

от применяемой системы единиц измерений, так как численные значения приведенной влажности $W^п$ (и зольности $A^п$) также не зависят от системы единиц измерений (§ 1-3).

Рассмотрим вначале кратко сущность формул. Основные расчетные коэффициенты (X; Y), постоянные для каждого сорта топлива, зависят только от температуры газов и определяются обычно по таблицам. Эти коэффициенты представляют собой произведение приведенных объемов на теплоемкость и температуру. Так, коэффициент Y равен произведению теоретического приведенного объема сухого воздуха, необходимого для сгорания сухого топлива, на теплоемкость (учитывающую нормальное влагосодержание воздуха 10 г/кг) и на температуру:

$$Y = ac_в t.$$

Безразмерная величина

$$0{,}006W^п = 0{,}006 \cdot \frac{W^р}{Q^р_н} \cdot 10^3 = \frac{600}{Q^р_н} \cdot \frac{W^р}{100},$$

входящая в формулы С. Я. Корницкого, равна теплу, затраченному на испарение влаги топлива, отнесенному к низшей теплоте сгорания топлива. $Q^р_н$ и 600 — соответственно низшая теплота сгорания топлива и энтальпия насыщенного пара при температуре 0°С, ккал/кг.

Произведение обеих рассмотренных величин $Y \cdot 0{,}006W^п$ представляет собой приведенную энтальпию, относящуюся к небольшой части воздуха, расходуемого в процессе горения на испарение влаги топлива, кДж·10³/кДж (ккал·10³/ккал).

Коэффициент X, входящий в формулу для продуктов сгорания, отражает увеличение энтальпии $I^{п,0}_г$ по сравнению с энтальпией $I^{п,0}_в$ за счет влияния состава горючей массы топлива. Он равен:

$$X = \{(xc_{RO_2} \cdot 10^{-2} - 0{,}21c_{O_2})a + [\Delta + (21 - x)a \cdot 10^{-2}]c_{H_2O}\}\vartheta.$$

Определения коэффициентов Y и X непосредственно по энтальпиям, подсчитанным по составу топлива, рассмотрены ниже — см. формулы (4-5) и (4-6).

Коэффициент Z, входящий в эту же формулу, одинаковый для всех топлив, равен произведению теплоемкости водяных паров на температуру продуктов сгорания:

$$Z = 0{,}0124c_{H_2O}\vartheta.$$

Произведение $ZW^п$ представляет собой приведенную энтальпию продуктов сгорания, относящуюся к водяным парам, образующимся при испарении влаги топлива.

Здесь a, x и Δ — коэффициенты, входящие в формулы для расчета объемов воздуха и продуктов сгорания (§ 3-4 и 3-5); $c_в$, c_{RO_2}, c_{O_2} и c — теплоемкости газов, входящих в состав продуктов сгорания, ккал/(м³·град); t и ϑ — температуры соответственно воздуха и продуктов сгорания, °С.

Таким образом, из рассмотрения сути формул С. Я. Корницкого видно, что для каждой заданной или искомой температуры газов различия основных расчетных коэффициентов X и Y для разных топлив определяются лишь различиями в составе их горючей массы. Понятно, что третий коэффициент Z зависит только от температуры продуктов сгорания.

При пылевидном сжигании зольных топлив в расчет энтальпий продуктов сгорания вводится еще коэффициент Z', представляющий собой произведение теплоемкости золы, взвешенной в газах, на температуру газов (§ 4-5).

Все расчетные коэффициенты Y, X, Z и Z' представлены в приложениях IV и V. Первые два даны в зависимости от сорта (вида) топлива и температуры. Последние два зависят только от температуры.

4-4. РАСЧЕТ ЭНТАЛЬПИЙ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

В теплотехнических расчетах применяются энтальпии воздуха и продуктов сгорания, отнесенные к единице массы топлива (удельные энтальпии) и к теплоте его сгорания (приведенные энтальпии). Метод приведенных характеристик топлива позволяет определять с помощью обобщенных расчетных коэффициентов те и другие энтальпии с минимальными сведениями о топливе (сорт и $W^п$). Влияние сорта и балласта топлива (влага и зола) учитывается с большой точностью и простотой.

Приведенные энтальпии, как уже отмечалось, являются безразмерными величинами, выраженными в кДж·10³/кДж или ккал·10³/ккал. Их численные значения не зависят от системы измерений, а единицы измерений не приводятся.

Приведенные теоретические энтальпии воздуха и продуктов сгорания (при $\alpha=1$; $\beta=1$; $q_3=0$) подсчитываются по формулам:

$$I^{п,0}_в = Y(1 + 0{,}006W^п); \qquad (4\text{-}1)$$

$$I^{п,0}_г = (X + Y)(1 + 0{,}006W^п) + ZW^п, \qquad (4\text{-}2)$$

а при избытке воздуха $\alpha > 1$ ($\beta \neq 1$) — по формулам:

$$I^п_в = \alpha Y(1 + 0{,}006W^п); \qquad (4\text{-}3)$$

$$I^п_г = (X + \alpha Y)(1 + 0{,}006W^п) + ZW^п, \qquad (4\text{-}4)$$

или

$$I^п_г = I^{п,0}_г + (\alpha - 1)I^{п,0}_в.$$

При больших значениях выноса золы из топки приведенная (и удельная) энтальпия озоленных газов подсчитывается с учетом зольности топлива (§ 4-5).

Для сухого газообразного топлива исходные формулы упрощаются:

$$I^{п,0}_в = Y; \quad I^{п,0}_г = X + Y.$$

При небольшой влажности жидких топлив ($W^п < 0{,}2$) можно без ущерба для точности пользоваться этими же формулами.

Для газообразного топлива при повышенном содержании азота ($N_2 > 10\%$) вводится поправка на балластирование горючего газа со-

гласно (3-13б), но с учетом меньшей теплоемкости азота по сравнению с продуктами сгорания сухого топлива (см. рис. 4-1):

$$I^{п}_{г\cdot бал} = Э_{N_2} I^{п}_{г} = \left(1 + 0{,}9 \cdot \frac{1{,}25 N_2 \cdot 10^{-3}}{1{,}11\alpha + 0{,}14}\right) I^{п}_{г}, \qquad (4\text{-}2а)$$

где $I^{п}_{г.бал}$ и $I^{п}_{г}$ — приведенные энтальпии продуктов сгорания сухого газообразного топлива (при $q_3=0$), определенные по методике приведенных характеристик соответственно с учетом балластирования горючего газа азотом и без него; N_2 — содержание азота в горючем газе, %.

Приведем пример использования поправки $Э_{N_2}$ для определения приведенной энтальпии продуктов сгорания при $\alpha=1$ и $\vartheta=1000°C$ для сильно забалластированного азотом природного газа ($N_2=30{,}2\%$) из газопровода Первомайск — Сторожовка [Л. 7]. По обобщенным расчетным коэффициентам из приложения IV находим:

$$I^{п,0}_{г} = X + Y = 76 + 381 = 457.$$

С учетом балластирования:

$$I^{п,0}_{г.бал} = Э_{N_2} I^{п,0}_{г} = (1 + 0{,}9 \cdot 30{,}2 \cdot 10^{-3}) \cdot 457 \approx 470.$$

По табличным данным из нормативного метода [Л. 7]:

$$I^{п,0}_{г} = \frac{I^{0}_{г}}{Q^{р}_{н}} \cdot 10^{3} = \frac{3184}{6760} \cdot 10^{3} = 471.$$

Расхождение незначительное:

$$\delta I^{0}_{г} = \frac{470 - 471}{471} \approx -0{,}3\ \%.$$

Приведенная энтальпия, уменьшенная в 10 раз, представляет собой энтальпию воздуха или продуктов сгорания, выраженную в процентах от теплоты сгорания топлива $Q^{р}_{н}$:

$$\delta I = I^{п} \cdot 10^{-1} = \frac{I}{Q^{р}_{н}} 100,\ \%.$$

Удельные энтальпии, отнесенные к 1 кг (или 1 м³) топлива, определяются с помощью приведенных характеристик по формулам:

для воздуха при $\alpha = 1$ ($\beta = 1$)

$$I^{0}_{в} = Y \frac{Q^{р}_{н} + 25{,}1 W^{р}}{1000},\ кДж/кг, \qquad (4\text{-}1а)$$

или

$$I^{0}_{в} = Y \frac{Q^{р}_{н} + 6 W^{р}}{1000},\ ккал/кг; \qquad (4\text{-}1б)$$

для продуктов сгорания при $\alpha = 1$

$$I^{0}_{г} = (X + Y) \frac{Q^{р}_{н} + 25{,}1 W^{р}}{1000} + 4{,}19 Z W^{р},\ кДж/кг, \qquad (4\text{-}2б)$$

или

$$I^{0}_{г} = (X + Y) \frac{Q^{р}_{н} + 6 W^{р}}{1000} + Z W^{р},\ ккал/кг; \qquad (4\text{-}2в)$$

для воздуха при $\alpha \neq 1$ ($\beta \neq 1$)

$$I_{в} = \alpha Y \frac{Q^{р}_{н} + 25{,}1 W^{р}}{1000},\ кДж/кг, \qquad (4\text{-}3а)$$

или

$$I_{в} = \alpha Y \frac{Q^{р}_{н} + 6 W^{р}}{1000},\ ккал/кг; \qquad (4\text{-}3б)$$

для продуктов сгорания при $\alpha > 1$

$$I_{г} = (X + \alpha Y) \frac{Q^{р}_{н} + 25{,}1 W^{р}}{1000} + 4{,}19 Z W^{р},\ кДж/кг, \qquad (4\text{-}4а)$$

или

$$I_{г} = (X + \alpha Y) \frac{Q^{р}_{н} + 6 W^{р}}{1000} + Z W^{р},\ ккал/кг, \qquad (4\text{-}4б)$$

$$I_{г} = I^{0}_{г} + (\alpha - 1) I^{0}_{в}.$$

Значения всех расчетных коэффициентов в зависимости от температуры сведены в таблицы: в приложении V даны усредненные значения расчетных коэффициентов для отдельных групп топлива по данным С. Я. Корницкого [Л. 4], а в приложении IV — обобщенные значения этих коэффициентов для отдельных наиболее распространенных энергетических топлив, при определении которых использованы более поздние данные о теплоемкости газов и составе топлив из [Л. 7 и 8].

При использовании коэффициентов из таблицы (приложение V), опубликованной еще в 1974 г., погрешность равна 1—2%, но для некоторых топлив достигает 2—3% и более. Коэффициенты из приложения IV обеспечивают в большинстве случаев небольшую погрешность: 0.5—1%. Более высокие расхождения для отдельных топлив не только вызываются следствием обобщения приведенных характеристик, но могут быть причиной погрешностей, возникающих при многих громоздких определениях и расчетах по составу топлива, а также из-за несоответствия между составом и теплотой сгорания топлива (§ 3-8,б).

В сравнительно редких случаях, когда необходима повышенная точность энтальпий (погрешность 0—0,5%), расчетные коэффициенты могут быть определены для любого топлива для каждой заданной температуры по формулам:

$$Y = \frac{I^{0}_{в} \cdot 10^{3}}{Q^{р}_{н} + 25{,}1 W^{р}}; \qquad (4\text{-}5)$$

$$X = \frac{I^{0}_{г} - 4{,}19 Z W^{р}}{Q^{р}_{н} + 25{,}1 W^{р}} 10^{3} - Y, \qquad (4\text{-}6)$$

если измерения — в кДж, или

$$Y = \frac{I^{0}_{в} \cdot 10^{3}}{Q^{р}_{н} + 6 W^{р}}; \qquad (4\text{-}5а)$$

$$X = \frac{I^{0}_{г} - Z W^{р}}{Q^{р}_{н} + 6 W^{р}} \cdot 10^{3} - Y, \qquad (4\text{-}6а)$$

если измерения — в ккал.

Коэффициенты Z и Z' численно одинаковы независимо от системы измерений, как и величина $W^{п}$ (§ 1-3,а):

$$Z = 0{,}0124\,(c\vartheta)_{H_2O}; \qquad (4\text{-}7)$$

$$Z' = 0{,}01\,(c\vartheta)_{зл}. \qquad (4\text{-}8)$$

Входящие в формулы удельные энтальпии воздуха и продуктов сгорания ($I^{0}_{г}$ и $I^{0}_{в}$), отнесенные к 1 кг (или 1 м³) топлива, подсчитываются по данным элементарного состава или берутся из таблиц энтальпий, например из [Л. 7]. Коэффициенты Z и Z' являются по существу энтальпиями 0,01 кг водяного пара и золы. Их уточненные значения даны в приложениях IV и V. Величины $(c\vartheta)_{H_2O}$, ккал/м³, и $(c\vartheta)_{зл}$, ккал/кг, потребные для определения этих коэффициентов, взяты из [Л. 8].

Коэффициенты Y и X, подсчитанные по формулам (4-5) и (4-6), соответствуют горючей массе данного топлива и пригодны при любой его влажности и зольности.

В приложение IV, как упоминалось, вошли лишь наиболее распро-
страненные и перспективные топлива и в том числе сравнительно немно-
гие угли. Однако по приведенным в этом приложении расчетным коэф-
фициентам Y и X можно подсчитывать энтальпии для большинства топ-
лив Советского Союза. Для этого вводится поправочный коэффициент
на состав горючей массы топлива (§ 4-6,б), который сравнительно мало
колеблется: $Э_{тл}$=0,98÷1,02. Для жидкого топлива (мазут, нефть), га-
зообразного (природный и попутный газ), торфа и дров поправка на из-
менения состава горючей массы совсем не требуется (§ 4-10, 4-11 и
4-12). Основная масса твердых топлив представлена тремя «опорными»
углями: донецким АШ, экибастузским каменным, назаровским бурым.
Поправочные коэффициенты $Э_{тл}$ к значениям энтальпий для «опорных»
углей берутся из таблиц, помещенных в § 4-7—4-9.

4-5. УЧЕТ ЗОЛЬНОСТИ ТОПЛИВА ПРИ ПОДСЧЕТЕ ЭНТАЛЬПИЙ

При повышенных значениях выноса золы из топки по нормативному методу, когда приведенная величина выноса [Л. 7]

$$a_{ун}A^{п} = \frac{a_{ун}A^{р}\cdot 4,19}{Q^{р}_{н}}\cdot 10^{3} > 6$$

при $Q^{р}_{н}$ — в кДж/кг, или

$$a_{ун}A^{п} = \frac{a_{ун}A^{р}}{Q^{р}_{н}}\cdot 10^{3} > 6$$

при $Q^{р}_{н}$ — в ккал/кг, к приведенной энтальпии незапыленных продуктов сгорания ($I^{п}_{г}$) добавляется приведенная энтальпия взвешенной золы ($I^{п}_{зл}$):

$$I^{п}_{г\cdot зл} = I^{п}_{г} + I^{п}_{зл} = I^{п}_{г} + a_{ун}A^{п}Z'. \qquad (4\text{-}9)$$

Энтальпия озоленных продуктов сгорания, отнесенная к 1 кг топлива, определяется по формуле

$$I_{г.зл} = I_{г} + I_{зл} = I_{г} + 4,19a_{ун}A^{р}Z', \text{ кДж/кг}, \qquad (4\text{-}9а)$$

или

$$I_{г.зл} = I_{г} + I_{зл} = I_{г} + a_{ун}A^{р}Z', \text{ ккал/кг}. \qquad (4\text{-}9б)$$

Здесь $a_{ун}$ — доля золы топлива уносимая газами, принимается по данным испытаний или по [Л. 7]; $A^{п}$ — приведенная зольность (§ 1-3); Z' — коэффициент, представляющий собой произведение теплоемкости золы на температуру газов, принимается в зависимости от температуры по таблицам (приложения IV или V).

Величина Z' учитывает не только тепло нагрева золы, но и теплоту плавления (при t>1200°С).

Энтальпия озоленных газов ($I^{п}_{г.зл}$; $I_{г.зл}$) может быть просто определена и по методике, разработанной автором, по формулам:

$$I^{п}_{г.зл} = (1 + 0,01K_{зл})\, I^{п}_{г}; \qquad (4\text{-}10)$$

$$I_{г.зл} = (1 + 0,01K_{зл})\, I_{г}, \text{ кДж/кг или ккал/кг}. \qquad (4\text{-}10а)$$

Здесь $K_{зл}$ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние зольности топлива,

$$K_{зл} = \frac{I^{п}_{зл}}{I^{п}_{г}}\cdot 100 = \frac{I_{зл}}{I_{г}}\cdot 100, \ \%. \qquad (4\text{-}10б)$$

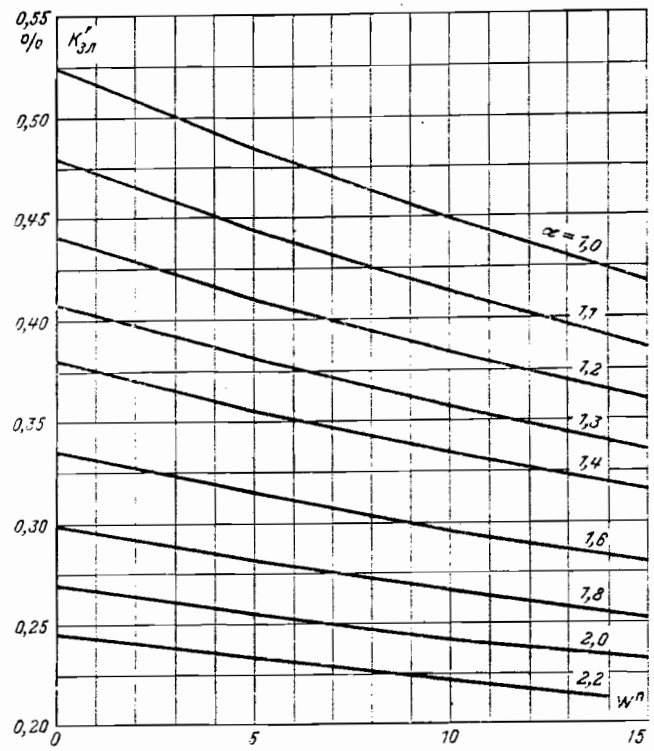


Рис. 4-3. Поправочный коэффициент, учитывающий влияние золы топлива для условий конвективных газоходов ($\vartheta \leqslant 950$°С) в зависимости от приведенной влажности топлива и от избытка воздуха.
$K_{зл} = a_{ун}A^{п}K'_{зл}$, % ($K'_{зл}$ для условий: $a_{ун}$=1; $A^{п}$=1).

Этот поправочный коэффициент зависит от качества угля ($W^{п}$; $A^{п}$) и параметров режима (α; $\vartheta_{г}$). Он может быть подсчитан по формуле:

$$K_{зл} = \frac{(0,57 + 8\cdot 10^{-5}\vartheta_{г})\, a_{ун}A^{п}}{(1,1 + 0,0066W^{п})\alpha + 0,013W^{п} + 0,06}, \ \%, \qquad (4\text{-}11)$$

либо определен графически (рис. 4-3 и 4-4).

Здесь $\vartheta_{г}$ — температура продуктов сгорания, °С; α — избыток воздуха.

Поправочный коэффициент $K_{зл}$ по существу является одновременно относительной величиной погрешности, возникающей при определении энтальпий озоленных продуктов сгорания без учета золы топлива. Эта погрешность соответственно распространяется на тепловосприятия и теоретическую температуру горения. Из (4-11) и рис. 4-3 и 4-4 видно, что рассматриваемая погрешность возрастает с уменьшением избытка воздуха и приведенной влажности топлива.

Поправочный коэффициент $K_{зл}$ можно определить точно по нормативному методу и упрощенно — аналитически либо по графикам. В табл. 4-2 сопоставлены результаты точного определения величины $K_{зл}$,

Таблица 4-2

Погрешности определений величины $K_{зл}$ для некоторых топлив

Показатели	Уголь							
	экибастузский каменный		подмосковный бурый		назаровский бурый			
$W^п$	1,97	1,97	13,13	13,13	0	0	10	10
$A^п$	9,08	9,08	9,35	9,35	10	10	10	10
$a_{ун}$	0,9	0,9	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0
α	1,25	1,5	1,25	1,45	1,2	1,4	1,2	1,4
θ, °C	1300	300	1100	600	1800	200	1800	200
Значения $K_{зл}$, %:								
точные	3,63	2,93	3,06	2,71	5,2	3,7	4,50	3,25
по формуле (4-11)	3,72	2,92	3,22	2,66	5,11	3,64	4,49	3,22
по графикам	3,81	2,85	3,37	2,62	4,93	3,78	4,32	3,35
Погрешность, %:								
формулы (4-11)	+0,09	−0,01	+0,16	−0,05	−0,09	−0,06	−0,01	−0,03
графиков	+0,18	−0,08	+0,31	−0,09	−0,27	+0,08	−0,18	+0,10

Примечание. Данные по экибастузскому и подмосковному углю взяты из норм [Л. 8].

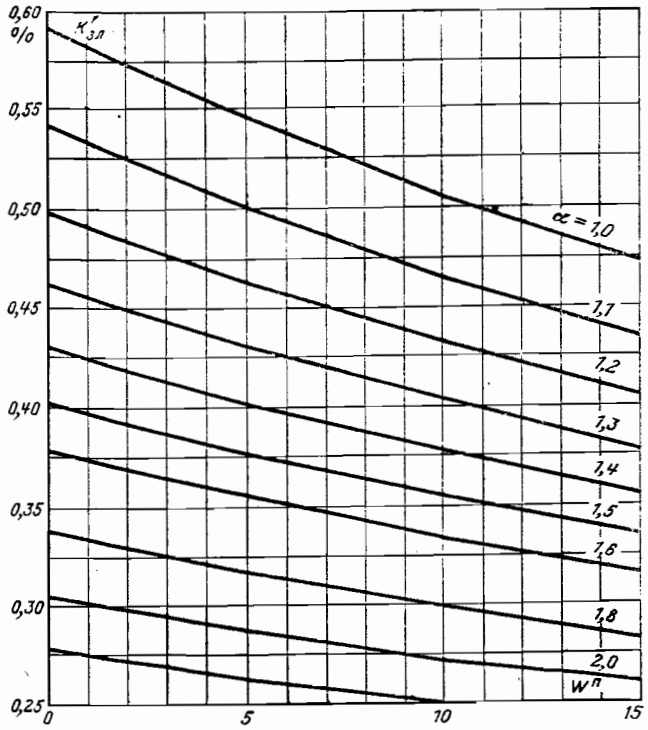


Рис. 4-4. Поправочный коэффициент, учитывающий влияние золы топлива для условий топки (θ>950°C), в зависимости от приведенной влажности топлива и от избытка воздуха.

$K_{зл}=a_{ун}A^п K'_{зл}$, % ($K'_{зл}$ для условий: $a_{ун}=1$; $A^п=1$).

исходя из состава топлива, по (4-10б) и нормативному методу с результатами, полученными по упрощенной методике по (4-11) и графикам (см. рис. 4-3 и 4-4). Разность этих величин $\Delta K_{зл}=K_{зл.точн}-K_{зл.упрощ}$ прямо дает относительную погрешность упрощенной методики в процентах. Из рассмотрения сравнительных расчетов видно, что величина этой погрешности, даже при больших величинах зольности топлива и выноса золы ($a_{ун}A^п=10$), невелика: $\Delta K_{зл}=0{,}01\div0{,}16\%$ при определениях по формуле и $\Delta K_{зл}=0{,}08\div0{,}31\%$ при определениях по графикам. При меньшем выносе золы относительная погрешность снижается пропорционально уменьшению $a_{ун}A^п$. Так, например, при $a_{ун}A^п=6$ погрешность обобщенного аналитического определения по (4-11) ничтожна: 0,0—0,1%.

Следует отметить, что допустимая погрешность при определениях энтальпий по нормативному методу [Л. 7], связанная с отсутствием учета золы, если их озоленность умеренна ($a_{ун}A^п\leqslant6$), достигает при α=1,3 (рис. 4-4):

$$K_{зл}=a_{ун}A^п K'_{зл}=6\cdot0{,}425\approx2{,}5\%.$$

4-6. *I*, *t*-ДИАГРАММЫ И АНАЛИТИЧЕСКИЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОСНОВАННЫЕ НА ПРИВЕДЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ ТОПЛИВА

а) ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Расчет приведенных энтальпий воздуха и продуктов сгорания с помощью таблиц достаточно точен. Недостаток этого метода заключается в необходимости вычислительных интерполяций для промежуточных температур, отсутствующих в таблицах.

Прямое вычисление энтальпий для любой температуры газов затруднено из-за довольно сложной степенной зависимости теплоемкости от температуры газов. Поэтому часто, когда не требуется особенно высокая точность, используются *I*, *t*-диаграммы, позволяющие быстро определять энтальпии при любой температуре. Кроме того, они полезны, так как страхуют от существенных погрешностей при расчетах (исключаются выпадающие точки). Погрешность определений зависит в основном от масштаба диаграммы и часто не превышает 1—2%.

В [Л. 13] приведены 110 *I*, *t*-диаграмм для всех топлив, включенных в таблицы нормативного метода [Л. 8], и дополнительно 7 диаграмм для углей Сахалина, Восточной Сибири и бухарского природного газа. Эти *I*, *t*-диаграммы пригодны, однако, лишь для топлив данного усредненного состава. При изменениях балласта топлива, что часто имеет место, требуются довольно громоздкие пересчеты. В последнем издании норм [Л. 7] не только изменены балласты старых топлив, но включены топлива новых месторождений. Общее число топлив, включенных в таблицы, достигло 145. Таким образом, большой опыт, обобщенный в [Л. 13], не может быть сейчас достаточно использован.

Обобщенные *I*, *t*-диаграммы по форме заимствованы из [Л. 13], но изменилось их содержание. Энтальпии отнесены не к массе топлива, а к теплоте его сгорания. Это позволило ограничиться небольшим количеством диаграмм. При этом они охватывают не только все применяющиеся в настоящее время топлива, но будут пригодны в будущем и для

ых топлив. Кроме того, они могут применяться для топлива любого ества. Взяты они без изменений из первого издания настоящей мо- рафии. Можно сказать, что обобщенные I, t-диаграммы выдержали ытание временем.

Представлено всего 6 обобщенных I, t-диаграмм по числу опорных лив: 1) донецкий АШ представляет все антрациты, полуантрациты, ие угли и коксик; 2) экибастузский каменный уголь представляет каменные угли; 3) назаровский бурый — все бурые угли; 4) торф — торфы; 5) высокосернистый мазут — все мазуты и нефть; 6) природ- й газ — все природные и попутные газы.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЙ

Основная сетка каждой диаграммы (см. ниже) составлена для од- го топлива с усредненными значениями состава горючей массы и при- денной влажности, представляющими определенную широкую группу лив.

Колебания состава горючей массы в пределах каждой из этих упп топлив мало сказываются на энтальпиях — всего на $\pm 1 \div 2\%$. и учитываются поправочным коэффициентом $Э_{тл}$:

$$I^{п}_{иск} = Э_{тл} I^{п}; \tag{4-12}$$

$$I_{иск} = Э_{тл} I, \text{ кДж/кг или ккал/кг}. \tag{4-12а}$$

Здесь индексом «иск» обозначается искомая энтальпия воздуха или одуктов сгорания, без индекса — та же энтальпия (при тех же значе- ях t, $W^{п}$ и α), найденная аналитически или графически для определен- го топлива, представляющего данную группу топлив.

Для жидкого топлива (мазуты, стабилизированная нефть) поправка изменение состава горючей массы не требуется: $Э_{тл}=1$ (§ 4-11). Это е относится и к газообразному топливу (природные и попутные газы). ишь для одного газа из 44 с очень высоким содержанием азота потре- валась поправка на балластирование. По твердому топливу поправки состав горючей массы нужны. Они даны в § 4-7.

В связи с ограниченным количеством сортов углей, включенных приложение IV, ниже даются значения поправочного коэффициента л на состав горючей массы топлива, позволяющие использовать дан- ые этой таблицы для большинства углей Советского Союза с небольшой погрешностью (около 0,5%). Этот коэффициент вводится как по- авочный к расчетным энтальпиям воздуха или продуктов сгорания ех широких групп углей: донецкий АШ, представляющий антрациты, олуантрациты, тощие угли и коксик; экибастузский уголь, представля- щий каменные угли; назаровский уголь, представляющий бурые угли.

Таким образом, по расчетным коэффициентам для трех представи- льных углей (приложение IV) с учетом поправки $Э_{тл}$ (табл. 4-3—4-7) ожно определить энтальпию воздуха и продуктов сгорания для боль- инства углей Советского Союза при любом качестве их. Для этой цели рименяются (4-1)—(4-4) и (4-12).

По рассмотренным трем «опорным» углям составлены I, t-диаграм- ы, которые вместе со значениями коэффициента $Э_{тл}$ даны ниже.

Изменения балласта топлива исчерпывающе учитываются по зменениям приведенной влажности топлива с помощью вспомогатель-

ных коэффициентов по воздуху ($Э_{в}$) и продуктам сгорания ($Э_{г}$), кото- рые находятся в линейной зависимости от величины $W^{п}$ (см. ниже).

Таким образом, каждая обобщенная I, t-диаграмма является уни- версальной для широкой группы топлив. Шесть таких диаграмм, пред- ставленных здесь, охватывают подавляющее большинство энергетиче- ских топлив Советского Союза.

Пересчет энтальпий с одной приведенной влажности на другую про- изводится с помощью вспомогательных графиков к I, t-диаграм- мам (для определения коэффициентов $Э_{в}$ и $Э_{г}$) либо по следующим формулам:

а) для воздуха при любом избытке его

$$I^{п}_{в} = Э_{в} I^{п}_{в \cdot дг}, \tag{4-13}$$

где

$$Э_{в} = 1 + \frac{0{,}006\,(W^{п} - W^{п}_{дг})}{1 + 0{,}006 W^{п}_{дг}}; \tag{4-14}$$

б) для продуктов сгорания при $\alpha=1$

$$I^{п,0}_{г} = Э^{0}_{г} I^{п,0}_{г \cdot дг}, \tag{4-15}$$

где

$$Э^{0}_{г} = 1 + \frac{0{,}0175\,(W^{п} - W^{п}_{дг})}{1 + 0{,}0175 W^{п}_{дг}}; \tag{4-16}$$

в) для продуктов сгорания при $\alpha > 1$

$$I^{п}_{г} = Э_{г} I^{п}_{г \cdot дг}, \tag{4-17}$$

где

$$Э_{г} \approx \frac{Э^{0}_{г} + (\alpha - 1)\, Э_{в}}{\alpha}, \tag{4-18}$$

либо несколько более точно (см. ниже) по известной формуле пересчета

$$I^{п}_{г} = I^{п,0}_{г} + (\alpha - 1)\, I^{п,0}_{в}.$$

Здесь приведенные влажности и энтальпии с индексом «дг» относятся к определяющему «опорному» топливу и данным обобщенных I, t-диаграмм; те же величины, но без индекса относятся к искомым величинам по другому топливу.

Вспомогательные коэффициенты $Э_{в}$ и $Э_{г}$ определяются один раз для каждого топлива нового качества и затем их значения используют- ся для подсчета энтальпии при любой температуре воздуха и дымовых газов.

При обратном ходе определений — при нахождении температуры воздуха или продуктов сгорания по их энтальпии — сначала находят значения вспомогательных коэффициентов $Э_{в}$ и $Э_{г}$ в зависимости от раз- ности $W^{п} - W^{п}_{дг}$, затем с их помощью пересчитывают энтальпии с задан- ного топлива ($W^{п}$) на определяющее $W^{п}_{дг}$. Далее по этим энтальпиям и обобщенной I, t-диаграмме, относящейся к определяющему топливу, находят искомые температуры.

При повышенных топочных температурах ($\geqslant 1700°C$) существенно сказывается диссоциация продуктов сгорания. Ее учет при определени- ях теоретической температуры горения и позонных температур в топке может быть произведен достаточно точно по упрощенной методике (§ 7-2,ж).

ПОГРЕШНОСТЬ ФОРМУЛ ПЕРЕСЧЕТА ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ГРАФИКОВ

Формулы пересчета энтальпий воздуха (4-13) и (4-14) получены гем преобразований исходного уравнения (4-1) для двух значений $W^п$ скомой и «опорной») без упрощений. Таким образом, вспомогательй график к диаграмме в части определения вспомогательного коэффициента $Э_в$ является точным.

В формуле пересчета энтальпий продуктов сгорания (4-16) числовой коэффициент 175 при строгом выводе этой закономерности должен быть заменен величиной

$$e = 0{,}006 + \frac{Z}{X+Y},$$

орая получается из аналогичного преобразования исходного уравнения (4-2) для же двух значений $W^п$. Величина e изменяется с температурой, поскольку завиость теплоемкости отдельных компонентов продуктов сгорания от температуры ов имеет различный характер (рис. 4-1 и 4-2). Для различных топлив величина 0^3 колеблется в зависимости от температуры в таких пределах:

ϑ, °C	200	600	1000	1400	1800
АШ	17,9	18,0	18,1	18,4	18,6
Каменный уголь	17,4	17,5	17,7	17,9	18,1
Бурый уголь	17,4	17,4	17,5	17,8	18,0
Мазут	17,4	17,6	17,6	18,0	18,1

Максимальные колебания величины e по отношению к численному коэффициенту 175 сравнительно малы: $\Delta e = e - 0{,}0175 \approx \pm 0{,}0012$. Благодаря этому наибольшая пошность, возникающая за счет этих колебаний, незначительна. Так, для сухих топлив Ш, Т, каменные угли, мазут) при большой разности $W^п - W^п_{дг} = \pm 2$ погрешность вна:

$$\delta I^{п,0}_г = \pm \frac{\Delta e \Delta W^п 100}{1 + 0{,}0175} \approx \pm \frac{0{,}0012 \cdot 2 \cdot 100}{1{,}0175} \approx \pm 0{,}24\,\%.$$

Для бурых углей при максимальном отклонении величины e от усредненного ачения 0,0175, т. е. $\Delta e = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$, и практически максимальной разности $W^п - W^п_{дг} = \pm 10$ погрешность лишь немного больше:

$$\delta I^{п,0}_г = \pm \frac{\Delta e \Delta W^п \cdot 100}{1 + 0{,}0175} \approx \pm \frac{0{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 100}{1{,}0175} \approx \pm 0{,}5\,\%.$$

Из приведенных подсчетов видно, что погрешность пересчета энтальпий продукв сгорания с приведенной влажности, соответствующей топливу, для которого соавлена I, t-диаграмма, на другую приведенную влажность находится в пределах 0,5%.

Сказанное относится к формулам пересчета и вспомогательным графикам в части ределений $Э^0_г$ и $I^{п,0}_г$ ($\alpha = 1$). При пересчетах приведенной энтальпии продуктов орания непосредственно по (4-17) и (4-18) либо с помощью вспомогательных графив в случаях, когда $\alpha > 1$, возникает дополнительная небольшая погрешность, так к (4-18) для удобства номографирования упрощена. Она основана на допущении, о относительный прирост энтальпии $I^п_г$ при увеличении приведенной влажности топва от нуля до $W^п$ составляет:

$$\left[0{,}006 + \frac{Z}{(X+Y)\alpha}\right] W^п,$$

огда как точное значение этого прироста энтальпии, равное

$$\left(0{,}006 + \frac{Z}{X + \alpha Y}\right) W^п,$$

есколько больше принятого. Поэтому использование (4-18) приводит к погрешности, оторая растет с увеличением значений α и разности $W^п - W^п_{дг}$. Эта погрешность для ухих топлив ($W^п < 3$) и умеренных избытков воздуха ($\alpha \leq 1{,}6$) незначительна: $\delta I^п_г \leq 0{,}1\%$. Для бурых углей при очень большой разности $W^п - W^п_{дг} = \pm 12{,}5$, соответствующей широкому диапазону $W^п = 0 - 25$ (при $W^п_{дг} = 12{,}5$), погрешность при тех же избытках воздуха ($\alpha \leq 1{,}6$) достигает ~0,5%.

Таким образом, суммарная погрешность формул пересчета (4-17), (4-18) и построенной на вспомогательных графиках к I, t-диаграммам зависимости $Э_г = f(W^п, \alpha)$ около 0,5—1%. Следовательно, точность обобщенных I, t-диаграмм вполне достаточна для большинства технических расчетов (табл. 4-3—4-7).

г) МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ГОРЕНИЯ ПО ОБОБЩЕННОЙ I, t-ДИАГРАММЕ[1]

Определение по I, t-диаграмме теоретической (адиабатной) температуры горения $\vartheta_а$ основано на равенстве энтальпии продуктов сгорания при этой температуре и суммы теплоты сгорания топлива и энтальпии воздуха, вводимого в топку[2]:

$$I_а = Q^р_н + \alpha I^0_в = Q^р_н + I_в, \text{ кДж/кг или ккал/кг.} \qquad (4\text{-}19)$$

Разделив левую и правую части этого равенства на $Q^р_н \cdot 10^{-3}$, получим равенство, выраженное в приведенных величинах:

$$I_а^п = 1000 + \alpha I_в^{п,0} = 1000 + I^п_в. \qquad (4\text{-}20)$$

Из рассмотрения этой формулы видно, что при нулевой температуре воздуха ($I^п_в = 0$) приведенная энтальпия продуктов сгорания при теоретической температуре горения $I^п_а = 1000$. Поэтому на I, t-диаграммах (см. рис. 4-5 и последующие) вертикальная линия, соответствующая $I^п_г = 1000$, в местах ее пересечения с кривыми $I^п_г = f(\vartheta)$ дает теоретические температуры горения при различных избытках холодного воздуха (при $t_в = 0$°C).

Точки пересечения кривых $I^п_г = f(\vartheta)$ с семейством вспомогательных кривых, построенных по формуле (4-20) для различного подогрева воздуха, дают теоретические температуры горения при различных значениях избытка и температуры воздуха.

Как уже упоминалось, основная сетка каждой из обобщенных диаграмм рассчитана на определенную группу топлив и построена для той величины приведенной влажности, которая характерна для данной группы топлив. Пересчеты теоретической температуры горения производятся по формуле

$$\vartheta_а = \frac{\vartheta_{а.дг}}{Э_{тл} Э_г}, \text{ °C.}$$

Здесь индексом «дг» обозначена теоретическая температура горения, полученная по диаграмме, соответствующая усредненной приведенной влажности, а искомая температура при любой другой приведенной влажности $W^п$ обозначена через $\vartheta_а$. Коэффициент $Э_{тл}$ — поправка на горючую массу топлива — берется из табл. 4-3—4-7. Коэффициент $Э_г$,

[1] Методика аналитического и графического определения теоретической температуры горения на основе приведенных характеристик топлива с более высокой точностью и, если требуется, с учетом зольности топлива, рециркуляции газов и диссоциации продуктов сгорания дана ниже — в § 7-2.

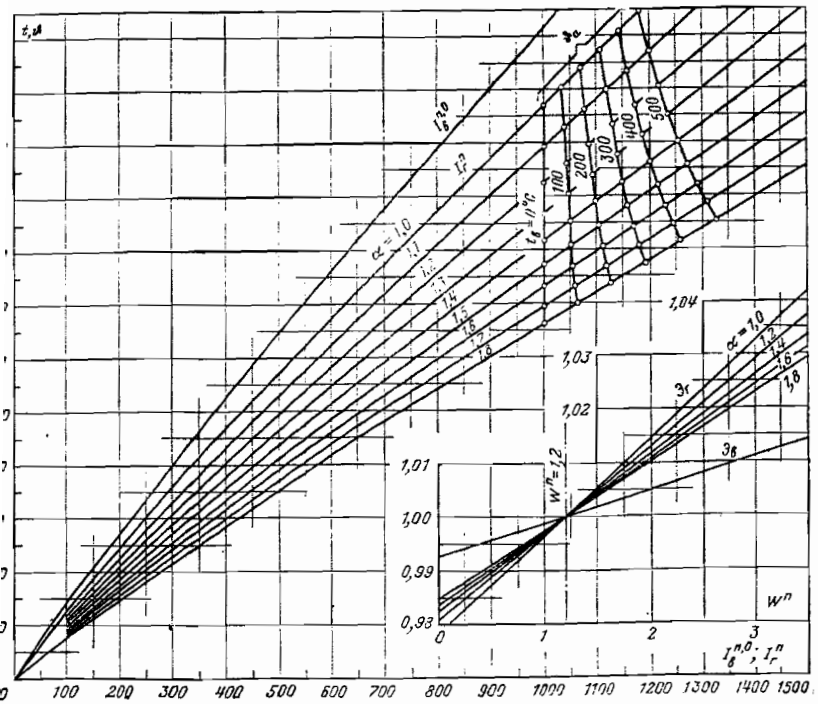
[2] Химическая неполнота горения принята равной нулю. Физическое тепло топлива также принято равным нулю. Учет физического тепла топлива дан в § 7-2,г.

итывающий изменение приведенной влажности топлива, находится вспомогательному графику к I, t-диаграмме либо подсчитывается (4-16) и (4-18). Вспомогательные графики, построенные по этим формулам, представляют собой линейные зависимости $Э_г = f(W^п;\ \alpha)$.

7. ОБОБЩЕННАЯ I, t-ДИАГРАММА И АНАЛИТИЧЕСКИЕ ПРЕДЕЛЕНИЯ ДЛЯ АНТРАЦИТОВ И ТОЩИХ УГЛЕЙ

I, t-диаграмма (рис. 4-5) составлена для донецкого АШ ($W^п_{дг}=1{,}2$) данным [Л. 8]. По этой диаграмме возможно определение энтальпий здуха и продуктов сгорания, а также теоретической температуры гоения для всех антрацитов, полуантрацитов, тощих углей и коксика люй влажности и любой зольности, включая все топлива этой группы, шедшие в последнее издание нормативного метода [Л. 7].

Другие топлива рассматриваемой группы могут отличаться от порного», представленного на диаграмме и в таблице приведенных тальпий, по которым построена диаграмма (приложение VI), состам горючей массы и балластом. Влияние горючей массы учитывается правочным коэффициентом $Э_{тл}$, который мало колеблется: 1,00—1,01 абл. 4-3). Влияние балласта исчерпывающе учитывается приведенной



ис. 4-5. Обобщенная I, t-диаграмма для антрацитов и тощих углей. Составлена для онецкого АШ ($W^п=1{,}2$).

Таблица 4-3

Значения поправочного коэффициента $Э_{тл}$ на состав горючей массы антрацитов и тощих углей и расхождения значений энтальпий, рассчитанных по приведенным характеристикам топлива, со значениями энтальпий, определенными по нормативному методу

Топливо	$Э_{тл}$	По элементарному составу при 1000°С				Расхождения, %	
		$I^0_в$, ккал/кг	$I^0_г$, ккал/кг	$I^{п,0}_в$	$I^{п,0}_г$	$\delta I_в$	$\delta I^0_г$
По данным норм [Л. 8]:							
донецкий АШ	1,00	2278	2587	379	431	0,0	0,0
коксовая мелочь	1,01	2029	2381	388,5	456	0,0	+0,3
По данным норм [Л. 7]:							
донецкий Т	1,01	2206	2530	382	438	—0,1	—1,4
„ А	1,01	2072	2362	384	438	—0,1	—0,4
„ ПА	1,01	2277	2600	377	432	—0,7	—0,4
кузнецкий Т	1,00	2343	2696	375	431	+0,8	—0,9
егоршинский ПА	1,00	2025	2343	378	438	+0,5	—1,4
сучанский Т	1,01	2200	2526	380	436	+0,5	—1,0
подгородненский Т	1,00	1684	1943	376	434	+0,5	—1,6

Примечания: 1. Расхождения определены по формуле (4-27).
2. Теплота сгорания для угля подгородненского Т исправлена (табл. 3-4).

влажностью (и приведенной зольностью при большом озолении газов). Поправка на влажность зависит от алгебраической разности $W^п - W^п_{дг} = W^п - 1{,}2$. Согласно § 4-6,б поправка подсчитывается по формулам:

$$Э_в = 1 + \frac{0{,}006\,(W^п - 1{,}2)}{1 + 0{,}006 \cdot 1{,}2} \approx 1{,}006\,(W^п - 1{,}2); \qquad (4\text{-}21)$$

$$Э^0_г = 1 + \frac{0{,}018\,(W^п - 1{,}2)}{1 + 0{,}018 \cdot 1{,}2} \approx 1 + 0{,}017\,(W^п - 1{,}2); \qquad (4\text{-}22)$$

$$Э_г \approx \frac{Э^0_г + (\alpha - 1)\,Э_в}{\alpha}$$

либо определяется по вспомогательному графику на диаграмме (рис. 4-5).

Обе поправки на состав горючей массы и приведенную влажность топлива согласно § 4-6,б, в учитываются по формулам:

$$I^{п,0}_в = Э_{тл} Э_в I^{п,0}_{в.дг}; \qquad (4\text{-}23)$$

$$I^{п,0}_г = Э_{тл} Э^0_г I^{п,0}_{г.дг}; \qquad (4\text{-}24)$$

$$I^п_г = I^{п,0}_г + (\alpha - 1)\, I^{п,0}_в;$$

$$I^п_г = Э_{тл} Э_г I^п_{г.дг}; \qquad (4\text{-}25)$$

$$\vartheta_а = \frac{\vartheta_{а.дг}}{Э_{тл} Э_г}. \qquad (4\text{-}26)$$

Индексом «дг» обозначены энтальпии воздуха и продуктов сгорания, а также теоретические температуры горения, соответствующие приведенной влажности $W^п_{дг}=1{,}2$, точно определенные по диаграмме либо аналитически.

Для топлив рассматриваемой группы возможно чисто аналитиче-
ое определение энтальпий для любых значений $W^п$ по (4-1)—(4-4) и
расчетным коэффициентам для донецкого АШ из приложения IV.
этом случае вводится поправка лишь на состав горючей массы топ-
ва $Э_{тл}$.

При повышенном выносе золы из топки с продуктами сгорания
одится поправочный коэффициент $K_{зл}$ (§ 4-5).

Расхождения энтальпий, рассчитанных по приведенным характерис-
кам и по нормативному методу, представлены в табл. 4-3. Произве-
но 16 параллельных определений. Из них в 13 случаях расхождения
елики: 0,1—1,0%. Лишь в 3 случаях расхождения составляют 1,4—
% (табл. 4-3). Такую точность можно признать достаточной. При этом
до учесть, что причиной повышенных расхождений могут быть не толь-
погрешности, неизбежные при обобщении, которые обычно умерен-
, но и погрешности громоздких определений по элементарному соста-
топлива, а также из-за несоответствия состава и теплоты сгорания
плива, которые нередко бывают значительными (§ 3-8,б).

Погрешность находилась по формуле

$$\delta I^0 = \frac{Э_{тл} I^0_{п.х} - I^0_{н.м}}{I^0_{н.м}} \cdot 100, \%, \qquad (4\text{-}27)$$

$Э_{тл}$ — поправочный коэффициент на состав горючей массы топли-
$I^0_{п.х}$ — энтальпия воздуха или продуктов сгорания, подсчитанная по
иведенным характеристикам топлива с учетом поправок на приведен-
о влажность ($Э_в$; $Э^0_г$); $I^0_{н.м}$ — та же энтальпия, определенная по нор-
тивному методу.

По аналогичной формуле в следующих разделах находились и рас-
кдения теоретической температуры горения (при α=1,2; $t_в$=300°С):

$$\delta\vartheta_а = \frac{\vartheta_{а.п.х} - \vartheta_{а.н.м}}{\vartheta_{а.н.м}} \cdot 100, \%, \qquad (4\text{-}27,а)$$

$\vartheta_{а.п.х}$ — теоретическая температура горения, подсчитанная по при-
енным характеристикам топлива с учетом поправок на состав горю-
массы ($Э_{тл}$) и приведенную влажность ($Э_г$); $\vartheta_{а.н.м}$ — та же темпе-
тура, определенная по нормативному методу.

. ОБОБЩЕННАЯ I, t-ДИАГРАММА И АНАЛИТИЧЕСКИЕ ПРЕДЕЛЕНИЯ ДЛЯ КАМЕННЫХ УГЛЕЙ

I, t-диаграмма (рис. 4-6) составлена для экибастузского каменного
я усредненного качества ($W^п$=2) по данным его элементарного со-
ва из [Л. 19]. По этой диаграмме можно определить энтальпии воз-
а и продуктов сгорания, а также теоретическую температуру горе-
для большинства углей Советского Союза любой влажности и лю-
зольности с небольшой погрешностью (см. ниже). В приложении
даны приведенные теоретические энтальпии воздуха и продуктов
рания, по которым строилась рассматриваемая обобщенная I, t-диа-
мма.

Отличия в горючей массе различных каменных углей учитываются
омощью поправочного коэффициента $Э_{тл}$ (табл. 4-4 и 4-5) по (4-23)—

Таблица 4-4

Значения поправочного коэффициента $Э_{тл}$ на состав горючей массы для ряда распространенных каменных углей и расхождения значений энтальпий, определенных по приведенным характеристикам топлива, со значениями энтальпий, определенными по нормативному методу

Топливо	$Э_{тл}$	По нормативному методу при 1000°С				Расхождения, %	
		$I^0_в$, ккал/кг	$I^0_г$, ккал/кг	$I^{п,0}_в$	$I^{п,0}_г$	$\delta I_в$	$\delta I^0_г$
Экибастузский каменный уголь по [Л. 19]	1,00	—	—	—	—	0,0	0,0
По данным норм [Л. 7]:							
экибастузский СС:							
разрезы 1—3	1,00	1516	1792	379	448	+0,8	+0,7
„ 5—6	1,00	1441	1706	380	450	+0,5	+0,2
куучекинский	1,00	1476	1737	387	456	—1,1	—1,1
донецкий Г	1,00	2000	2343	380	446	+0,5	+0,7
„ Г; ППМ	1,00	1600	1891	382	451	+0,3	+0,7
кузнецкий Д	0,98	2065	2460	379	451	—1,0	+0,9
„ Г	0,99	2355	2760	377	443	—0,2	—0,1
„ 1СС	0,98	2149	2514	377	441	—0,7	—0,2
„ 2СС	0,99	2237	2600	380	442	—0,5	+0,6

Примечание. Расхождения определены по формуле (4-27).

Таблица 4-5

Поправочные коэффициенты $Э_{тл}$ на состав горючей массы для всех каменных углей, вошедших в нормативный метод [Л. 8], и расхождения значений энтальпий (при 1000°С), а также теоретических температур горения (при α=1,2; $t_в$=300°С), определенных по приведенным характеристикам топлива, со значениями энтальпий, определенными по нормативному методу

Топливо	$Э_{тл}$	Расхождения, %		
		$\delta I_в$	$\delta I^0_г$	$\delta\vartheta_а$
Донецкий Д	0,99	+0,4	0,0	0,0
„ Г	0,99	—0,7	—0,5	—0,3
„ ПЖ	0,99	—0,5	+0,3	—0,2
„ ППМ	1,00	—1,2	—0,6	+0,3
Анжеро-Судженский ПС	0,99	+0,9	+0,5	—0,7
Кемеровский К-ПС-СС	0,99	—0,5	+0,3	—0,2
„ ПС-Т	0,99	+0,9	+1,0	—1,0
Кузнецкий Д	0,99	+0,9	+0,6	—0,7
„ Г	0,99	—0,5	—0,2	—0,2
Араличевский ПС	0,99	+0,3	+1,3	—0,9
Карагандинский ПЖ	0,98	—0,2	—0,4	0,0
Печорский ПЖ	0,98	0,0	+1,0	—0,5
„ Д	1,00	+0,3	+0,3	—0,3
Кизеловский Г	1,00	—0,2	+0,4	—0,5
„ Д	1,00	+0,4	+0,4	—0,5
„ ППМ	1,00	—1,9	—0,2	+0,2
Буланашский Г	0,99	—0,1	+0,5	—0,5
Ткварчельский ПЖ	1,00	0,0	0,0	—0,2
Ткибульский Г	1,00	+0,3	—0,3	+0,3
Экибастузский СС	1,00	0,0	0,0	—0,2
Киргизский Д	0,99	+0,7	+0,5	—0,5
Ташкумырский Д	0,98	—0,4	0,0	0,0

Продолжение табл. 4-5

Топливо	$Э_{тл}$	Расхождения, %		
		$\delta I_в$	$\delta I_г^0$	$\delta \vartheta_а$
нусинский Д	1,02	—0,8	+0,4	—0,4
емховский Д	0,99	+0,1	—0,3	+0,2
ачачинский Г	0,99	+0,2	+0,5	—0,5
» Д	0,99	+0,1	—0,1	+0,2
альский Г	0,98	—0,1	—0,6	+0,4
анский Г	1,00	0,0	+0,5	—0,5
» ПЖ	0,99	—0,3	+0,7	—0,5
ошиловский СС	0,99	—0,3	0,0	—0,2
овецкий Д	0,99	+0,3	—0,8	+0,8
нецкий Д	0,98	—0,1	—0,2	—
» в целом по углеразрезам СС, , Г, Д	0,99	—0,3	+0,6	—
еловский, Г-Р, К, М, отсев	0,99	—0,2	+0,1	—
» П-ПП	0,99	—0,2	—0,1	—

Примечание. Расхождения определены по (4-27) и (4-27а).

26). Этот коэффициент колеблется в сравнительно узких пределах: 8—1,0. Лишь для одного мало распространенного угля из 44 рассмот-нных углей (минусинский марки Д) $Э_{тл}$=1,02 (табл. 4-4 и 4-5).

Изменения балласта топлива учитываются обобщенной методикой но по приведенной влажности топлива $W^п$. При использовании I, t-диа-аммой поправочные коэффициенты к энтальпиям воздуха и продуктов орания ($Э_в$ и $Э_г$) берутся в зависимости от алгебраической разности —2, поскольку «опорное» топливо (экибастузский уголь) взято при $_{дт}$=2. Эти коэффициенты находятся по вспомогательному графику на аграмме либо подсчитываются по формулам:

$$Э_в = 1 + \frac{0{,}006\,(W^п - 2)}{1 + 0{,}006 \cdot 2} \approx 1 + 0{,}006\,(W^п - 2); \qquad (4\text{-}28)$$

$$Э^0_г = 1 + \frac{0{,}018\,(W^п - 2)}{1 + 0{,}018 \cdot 2} \approx 1 + 0{,}017\,(W^п - 2); \qquad (4\text{-}29)$$

$$Э_г \approx \frac{Э^0_г + (\alpha - 1)\,Э_в}{\alpha}.$$

Как известно, состав горючей массы топлив относительно высоко билен. За промежуток времени от одного до другого издания норм щественно изменяются лишь усредненные данные по балласту топли- Балласт с высокой точностью учитывается обобщенной методикой. этому данные по коэффициенту $Э_{тл}$ для каменных углей по послед-м данным [Л. 7] и по предыдущим данным 1957 г. [Л. 8] совместно статочно хорошо характеризуют поправку на горючую массу боль-инства каменных углей Советского Союза. С помощью этих коэффи-ентов и обобщенной I, t-диаграммы можно будет вести расчеты для менных углей и в недалеком будущем.

В табл. 4-4 и 4-5 даны расхождения в величинах энтальпий воздуха продуктов сгорания, а также теоретической температуры горения, ределенных по обобщенной методике с величинами, определяемыми нормативному методу. Всего выполнено 123 определения (параллель-

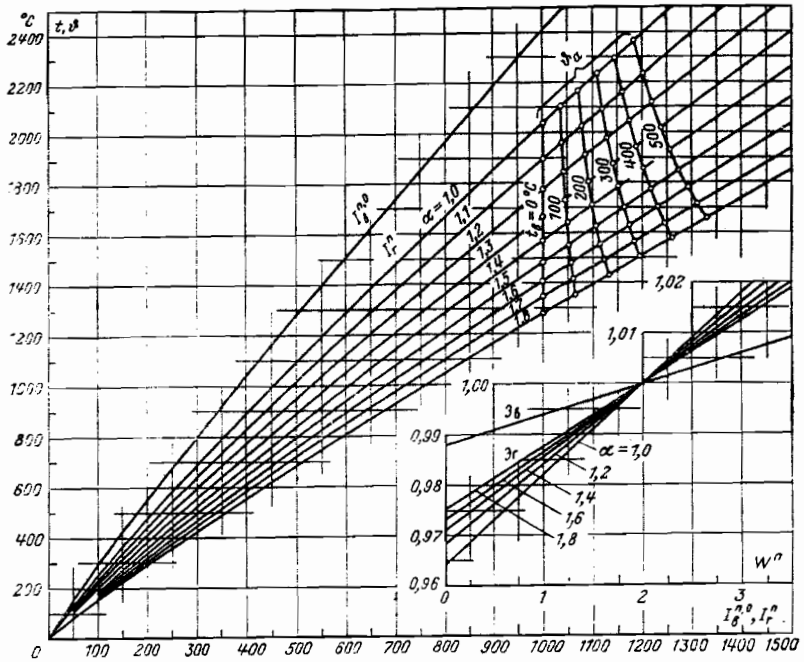


Рис. 4-6. Обобщенная I, t-диаграмма для каменных углей. Составлена для экибастузского каменного угля ($W^п$=2).

ных). Из них в 117 случаях (95%) расхождения: 0,0—0,9%; в 5 случаях (4%): 1—1,2%; в одном случае: 1,9% (табл. 4-4 и 4-5). Такую относительную точность определений по приведенным характеристикам топлива следует признать достаточной.

При оценке рассмотренных погрешностей следует учесть, что причиной расхождений могут быть и погрешности громоздких определений по элементарному составу топлива, так же как и несоответствия между составом и теплотой сгорания топлива (§ 3-8,б). Отсутствие учета зольности при определении энтальпий озоленных продуктов сгорания, допустимое нормативным методом [Л. 7], приводит к «узаконенной» погрешности, достигающей 2,5% (§ 4-5).

4-9. ОБОБЩЕННАЯ I, t-ДИАГРАММА И АНАЛИТИЧЕСКИЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДЛЯ БУРЫХ УГЛЕЙ

I, t-диаграмма (рис. 4-7) составлена для назаровского бурого угля ($W^п$=12,5) по данным его элементарного состава из [Л. 19]. По этой диаграмме с небольшой погрешностью (см. ниже) можно определять энтальпии воздуха и продуктов сгорания, а также теоретическую температуру горения для большинства бурых углей Советского Союза любой влажности и любой зольности.

Другие бурые угли могут отличаться от «опорного», представленно-
на диаграмме, составом горючей массы и балластом. Влияние
ава горючей массы учитывается поправочным коэффициентом $Э_{тл}$,
рый колеблется в пределах 0,98—1,02 (табл. 4-6 и 4-7). Влияние
аста исчерпывающе учитывается приведенной влажностью (и при-
нной зольностью при большом озолении газов). Поправка на влаж-
ь зависит от алгебраической разности: $W^п - W^п_{дг} = W^п - 12,5$. Согласс-
4-6,б она определяется по формулам:

$$Э_в = 1 + \frac{0,006\,(W^п - 12,5)}{1 + 0,006 \cdot 12,5} = 1 + 0,0056\,(W^п - 12,5); \qquad (4\text{-}30)$$

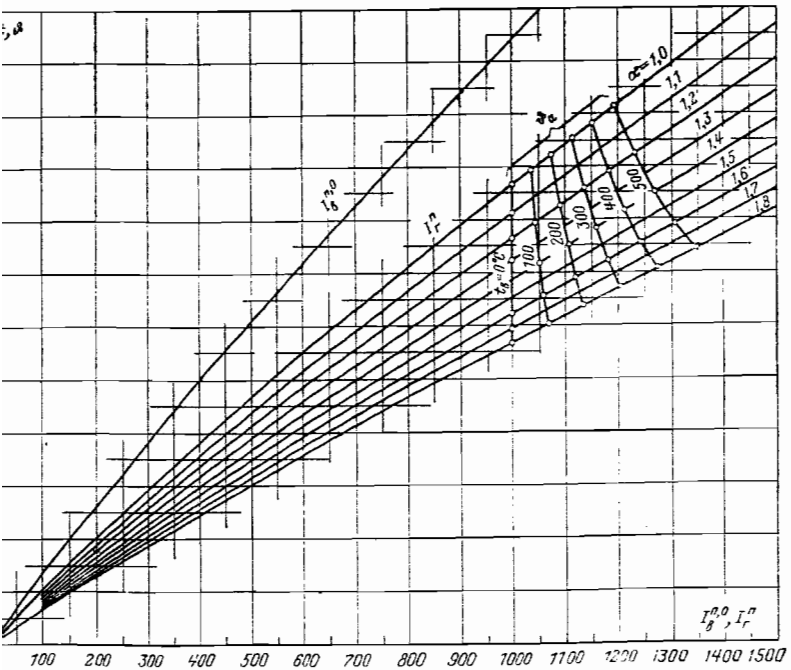
$$Э^0_г = 1 + \frac{0,0175\,(W^п - 12,5)}{1 + 0,0175 \cdot 12,5} = 1 + 0,01435\,(W^п - 12,5); \qquad (4\text{-}31)$$

$$Э_г \approx \frac{Э^0_г + (\alpha - 1)\,Э_в}{\alpha}$$

по вспомогательному графику (рис. 4-8).

Обе поправки на состав горючей массы и на приведенную влаж-
ь топлива согласно § 4-6,б и 4-4,в учитываются по (4-23)—(4-26).

Для топлив рассматриваемой группы возможно чисто аналитическое
деление энтальпий для любой приведенной влажности угля по фор-
ам (4-1)—(4-4) и по расчетным коэффициентам для назаровского



4-7. Обобщенная I, t-диаграмма для бурых углей. Составлена для назаровского
о угля ($W^п = 12,5$).

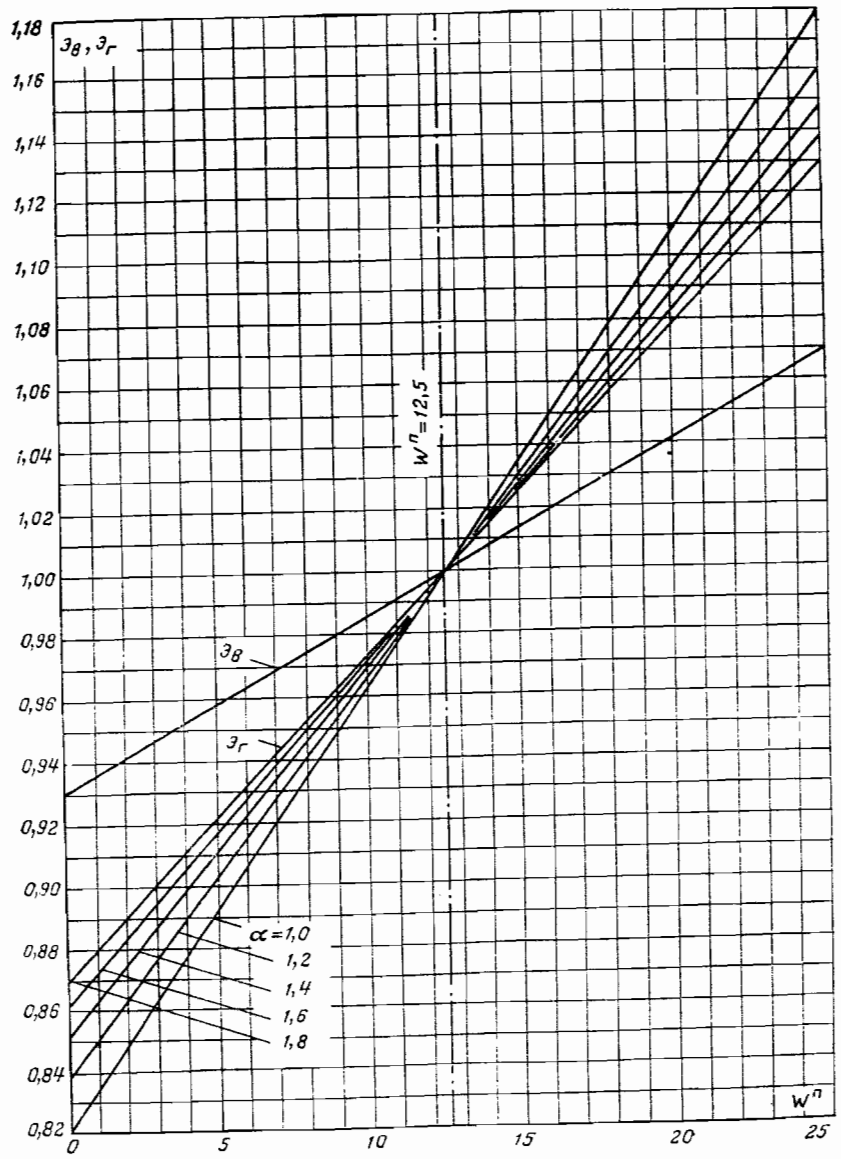


Рис. 4-8. Поправочные коэффициенты $Э_в$ и $Э_г$ к I, t-диаграмме для бурых углей.

о угля из приложения IV. В этом случае вводится поправка лишь
тав горючей массы топлива $Э_{тл}$.
ри повышенном выносе золы из топки с продуктами сгорания вво-
поправочный коэффициент $K_{эл}$ (§ 4-5).
оправки на горючую массу для ряда распространенных и пер-
вных бурых углей в соответствии с последними данными по эле-
ному составу из [Л. 7] дана в табл. 4-6. Для всех бурых углей,
ших в нормативный метод предыдущего издания [Л. 8], значе-
эффициента $Э_{тл}$ сведены в табл. 4-7. Как известно, состав го-
массы топлив относительно высоко стабилен. Существенно из-
тся преимущественно их влажность и зольность. Поэтому дан-
о коэффициенту $Э_{тл}$, приведенные в табл. 4-6 и 4-7, хорошо
еризуют большинство бурых углей Советского Союза. С помо-
того коэффициента расчеты энтальпий можно будет вести не
в ближайшее время, но и в отдаленном будущем.
схождения энтальпий и теоретических температур горения, рас-
ных по приведенным характеристикам, с рассчитанными по нор-
ому методу представлены в табл. 4-6 и 4-7. Всего выполнено 93
ельных определения. Из них в 84 случаях (90%) расхождения
. В 7 случаях: 1,1—1,8%. Для всех распространенных и пер-
ных бурых углей по последним данным из [Л. 7] расхождения
),0—0,7% (табл. 4-6).
сь при оценке значительных расхождений (>1%), как упоми-
надо иметь в виду, что их причиной могут быть не только
ности приведенных характеристик топлива, обусловленных
нием, но и погрешности, связанные с громоздкостью определе-

Таблица 4-6

поправочного коэффициента $Э_{тл}$ на состав горючей массы распространенных и перспективных бурых углей и расхождения энтальпий, рассчитанных по приведенным характеристикам, ниями энтальпий, определенными по нормативному методу

Топливо	$Э_{тл}$	$w^п$	Энтальпии при 1000°С по нормативному методу				Расхождения, %	
			$I^0_в$, ккал/кг	$I^0_г$, ккал/кг	$I^{п,0}_в$	$I^{п,0}_г$	$\delta I_в$	$\delta I^0_г$
й бурый уголь	1,00	12,5	—	—	—	—	0,0	0,0
и нормативного Л. 7]:								
ковный Б2	1,01	12,8	1008	1350	405	542	—0,2	+0,3
ский (бабаев- Б1	1,00	27,0	908	1364	434	653	—0,5	—0,8
ский Б3 -Ачинский бас-	1,00	5,4	1283	1601	386	481	—0,4	—0,2
ородинский Б2	1,00	8,8	1453	1880	389	504	+0,7	+0,6
ский Б2	1,00	12,5	1242	1667	400	536	0,0	0,0
ский Б2	1,00	8,8	1461	1891	391	506	0,0	0,0
ский Б1	1,00	15,5	1136	1567	403	556	+0,7	+0,6
й Б2	1,00	9,5	1384	1802	393	512	0,0	0,0
й Б1	0,99	13,2	1212	1640	396	536	+0,3	0,0

чание. Расхождения определены по (4-27).

Таблица 4-7

Значения поправочного коэффициента $Э_{тл}$ на состав горючей массы для всех бурых углей, вошедших в нормативный метод [Л. 8], и расхождения значений энтальпий (при 1000°С), а также теоретических температур горения (при $t_в$=300°С; α=1,2), рассчитанных по приведенным характеристикам, со значениями их, рассчитанными по нормативному методу

Наименование бурого угля	$Э_{тл}$	$w^п$	$V^г$, %	Расхождения, %		
				$\delta I_в$	$\delta I^0_г$	$\delta \theta_а$
Карагандинский	0,99	7,18	40	—0,2	+0,8	—0,2
Подмосковный	1	13,13	45	—0,2	0,0	—0,3
Александрийский (УССР)	1,02	32,1	60	—1,8	—0,8	—3,2
Золочевский (УССР)	1,02	15,3	57	+1,5	+1,3	—1,7
Коломыйский (УССР)	1,02	5,87	53	+0,5	+0,7	—0,4
Закарпатский (УССР)	1,02	30	60	+1	—0,3	—3,4
Башкирский (бабаевский)	1	23,2	63	+0,6	0,0	—2
Богословский (Урал)	1	9,85	48	+0,8	+0,2	—0,6
Челябинский (Урал)	0,98	4,52	43	—0,4	—0,3	+1
Гелати (Грузинская ССР)	1	3,58	43	—0,3	0,0	+0,8
Ахалцихский (Грузинская ССР)	1	8,1	49	+0,2	—1	+1,1
Ленгеровский (Казахская ССР	0,99	7,02	40	—1,2	+0,2	0,0
Ангренский (Узбекская ССР)	0,99	10,14	34	—1,2	+0,6	0,0
Кизыл-Кийский (Киргизская ССР)	0,98	6,75	38	—0,5	+0,9	+0,4
Сулюктинский (Киргизская ССР)	0,99	4,78	36	—0,6	+0,9	+0,2
Шурабский (Таджикская ССР)	0,99	6,58	35	—0,2	+0,8	0,0
Канский (Красноярский край)	0,99	8,95	49	+0,7	+0,2	0,0
Гусино-Озерский	0,98	4,95	43	—0,2	+0,7	+0,6
Торбагатайский (Читинская обл.)	1,01	6,17	43	—1	+0,4	0,0
Черновский (Читинская обл.)	0,98	8,45	42	—0,3	+0,4	+0,4
Арабагарский (Читинская обл.)	0,98	6,71	45	+0,3	+0,3	+0,9
Райчихинский (Хабаровский край)	0,98	12,03	43	—0,2	+0,5	+0,5
Кивдинский (Хабаровский край)	0,98	11,4	37	—0,5	+0,6	—0,3
Артемовский (Приморский край)	1	8,98	49	+1	+0,6	—0,8
Тавричанский (Приморский край)	0,99	3,22	45	+0,6	+1	+0,7

Примечания: 1. Расхождения определены по (4-27) и (4-27а).
2. Теплота сгорания кивдинского угля исправлена—см. табл. 3-4.

ний по составу топлива, а также несоответствием между составом и теплотой сгорания топлива (§ 3-8,*б*).

Такие несоответствия достигают нередко больших значений и при обычной методике расчета часто остаются незамеченными.

Так, например, сравнивая определения энтальпий воздуха и продуктов сгорания для кивдинского бурого угля по *I*, *t*-диаграмме с данными расчетов по нормативному методу [Л. 8], можно установить, что расхождения с обобщенной диаграммой составляют $\delta I^0_в$=—10,4%; $\delta I^0_г$=—7,8%.

Причиной столь больших расхождений является ошибочное преуменьшение теплоты сгорания кивдинского бурого угля в [Л. 8]. Так, по формуле Менделеева расчетная теплота сгорания горючей массы этого угля ($Q^г_н$=6915 ккал/кг) на 765 ккал/кг больше, чем по [Л. 8], в то время как допустимые по [Л. 7 и 8] расхождения между расчетной и калориметрической величинами не должны превышать в зависимости от зольности 150—200 ккал/кг. Эта ошибочная величина теплоты сгорания кивдинского бурого угля вошла и в сборник *I*, *t*-диаграмм [Л. 13].

Поскольку, как показала проверка, величины относительных объе-
ов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания подсчитаны в [Л. 8]
равильно — по элементарному составу этого угля, его действитель-
ую теплоту сгорания можно определить, используя приведенные ха-
актеристики и известную зависимость теоретического расхода воздуха
$V^0_в = f(\alpha;\ W^р,\ Q^р_н)$ согласно § 3-4,*а*.

Приняв для этого бурого угля на основе статистических законо-
ерностей и особенностей состава горючей массы значение коэффи-
иента α равным 1.08 (приложение II), получим, в соответствии
(3-16):

$$Q^р_н = \frac{V^0_в \cdot 1000}{\alpha} - 6W^р = \frac{3{,}74 \cdot 1000}{1{,}08} - 6 \cdot 37 \approx 3240 \text{ ккал/кг}.$$

Вычисленная отсюда величина $Q^р_н$ близка к тому расчетному зна-
ению ее, которое получается по формуле Менделеева (расхождение
оставляет $\Delta Q^р_н \approx 35$ ккал/кг). После введения в сравнительные рас-
еты исправленного значения теплоты сгорания кивдинского бурого угля
е же определения по *I*, *t*-диаграмме при $Э_{тл}=0{,}98$ дают уже незначи-
ельную погрешность: $\pm 0{,}5 \div 0{,}6\%$ (табл. 4-7).

На этом примере ярко показано значительное преимущество при-
еденных характеристик топлива, обеспечивающих не только бо́льшую
ростоту расчета, но и значительно более высокую точность по срав-
ению с обычными громоздкими расчетами в случаях, когда нет уве-
енности в достаточно хорошем соответствии элементарного состава
теплотой сгорания топлива. Аналогичный случай рассмотрен ниже
а примере бухарского природного газа (§ 4-12) *.

4-10. ОБОБЩЕННАЯ *I*, *t*-ДИАГРАММА И АНАЛИТИЧЕСКИЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДЛЯ ТОРФА

Обобщенная *I*, *t*-диаграмма (рис. 4-9) составлена для фрезерного
орфа с характеристиками $W^р=50\%$; $A_р=5{,}5\%$; $Q^р_н=2030$ ккал/кг;
$W^п=24{,}6$ [Л. 8]. По этой диаграмме и по приведенным энтальпиям
риложения VI, по которым она построена, можно определять энталь-
тии воздуха и продуктов сгорания, а также теоретическую температу-
у горения для торфов как фрезерного, так и кускового с различной
приведенной влажностью. Поправочные коэффициенты, учитывающие
изменение величины $W^п$, определяются по вспомогательному графику
(рис. 4-10) либо подсчитываются по формулам:

$$Э_в = 1 + \frac{0{,}006\,(W^п - 24{,}6)}{1 + 0{,}006 \cdot 24{,}6} \approx 1 + 0{,}005\,(W^п - 24{,}6); \qquad (4\text{-}32)$$

$$Э^0_г = 1 + \frac{0{,}0175\,(W^п - 24{,}6)}{1 + 0{,}0175 \cdot 24{,}6} \approx 1{,}0 + 0{,}012\,(W^п - 24{,}6); \qquad (4\text{-}33)$$

$$Э_г \approx \frac{Э^0_г + (\alpha - 1)\,Э_в}{\alpha}.$$

Пересчеты энтальпий и теоретической температуры горения с по-
мощью этих коэффициентов производятся по (4-23)—(4-26).

* Эти же ошибки для бухарского газа и кивдинского бурого угля были незави-
симо обнаружены и М. Б. Равичем на основе обобщенных констант его методики рас-
четов [Л. 5].

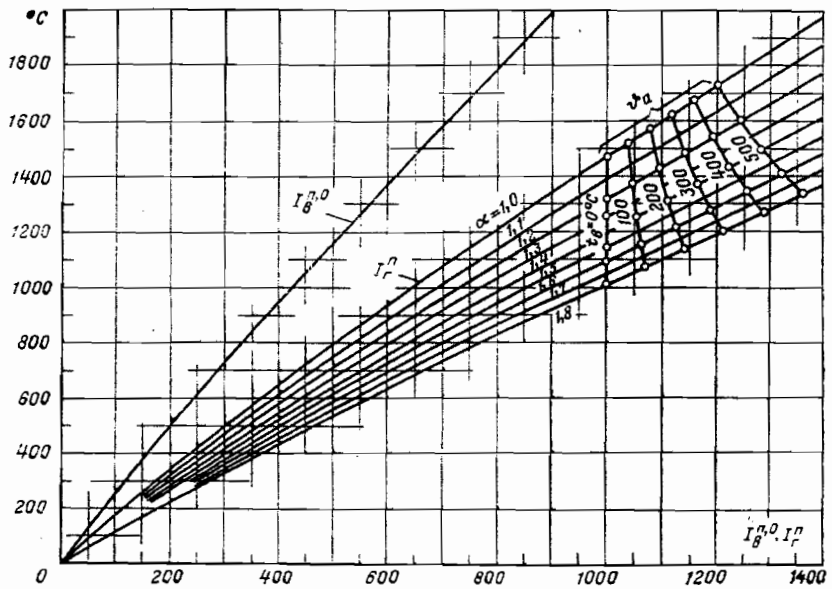


Рис. 4-9. Обобщенная *I*, *t*-диаграмма для торфа. Составлена для фрезерного торфа ($W^п=24{,}6$).

Поправочный коэффициент на состав горючей массы для торфов
$Э_{тл}=1$.

Для аналитического определения энтальпий воздуха и продуктов
сгорания необходимые расчетные коэффициенты *Y* и *X*, входящие
в (4-2)—(4-4), могут быть взяты по данным С. Я. Корницкого (прило-
жение V). В табл. 4-8 сопоставлены результаты расчета приведенных
энтальпий по двум методам (при $Э_{тл}=1$): по данным, основанным на
составе торфа из норм [Л. 7 и 8], и по приведенным характеристикам

Таблица 4-8

Расхождения значений энтальпий воздуха и продуктов сгорания торфа, рассчитанных по приведенным характеристикам топлива, со значениями их, определенными по нормативному методу

Торф	Характеристики топлива			Энтальпии при 1000°С				Расхождения, %	
				по составу топлива		по приведенным характеристикам			
	$W^р$, %	$Q^р_н$, ккал/кг	$W^п$	$I^{п,0}_в$	$I^{п,0}_г$	$I^{п,0}_в$	$I^{п,0}_г$	$\delta I_в$	$\delta I^0_г$
По [Л. 8]:									
кусковой	40	2560	15,6	404	574	404	571	0,0	—0,5
фрезерный	50	2030	24,6	424	647	423	642	—0,2	—0,8
По [Л. 7]:									
фрезерный	50	1940	25,8	421	652	425	652	+0,9	0,0

Примечание. Расхождения определены по (4-27).

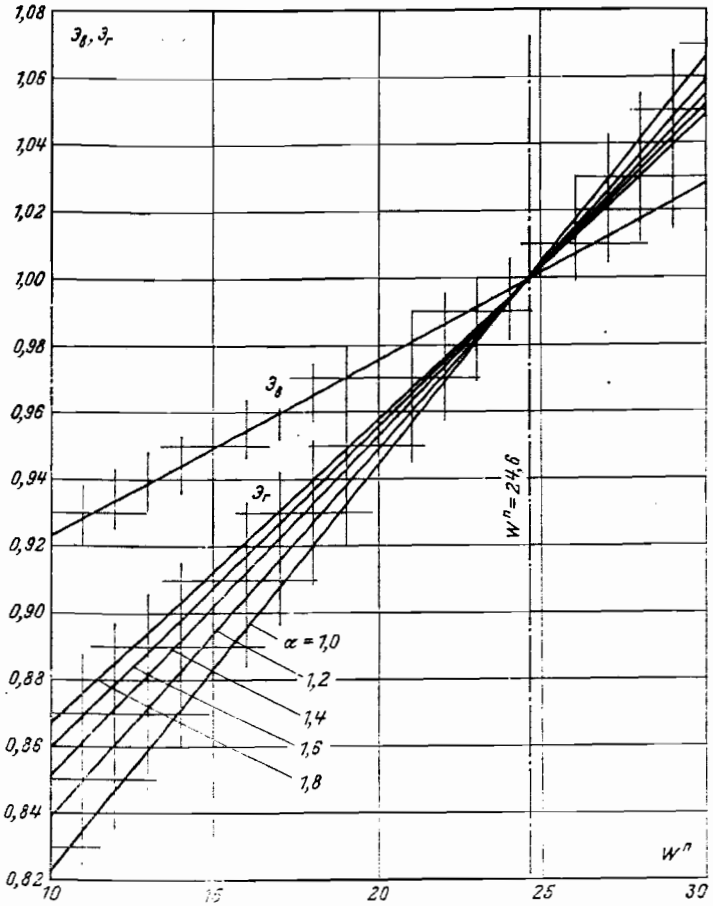


Рис. 4-10. Поправочные коэффициенты $Э_в$ и $Э_г$ к I, t-диаграмме для торфа.

топлива с расчетными коэффициентами С. Я. Корницкого тридцатилетней давности из приложения V [Л. 4].

Расхождения в результатах, несмотря на некоторые различия в усредненном составе горючей массы различных сортов торфа, малы: 0,0—0,9% (табл. 4-8).

4-11. ОБОБЩЕННАЯ I, t-ДИАГРАММА И АНАЛИТИЧЕСКИЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДЛЯ МАЗУТА И НЕФТИ

Обобщенная I, t-диаграмма (рис. 4-11) составлена для мазута и нефти с приведенной влажностью $W^п$=0,3. Диаграмму с приведенными энтальпиями для мазута можно использовать без поправочного коэффициента на состав горючей массы топлива ($Э_{тл}$=1).

Таблица 4-9

Расхождения значений энтальпий воздуха и продуктов сгорания мазута и нефти, рассчитанных по приведенным характеристикам топлива, со значениями их, определенными по нормативному методу

Жидкое топливо	Характеристики топлива ($W^р$=3 %)			Энтальпии при 1000°С				Расхождения, %	
				по составу топлива		по приведенным характеристикам			
	$S^р$, %	$Q^р_н$, ккал/кг	$W^п$	$I^{п,0}_в$	$I^{п,0}_г$	$I^{п,0}_в$	$I^{п,0}_г$	$\delta I_в$	$\delta I^0_г$
По [Л. 8]:									
мазут малосернистый	0,5	9310	0,32	379	440	379	440	0,0	0,0
мазут высокосернистый	2,9	9170	0,33	379	440	379	440	0,0	0,0
По [Л. 7]:									
мазут малосернистый	0,3	9620	0,31	378	441	379	440	+0,3	—0,2
мазут сернистый	1,4	9490	0,32	378	440	379	440	+0,3	0,0
мазут высокосернистый	2,8	9260	0,32	378	440	379	440	+0,3	0,0
нефть стабилизированная	2,9	9500	0,32	378	441	379	440	+0,3	—0,2

Примечание. Расхождения определены по (4-27).

Изменения приведенной влажности мазута и нефти учитываются поправочным коэффициентом согласно § 4-6,*б*. Он определяется по вспомогательному графику на диаграмме либо по формулам:

$$Э_в = 1 + 0{,}006\,(W^п - 0{,}3); \qquad (4\text{-}34)$$

$$Э^0_г = 1 + 0{,}02\,(W^п - 0{,}3); \qquad (4\text{-}35)$$

$$Э_г = \frac{Э^0_г + (\alpha - 1)\,Э_в}{\alpha}.$$

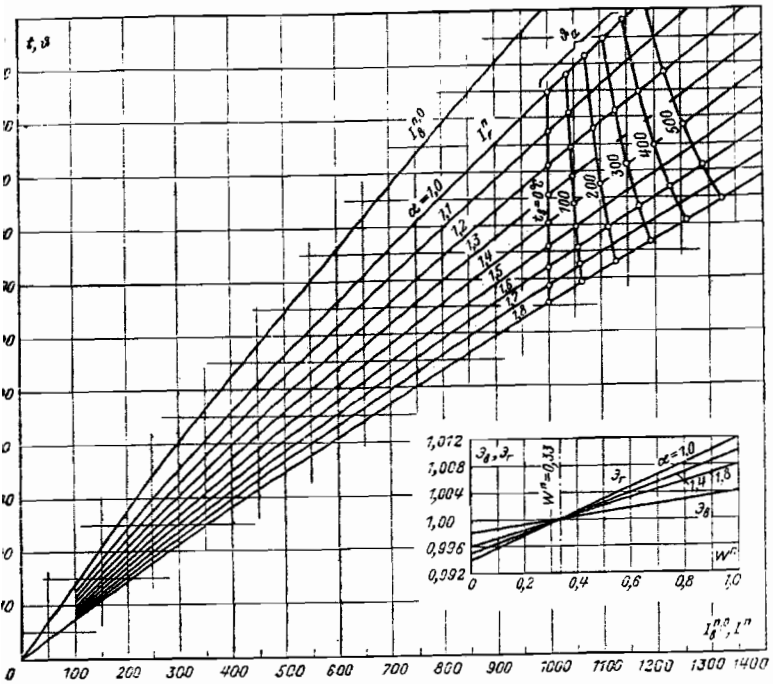
Пересчеты энтальпий и теоретической температуры горения на другую приведенную влажность производятся по (4-23)—(4-26).

Для аналитического определения энтальпий воздуха и продуктов сгорания мазута и нефти при любой влажности топлива в приложении IV даны необходимые расчетные коэффициенты Y и X. Расчет энтальпии ведется по (4-1)—(4-4)

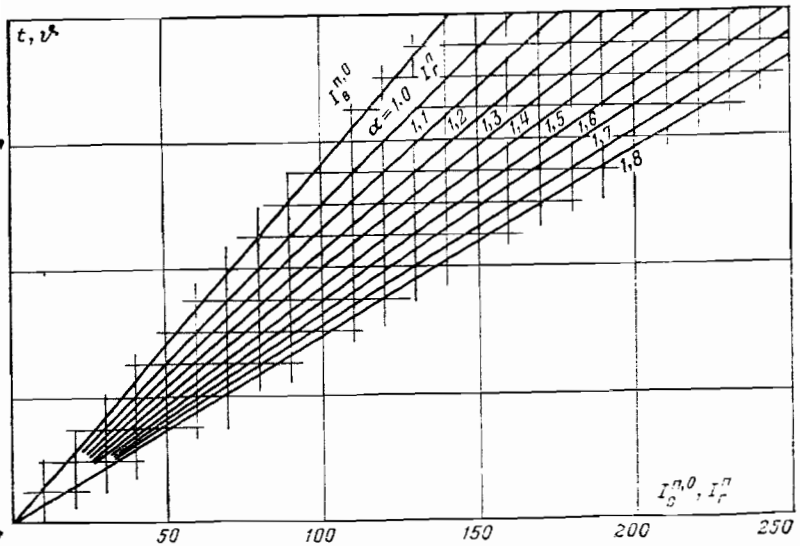
В табл. 4-9 сопоставлены результаты расчета приведенных энтальпий воздуха и продуктов сгорания по обоим методам (при $Э_{тл}$=1): по данным, основанным на элементарном составе топлива из норм [Л. 7 и 8], и по приведенным характеристикам топлива с расчетными коэффициентами из приложения IV.

Расхождения в результатах незначительны: 0,0—0,3% (табл. 4-9).

Для облегчения графических определений, учитывая широкое применение в энергетике мазута и нефти, составлены три вспомогательные I, t-диаграммы для интервалов температур: 0—400°С (рис. 4-12); 400—800°С (рис. 4-13); 800—1200°С (рис. 4-14). Вспомогательные I, t-диаграммы являются увеличенными фрагментами основной диаграммы (рис. 4-11).



. 4-11. Обобщенная I, t-диаграмма для мазута и нефти ($W^{п}=0,3$).



. 4-12. Обобщенная I, t-диаграмма для мазута и нефти для интервала температур 400°C ($W^{п}=0,3$).

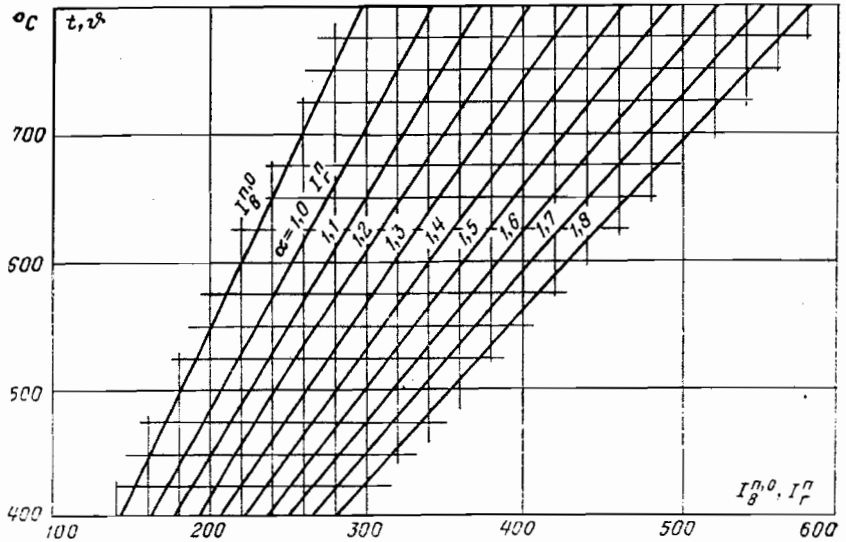


Рис. 4-13. Обобщенная I, t-диаграмма для мазута и нефти, для интервала температур 400—800°C ($W^{п}=0,3$).

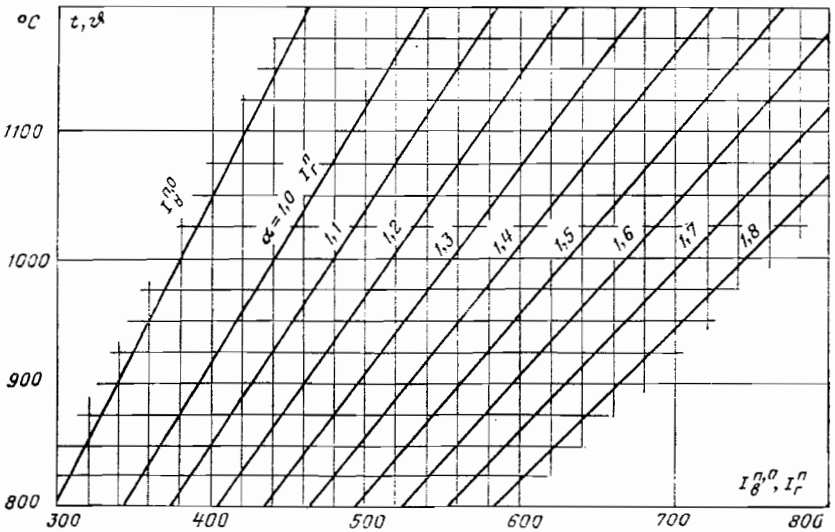


Рис. 4-14. Обобщенная I, t-диаграмма для мазута и нефти для интервала температур 800—1200°C ($W^{п}=0,3$).

2. ОБОБЩЕННАЯ I, t-ДИАГРАММА И АНАЛИТИЧЕСКИЕ ПРЕДЕЛЕНИЯ ДЛЯ ПРИРОДНОГО И ПОПУТНОГО ГАЗА

Обобщенная I, t-диаграмма (рис. 4-15) составлена для усредненного состава шебелинского природного газа [Л. 9]. По ней можно ределять энтальпию воздуха и продуктов сгорания, а также теоретическую температуру горения для любого природного газа без поправ на изменение состава. Лишь при большом содержании в газе та ($N_2 > 10\%$) вводится поправка на балластирование продуктов рания природного газа по (4-2а). С небольшой погрешностью 1%) можно пользоваться этой диаграммой и для попутных газов . ниже).

Природные и попутные газы Советского Союза, месторождения орых нередко отдалены друг от друга тысячами километров, значительно различаются по своему составу, теплоте сгорания и плотности: $_4$=38÷98,9%; N_2=0,1÷30,2%; $Q^c_н$=6760÷11 230 ккал/м³; $\rho^c_{гтл}$= ,73÷1,2 кг/м³ [Л. 7]. Тем не менее для всех газов допустим расчет приведенным характеристикам для одного обобщенного топлива. , например, приведенные теоретические объемы воздуха и продуктов рания подавляющего большинства природных и попутных газов колются в узких пределах: $V^{п,0}_в = 1{,}0 \div 1{,}11$ и $V^{п,0}_г = 1{,}24 \div 1{,}25$ л. 3-1).

Мало колеблются и приведенные энтальпии. Об этом можно судить табл. 4-10, а также по теоретической температуре горения, которая ктически совершенно не зависит от состава рассматриваемых газов. йствительно, по уточненным данным [Л. 13] теоретическая температа горения $\vartheta_а$ всех восьми природных газов, вошедших в [Л. 8], при =1,1 и $t_в$=200°С находится в пределах 1995—2005°С, за исключением ого лишь бугурусланского газа, для которого $\vartheta_а$=1990°С. Относительные колебания при $\vartheta^{ср}_а$ = 2000°С составляют всего лишь ±0,25% только для одного газа 0,5%).

То обстоятельство, что столь значительные колебания состава су природных газов мало сказываются на приведенных характеристи , объясняется тем, что эти изменения в соответствии с правилом ьтера — Бертье (§ 1-2) совсем не отражаются на приведенном объе воздуха и очень мало влияют на приведенный объем продуктов сгния. Например, колебания содержания азота в природных газах на % приводят к изменению теоретического объема продуктов сгорания нее чем на 1%, поскольку на 1 м³ горючего газа приходится более м³ продуктов сгорания.

При повышенном содержании азота в горючем газе ($N_2 > 10\%$) дится поправка на балластирование продуктов сгорания ϑ_{N_2} (§ 4-4).

Воспользовавшись методикой и закономерностями приведенных характеристик, интересно подвергнуть анализу данные по бухарскому родному газу, опубликованные в [Л. 13], поскольку приведенные ретические объемы воздуха и продуктов сгорания для этого газа

$$V^{п,0}_в = \frac{V^0_в}{Q^c_н} \cdot 10^3 = \frac{9{,}9 \cdot 10^3}{8300} = 1{,}192 \text{ м}^3 \cdot 10^3/\text{ккал};$$

$$V^{п,0}_г = \frac{V^0_г}{Q^c_н} \cdot 10^3 = \frac{11{,}09 \cdot 10^3}{8300} = 1{,}337 \text{ м}^3 \cdot 10^3/\text{ккал}$$

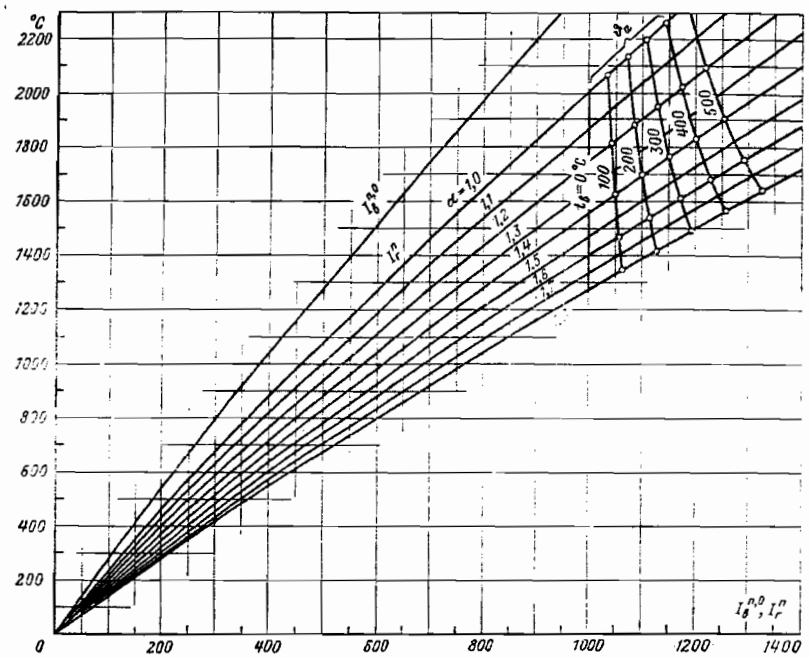


Рис. 4-15. Обобщенная I, t-диаграмма для природного и попутного газа.

сильно отличаются от таковых для всех природных газов других месторождений, причем расхождение составляет около 7%. Теоретическая температура горения этого газа при тех же условиях (α=1,1; $t_в$= =200°С), определенная по [Л. 13], также сильно отличается, составляя около 1890°С вместо 2000°С для всех других природных газов.

Такие большие различия для бухарского газа не обоснованы, так как его состав близок к составу других газов. Данные по относительным объемам ($V^0_в$ и $V^0_г$, м³/м³), приведенные в [Л. 13], вполне согласуются с его составом. Следовательно, причиной расхождений является ошибка в теплоте сгорания газа.

В данном случае следует исходить из достаточно стабильных приведенных характеристик для природных газов Советского Союза: $V^{п,0}_в$ = = 1,11; $V^{п,0}_г$ = 1,25; $\vartheta_а \approx 2000$°С (α=1,1; $t_в$=200°С). При этом теплота сгорания бухарского газа, состав которого дан в [Л. 13], составит:

$$Q^c_н = \frac{V^0}{V^{п,0}_в} \cdot 10^3 \approx \frac{9{,}9 \cdot 10^3}{1{,}11} \approx 8900 \text{ ккал/м}^3.$$

Такая же теплота сгорания бухарского природного газа этого состава получается и при подсчете ее по нормативному методу [Л. 8]. По-видимому, в [Л. 13] произошла описка: 8300 вместо правильной величины 8900.

Таблица 4-10

ождения значений энтальпий воздуха и продуктов сгорания природных нутных газов, рассчитанных по приведенным характеристикам топлива, еделенными по нормативному методу

ливо, газопровод	Характеристика топлива			Энтальпия при 1000°С				Расхождения, %	
				по составу топлива		по приведенным характеристикам			
	CH_4, %	N_2, %	$Q_н^с$, ккал/м³	$I_в^{п,0}$	$I_г^{п,0}$	$I_в^{п,0}$	$I_г^{п,0}$	$\delta I_в$	$\delta I_г^0$
Природные газы [Л. 7]									
гов—Москва	84,5	7,8	8552	382	461	381	457	−0,3	−0,9
омайск—Сторовка	62,4	30,2	6760	381	471	381	471*	0,0	0,0
рополь—Москва:									
нитка	93,8	2,6	8620	381	458	381	457	0,0	−0,2
I нитка	92,8	2,5	8730	380	457	381	457	+0,3	0,0
II нитка	91,2	2,6	8840	381	457	381	457	0,0	0,0
ава—Киев	98,9	0,4	8570	381	457	381	457	0,0	0,0
ск—Москва	92,8	1,6	8910	381	458	381	457	0,0	−0,2
елнинка—Москва	94,1	1,2	9045	381	456	381	457	0,0	+0,2
ркак—Ташкент	95,5	1,0	8760	381	457	381	457	0,0	0,0
булак—Грозный	68,5	3,5	10 950	382	457	381	457	−0,3	0,0
няя Азия—Центр	93,8	0,7	8970	381	457	381	457	0,0	0,0
бург—Совхозное	91,4	0,2	9078	380	455	381	457	+0,3	+0,4
Попутные газы [Л. 7]									
мьнефть	38,7	23,8	10 120	377	457	381	457	+1,0	0,0
бышевнефть	58,0	13,6	9970	378	456	381	457	+0,8	+0,1
сменнефть	93,9	0,1	9100	381	456	381	457	0,0	+0,1
нефть	76,7	—	11 230	378	457	381	457	+0,8	+0,1
азы—Уфа	50,0	16,6	10 280	377	454	381	457	+1,0	+0,7
пово—Туймазы	44,1	27,0	8750	378	461	381	457	+0,8	−0,9
нь—Алметьевск	53,6	15,8	9700	378	456	381	457	+0,8	+0,2

Примечания: 1. Расхождения определены по (4-27).
2. Теплота сгорания для газов Шебелинка—Москва и Средняя Азия—Центр исправлена в соответствии с ными табл. 3-5.
* Энтальпия продуктов сгорания подсчитана с учетом балластирования их азотом по (4-2а).

На этом примере для природного газа, так же как и выше для бу-о угля (см. § 4-9), показано большое преимущество приведенных рактеристик в части исключения крупных ошибок и достижения более сокой точности расчета в случаях, когда отсутствует гарантия пра-льности анализов топлива и полного соответствия между составом и плотой сгорания топлива.

Для выяснения расхождений между обычными методами расчета нормативному методу и по приведенным характеристикам топлива табл. 4-10 даны результаты сравнительных расчетов приведенных тальпий воздуха и продуктов сгорания для ряда распространенных иродных и попутных газов, взятых из нормативного метода [Л. 7].

Произведено 38 параллельных определений. Расхождения резуль-тов, полученных обоими методами, невелики. Так, для природных га-з они равны всего 0,0—0,3%, а для попутных 0,0—1%. Таким обра-м, для всех природных и попутных газов Советского Союза достаточна одна обобщенная I, t-диаграмма, значения приведенных энтальпий $I_в^{п,0}$ и $I_г^{п,0}$ для одного горючего газа (приложение VI) и значения расчетных коэффициентов Y и X также для одного горючего газа (приложение IV).

4-13. ОБОБЩЕННАЯ I, t-ДИАГРАММА В. Н. АНДРИАНОВА

Энтальпия продуктов сгорания различных топлив, отнесенных к 1 м³ газа, может быть определена по графикам, разработанным В. Н. Андриановым [Л. 21]. В основу его I, t-диаграммы (рис. 4-16) положена зависимость энтальпии продуктов сгорания московского городского газа при $\alpha=1{,}15$ от температуры. Эта зависимость точно вычислена по данным [Л. 5 и 8] и приводится в виде двух совмещенных шкал с диапазоном температур 0—2250°С. Вспомогательные графики, построенные в основном по табличным данным из [Л. 8], позволяют определить поправки на другие избытки воздуха и виды топлива. Усреднение кривых обоих графиков произведено при малых отклонениях и небольшом разбросе точек. Суммарная погрешность диаграммы и графиков, по сведениям автора, не превышает ±0,5%. В действительности для отдельных топлив погрешность несколько больше (см. ниже).

Для определения искомой энтальпии сначала находится энтальпия московского городского газа для заданной температуры по совмещенной шкале $I_{дг}$. Затем по найденной энтальпии определяют поправки K_1 и K_2 на избыток воздуха, отличный от $\alpha=1{,}15$, и на другой вид топлива. Искомая величина энтальпии с учетом обеих поправок

$$I=K_1K_2I_{дг},\ \text{ккал/м}^3.$$

При необходимости определения температуры продуктов сгорания по их энтальпии идут обратным путем. Зная величины α, I и род топлива, сначала находят обе поправки, затем подсчитывают энтальпию московского городского газа:

$$I_{дг}=K_1K_2I,\ \text{ккал/м}^3,$$

и по совмещенной шкале находят соответствующую ей искомую температуру продуктов сгорания.

Для проверки точности диаграммы произведено сопоставление энтальпий продуктов сгорания ряда влажных топлив при 1000°С и $\alpha=1$, определенных точно по составу топлива из [Л. 8 и 19] и графически по рис. 4-16. Результаты расчетов приведены ниже.

Топливо	$W_п$	$I_{точ}$	$I_{граф}$	δI, %
Угли:				
назаровский Б-2	12,5	379	376	−0,8
подмосковный Б	13,15	378	376	−0,5
башкирский Б	23,2	381	376	−1,3
александрийский Б	32,1	382	376	−1,6
Торф фрезерный	25,8	383	379	−1,0

Определение энтальпии продуктов сгорания по диаграмме В. Н. Андрианова несложно и дает сравнительно небольшую погрешность. Колебания величин объемной теплоемкости для самых разнообразных топлив невелики, поэтому диапазон изменений поправочного коэффициента на род топлива узок ($K_2=1\div1{,}04$). Объясняется это в основном небольшой разницей между теплоемкостями продуктов сгорания углерода и водорода (§ 4-2, рис. 4-1).

Недостатками рассматриваемого метода в применении его к тепловому расчету парогенератора является необходимость умножения най-

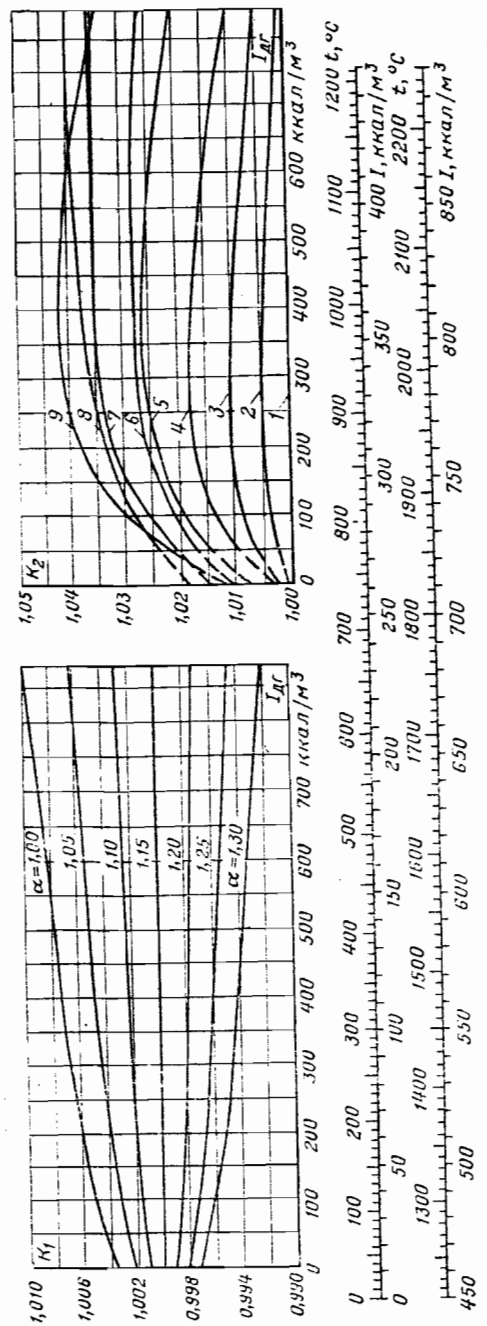


Рис. 4-16. Универсальная I, t-диаграмма В. Н. Андрианова [Л. 21] для продуктов сгорания с поправками на коэффициент избытка воздуха K_1 и род топлива K_2.

1 — московский городской газ; 2 — газ подземной газификации; коксовый, пиролизный, природный и сжиженный газы; 3 — жидкие топлива (мазут, нефть, бензин, керосин); 4 — кокс, антрацит и каменные угли; 5 — генераторный газ; 6 — бурые угли и сланцы; 7 — водяной газ; 8 — дрова, торф; 9 — доменный газ.

денных величин на объемы продуктов сгорания, а также то, что диаграмма не приспособлена для определения теоретической температуры горения.

4-14. ТЕПЛОЕМКОСТЬ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Как отмечалось выше, средние объемные теплоемкости продуктов сгорания самых разнообразных топлив близки по величине (§ 4-2). Например, при $\alpha=1$ и $\vartheta=1000°C$ эти теплоемкости для фрезерного торфа, назаровского бурого угля, мазута и природного газа отличаются от теплоемкости для АШ всего на $\pm 2\%$ (рис. 4-2). С увеличением избытка воздуха в продуктах сгорания значения теплоемкостей еще больше сближаются.

Средняя объемная теплоемкость продуктов сгорания разных топлив может быть определена с достаточно высокой точностью ($\pm 1\%$) с помощью I, t-диаграммы В. Н. Андрианова (рис. 4-16). Для этого надо энтальпию, найденную по диаграмме, разделить на температуру. Непосредственное определение объемной и массовой теплоемкости продуктов сгорания антрацитов, каменных, бурых углей и торфа для температур до 1000°С и разных избытков воздуха с небольшой погрешностью (в большинстве случаев не выходящей за пределы $\pm 1{,}5\%$) может быть произведено по номограмме автора (рис. 4-17). Плотность продуктов сгорания, необходимая для определения массовой теплоемкости, достаточно точно вычисляется по обобщенной методике (§ 7-4,а) в зависимости от рода топлива, $W^п$ и α.

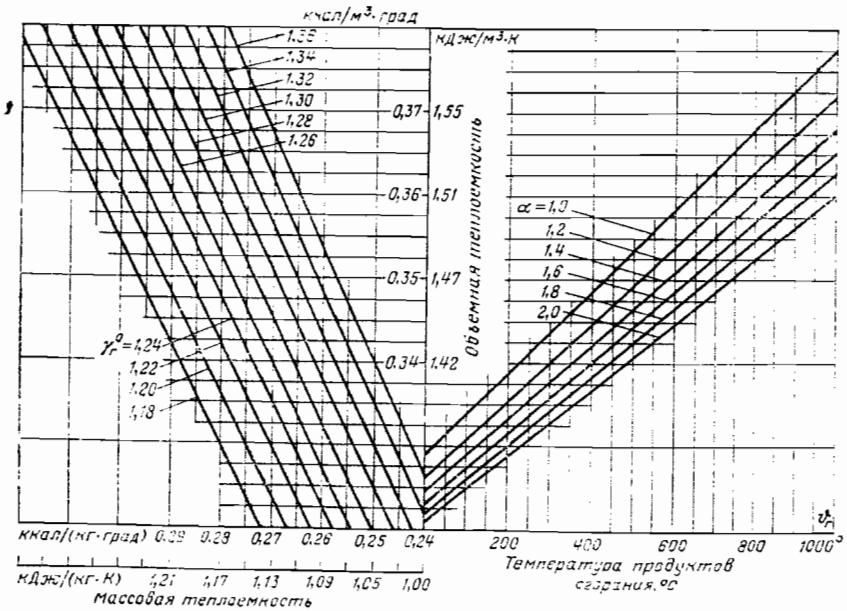


Рис. 4-17. Средние массовая и объемная теплоемкости продуктов сгорания антрацитов, каменных углей, бурых углей и торфа.

Средние объемная и массовая теплоемкости продуктов сгорания
ютов и природных газов могут быть определены с помощью графика
. 4-2, кривые *1* или *2*) по формулам

$$c = 4{,}19\,\frac{c_{\text{граф}} + (\alpha - 1)\,c_{\text{в.вл}}}{\alpha},\ \text{кДж/м}^3\cdot\text{град};$$

$$c_{\text{мас}} = 4{,}19c/\rho_{\text{г}},\ \text{кДж/кг}\cdot\text{град}.$$

Здесь $c_{\text{граф}}$ — объемная теплоемкость продуктов сгорания, средняя
итервале от 0°С до данной температуры, при $\alpha=1$, ккал/м³·град;
— объемная теплоемкость влажного воздуха (рис. 4-1),
/м³·град; $\rho_{\text{г}}$ — плотность продуктов сгорания при нормальных усло-
: (0°С; 760 мм рт. ст.) и при любом избытке воздуха, кг/м³
-4,а).

. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОСПРИЯТИЙ ОТДЕЛЬНЫХ ЕМЕНТОВ ПАРОГЕНЕРАТОРА

При испытаниях парогенераторов определяются тепловосприятия
льных его элементов нередко по разности температур дымовых га-
(и воздуха). Обычно в практике приходится иметь дело с топливом,
ественно отличающимся от усредненного в нормах, т. е. с топливом,
которого таблицы энтальпий воздуха и продуктов сгорания, имею-
ся в нормах, непригодны. В таких случаях наиболее целесообразно
еделять тепловосприятия по приведенным характеристикам топли-
При этом достаточны минимальные сведения о топливе (сорт или
и приведенная влажность). Из сведений о режиме, помимо необхо-
ых данных по дымовым газам и воздуху (ϑ; t; α; β; $\Delta\alpha$), требуется
ние в основном лишь теплопроизводительности и к. п. д. парогене-
ора.

Ниже даются принципиальные решения задачи определения тепло-
приятий для простых случаев (конвективные элементы) по обобщен-
методике.

Тепловосприятие любого конвективного элемента парогенератора,
отающего под давлением, равно разности энтальпий продуктов сго-
ия до и после этого элемента за вычетом тепла холодного воздуха,
сосанного в этом элементе:

$$= [I'_{\text{г}} - (I''_{\text{г}} - \Delta\alpha_i I^0_{\text{х.в}})]\,\varphi = (I'_{\text{г}} - I''_{\text{г}} + \Delta\alpha_i I^0_{\text{х.в}})\,\varphi,\ \text{кДж/кг (ккал/кг)}, \tag{4-36}$$

$I'_{\text{г}}$, $I''_{\text{г}}$ и $I^0_{\text{х.в}}$ — энтальпии соответственно газов до элемента, после
о и холодного (присосанного) воздуха, кДж или ккал на 1 кг (1 м³)
ходуемого топлива; $\Delta\alpha_i$ — относительный присос холодного воздуха
лементе; $\varphi=(1-0{,}01)\ q_5$ — коэффициент сохранения тепла.

Помножив левую и правую части уравнения (4-36) на $1000/Q^{\text{р}}_{\text{н}}$,
учим величину приведенного тепловосприятия:

$$Q^{\text{п}}_i = (I^{\text{п}'}_{\text{г}} - I^{\text{п}''}_{\text{г}} + \Delta\alpha_i I^{\text{п},0}_{\text{х.в}})\,\varphi. \tag{4-36а}$$

Приведенное тепловосприятие — безразмерная величина, не зави-
дая от системы измерений, кДж·10³/кДж (ккал·10³/ккал). Будучи
уменьшенной в 10 раз, она дает относительную величину тепловосприятия, выраженную в процентах от низшей теплоты сгорания топлива:

$$\delta Q_i = \frac{Q_i}{Q^{\text{р}}_{\text{н}}}\,100 = Q^{\text{п}}_i\cdot 10^{-1},\ \%.$$

Итак, приведенная величина $Q^{\text{п}}_i$ представляет собой безразмерную величину — долю тепла, воспринятого элементом парогенератора по отношению к низшей теплоте сгорания рабочего топлива, увеличенную в 1000 раз. Для того чтобы определить по приведенным характеристикам топлива полную величину тепловосприятия элемента, надо приведенную величину $Q^{\text{п}}_i$, представленную (4-36а), помножить на все тепло топлива, расходуемое парогенератором, но уменьшенное в 1000 раз. Этот расход тепла с поправкой на механический недожог топлива равен:

$$\frac{BQ^{\text{р}}_{\text{р}}}{1000}(1 - 0{,}01q_4) = \frac{BQ^{\text{р}}_{\text{н}}}{1000K_Q}(1 - 0{,}01q_4) = \frac{Q_{\text{пг}}}{\eta_{\text{пг}}}(100 - q_4)\,10^{-3}.$$

Преобразуя это уравнение, находим:

$$\frac{BQ^{\text{р}}_{\text{н}}}{1000}(1 - 0{,}01q_4) = K_Q\,\frac{Q_{\text{пг}}}{10\eta_{\text{пг}}}(1 - 0{,}01q_4). \tag{4-37}$$

Здесь B — расход топлива, кг/с (кг/ч); $K_Q=Q^{\text{р}}_{\text{н}}/Q^{\text{р}}_{\text{р}}$ — коэффициент, учитывающий располагаемую теплоту сгорания топлива $Q^{\text{р}}_{\text{р}}$ — см. § 5-3,в; $Q_{\text{пг}}$ — тепловая мощность парогенератора — полное количество тепла, полезно отданное в парогенераторе, кВт (ккал/ч); $\eta_{\text{пг}}$ — к. п. д. парогенератора, %; q_4 — потеря тепла от механического недожога, %.

Таким образом, умножив (4-36а) на (4-37), получим расчетное выражение для определения полного тепловосприятия конвективного элемента парогенератора по приведенным характеристикам топлива:

$$Q_i = (I^{\text{п}'}_{\text{г}} - I^{\text{п}''}_{\text{г}} + \Delta\alpha_i I^{\text{п},0}_{\text{х.в}})\,\frac{Q_{\text{пг}}}{10\eta_{\text{пг}}}K_Q(1 - 0{,}01q_4)\,\varphi,\ \text{кВт (ккал/ч)}. \tag{4-38}$$

Уравнения для тепловосприятия воздухоподогревателя отличаются от (4-36) и (4-38) тем, что вместо тепла присосанного холодного воздуха в расчет вводится тепло перетекающего воздуха, условно составленного из 50% перетока горячего и 50% — холодного воздуха [Л. 7]:

$$Q_{\text{вп}} = (I'_{\text{г}} - I''_{\text{г}} + \Delta\alpha_{\text{вп}} I^0_{\text{прт}})\,\varphi,\ \text{кДж/кг}, \tag{4-39}$$

либо в приведенных величинах

$$Q^{\text{п}}_{\text{вп}} = (I^{\text{п}'}_{\text{г}} - I^{\text{п}''}_{\text{г}} + \Delta\alpha_{\text{вп}} I^{\text{п},0}_{\text{прт}})\,\varphi. \tag{4-39а}$$

Умножив (4-39) на расход тепла парогенератором, выраженный (4-37), получим расчетную формулу для определения полного тепловосприятия воздухоподогревателя по приведенным характеристикам топлива:

$$Q_{\text{вп}} = (I^{\text{п}'}_{\text{г}} - I^{\text{п}''}_{\text{г}} + \Delta\alpha_{\text{вп}} I^{\text{п},0}_{\text{прт}})\,\frac{Q_{\text{пг}}}{10\eta_{\text{пг}}}K_Q(1 - 0{,}01q_4)\,\varphi,\ \text{кВт (ккал/ч)}. \tag{4-40}$$

Энтальпия перетекающего воздуха $I^0_{\text{прт}}$ вычисляется по средней температуре воздуха: $t=0{,}5(t'_{\text{вп}}+t''_{\text{вп}})$; при расчете регенеративного воздухоподогревателя по частям переток распределяется поровну между холодной и горячей зонами. Для первой зоны переток вычисляется по температуре холодного воздуха, для второй — по температуре горячего воздуха [Л. 7].

Тепловосприятие воздухоподогревателя может быть выражено и по ности энтальпий воздуха [Л. 7]:

$$Q_{вп}=\left(\beta''_{вп}+\frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}+\beta_{рц}\right)(I_в^{0''}-I_в^{0'}),\ \text{кДж/кг (ккал/кг)}, \qquad (4\text{-}41)$$

о в приведенных величинах

$$Q^{п}_{зп}=\left(\beta''_{вп}+\frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}+\beta_{рц}\right)(I_в^{п,0''}-I_в^{п,0'}). \qquad (4\text{-}41а)$$

Здесь и выше $I_г^{п'}$; $I_г^{п''}$; $I_в^{п,0'}$ и $I_в^{п,0''}$ — приведенные энтальпии соответственно газов и воздуха, до и после воздухоподогревателя; $\beta''_{вп}$ — ошение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретики необходимому; $\Delta\alpha_{вп}$ — относительный присос (перетекание) воза в воздухоподогревателе, принимаемый равным утечке с воздушстороны; $\beta_{рц}$ — доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогреле.

Тепловосприятия ширмовых поверхностей нагрева и радиационных эпке рассмотрены ниже, в § 6-8, 6-13 и 7-2,з.

ава пятая

ПЛОВОЙ БАЛАНС ПАРОГЕНЕРАТОРА

. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Определение к. п. д. парогенератора производится двумя способапо прямому балансу ($Q^р_н=Q^р_р$)

$$\eta_{пг}=\frac{Q_{пг}\cdot 100}{BQ^р_н},\ \%;$$

обратному балансу

$$\eta_{пг}=100-q_2-q_3-q_4-q_5-q_{6шл},\ \%.$$

Метод прямого баланса применяется на электростанциях преимуственно для отчетности за длительные промежутки времени (декада, яц). При испытаниях этот метод применяется лишь в сравнительно ких случаях, когда определение всех основных величин (B; $Q^р_н$, $Q_{пг}$) изводится с высокой точностью, обеспечивающей суммарную абсотную погрешность при определении к. п. д. не больше ±1%.

Метод определения к. п. д. парогенератора по обратному балансу, роко используемый при испытаниях, значительно точнее, так как пошности замеров и определений сказываются на к. п. д. парогенератоа этом случае во много раз меньше, чем при определении его по прямму балансу. Так, например, большая относительная погрешность при ределении самой большой потери тепла — потери с уходящими газа, равная ±5%, при q_2=8% дает сравнительно небольшую абсолютю погрешность: $\Delta\eta_{пг}=\pm 0{,}4\%$. В последнее время в связи со снижением потерь тепла в парогенераторе и усовершенствованием газового анализа точность метода обратного баланса значительно повысилась.

Изложенные ниже расчеты и определения разработаны применительно к методу обратного баланса для топлив и параметров пара, применяющихся на электростанциях. Приведенные характеристики, положенные в основу этих расчетов, позволяют производить определения основных потерь тепла в парогенераторе с минимальным количеством потребных исходных данных по топливу ($W^р$; $A^р$; $Q^р_н$; сорт), малыми затратами времени и небольшой погрешностью, которая в большинстве случаев намного меньше погрешности самих измерений.

Обобщенные расчетные формулы по определению потерь тепла в парогенераторе основаны на отношении последних к величине теплоты сгорания рабочего топлива $Q^р_н$. В случаях, когда в парогенератор вносится относительно много тепла со стороны, например с воздухом ($Q_{в.вн}$) и топливом ($i_{тл}$) за счет подогрева паром, отобранным из турбин, следует учесть, что потери тепла в парогенераторе надо относить не к величине $Q^р_н$, а к большей величине — к располагаемому теплу на 1 кг (1 м³) топлива, которое равно [Л. 7]:

$$Q^р_р=Q^р_н+Q_{в.вн}+i_{тл}.$$

При существенном превышении величины $Q^р_р$ над $Q^р_н$ потери тепла в парогенераторе несколько уменьшаются. Эта поправка рассмотрена и учтена лишь по отношению к наибольшей потере тепла — к потере с уходящими газами (§ 5-3,*в*).

В расчетные формулы по определению потерь тепла с уходящими газами и от химической неполноты сгорания взамен исходных данных газового анализа (RO_2, O_2, CO и др.), как это выполнено в других методах, например в [Л. 5], введен коэффициент избытка воздуха α. Сделано это по двум соображениям. Во-первых, коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания является важнейшим параметром режима, без которого невозможен анализ теплового баланса и режима работы парогенератора. Во-вторых, использование в расчете величины α взамен величин RO_2 и O_2 придает расчетным формулам большую простоту, наглядность и универсальность.

5-2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

Коэффициент избытка воздуха является важнейшим параметром режима работы парогенератора. Определяется коэффициент избытка воздуха по результатам газового анализа. Большой вклад в разработку теории и практики определений по газовому анализу был внесен А. С. Ломшаковым [Л. 11], Г. Ф. Кнорре [Л. 22], М. Б. Равичем [Л. 5], А. А. Авдеевой [Л. 25] и др. Подсчет коэффициента избытка воздуха может быть произведен по углекислотной, кислородной и азотной формулам. Ниже на основе анализа этих различных способов определения α даны рекомендации по их применению и приводится обобщенная методика определения коэффициента избытка воздуха по уточненным углекислотной и кислородной формулам.

АНАЛИЗ И СОПОСТАВЛЕНИЕ УГЛЕКИСЛОТНОЙ, КИСЛОРОДНОЙ И АЗОТНОЙ ФОРМУЛ

Из углекислотных формул наиболее часто используется приближенная формула

$$\alpha \approx \frac{RO_2^{макс}}{RO_2}. \qquad (5\text{-}1)$$

Здесь $RO_2^{макс}$, % — характеристика горючей массы топлива, представляющая собой максимальное объемное содержание трехатомных продуктов сгорания (CO_2+SO_2) в сухих дымовых газах при $q_3+q_4=0$ $=1$; RO_2 — объемное содержание CO_2+SO_2 в сухих дымовых газах.

Уместно напомнить, что распространенные способы химического анализа дымовых газов дают содержание отдельных компонентов (RO_2, N_2) непосредственно в процентах от объема сухих продуктов сгорания, хотя на анализ поступают влажные газы (предельно насыщенные водяным паром). Объясняется эта особенность анализа равенством отношений объема газа, поглощенного реактивом (ΔV), к объему поступившего газа (V) независимо от того, является ли этот газ влажным или сухим [Л. 23]:

$$\Delta V_{вл}/V_{вл} \approx \Delta V_{сух}/V_{сух}.$$

Точная углекислотная формула [Л. 56]

$$\alpha = \frac{79\ RO_2 + \beta}{79\ RO_2^{макс} + \beta} \qquad (5\text{-}2)$$

полностью учитывает влияние состава горючей массы топлива.

Обе характеристики горючей массы топлива — β и $RO_2^{макс}$ взаимосвязаны:

$$RO_2^{макс} = \frac{21}{1+\beta},\ \%. \qquad (5\text{-}3)$$

При этом характеристика β, а следовательно, и $RO_2^{макс}$ могут быть определены по элементарному составу твердого и жидкого топлива по формуле

$$\beta = 2{,}37 \cdot \frac{H^р - 0{,}126\,(O^р - 0{,}302N^р)}{C^р + 0{,}375S^р_{ор+к}} + 0{,}005. \qquad (5\text{-}4)$$

Поскольку в формулу (5-4) входит только горючая масса твердого и жидкого топлива, то ее компоненты, выраженные в числителе и знаменателе формулы, могут быть отнесены не только к рабочей массе, но и к иной, например горючей, массе.

Так как содержание азота в горючей массе твердых и жидких топлив незначительно (в большинстве случаев $N^р<1\%$ и лишь изредка $=1{,}5\div2\%$), в (5-4) можно пренебречь небольшим значением члена

$$\frac{2{,}37 \cdot 0{,}126 \cdot 0{,}302N^р}{C^р + 0{,}375S^р_{ор+к}},$$

который, например, для кузнецкого угля марки Д при высоком содержании азота $N^р=1{,}9\%$ составляет всего 0,003, что соответствует абсолютной погрешности при определении величины $RO_2^{макс}$ по (5-3) лишь около 0,06%. Это позволяет подсчитывать величину β для твердых и жидких топлив по более простой формуле

$$\beta \approx 2{,}37\ \frac{H^р - 0{,}126O^р}{C^р + 0{,}375S^р_{ор+к}}. \qquad (5\text{-}4а)$$

Характеристику топлива $RO_2^{макс}$ можно определить и по результатам газового анализа по формуле

$$RO_2^{макс} = \frac{100\,(RO_2 + CO + CH_4)}{100 - 4{,}76\,(O_2 - 0{,}5CO - 0{,}5H_2 - 2CH_4)},\ \%. \qquad (5\text{-}5)$$

При полном сгорании топлива (5-5) упрощается:

$$RO_2^{макс} = \frac{100RO_2}{100 - 4{,}76O_2},\ \%. \qquad (5\text{-}6)$$

В случаях, когда характеристика β очень мала, ею можно пренебречь. Тогда точная формула (5-2) совпадает с приближенной (5-1).

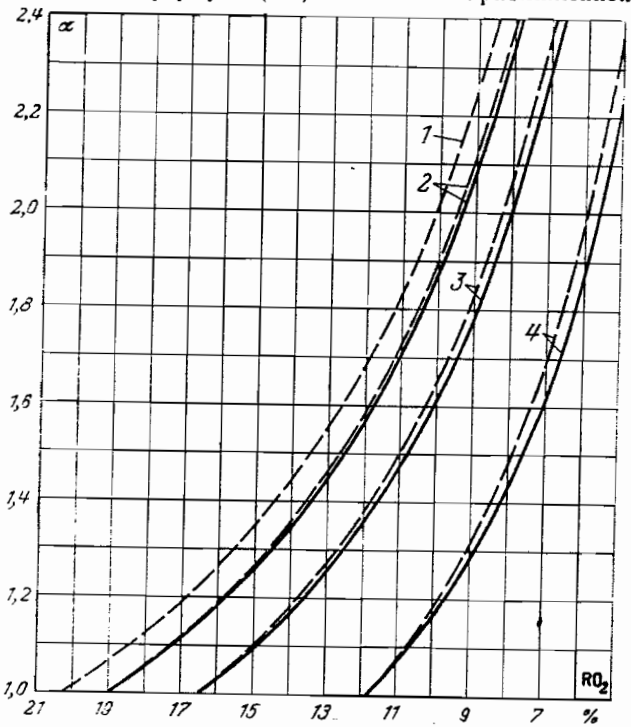


Рис. 5-1. Зависимость коэффициента избытка воздуха от содержания RO_2 в сухих продуктах полного сгорания топлива.

Сплошные линии — по точной формуле (5-2), пунктирные линии — по приближенной формуле (5-1) (для антрацитов — $RO_2^{макс} \geqslant 20\%$ — эти линии совпадают).

1 — $RO_2^{макс}=20{,}2\%$; $\beta=0{,}04$ — донецкий АШ [Л. 8]; 2 — $RO_2^{макс}=19\%$; $\beta=0{,}104$ — многие каменные и бурые угли; 3 — $RO_2^{макс}=16{,}5\%$; $\beta=0{,}273$ — мазут [Л. 8]; 4 — $RO_2^{макс}=11{,}8\%$ — природные газы.

Формула (5-1) недостаточно правильно учитывает влияние состава рючей массы топлива. Из рассмотрения рис. 5-1 видно, что погреш-сть приближенной формулы тем больше, чем меньше величина $RO_2^{макс}$ и чем больше коэффициент избытка воздуха. В диапазоне ко-фициента избытка воздуха $\alpha=1\div1{,}5$ погрешность приближенной рмулы (5-1) составляет примерно $+2\div4\%$ для мазута и природного за и около 1% для каменных и бурых углей; для антрацитового шты- приближенная и точная формулы дают практически одинаковый ре-льтат. При больших коэффициентах избытка воздуха ($\alpha>1{,}5$) погреш-сть возрастает.

В последнее время большое распространение приобрел контроль здушного режима парогенераторов по содержанию в продуктах сго-ния кислорода. В этом случае коэффициент избытка воздуха часто дсчитывается по приближенной кислородной формуле

$$\alpha \approx \frac{21}{21-O_2}. \qquad (5\text{-}7)$$

Физический смысл (5-7) заключается в следующем. Поскольку объ-сухих продуктов сгорания близок к объему всего введенного в топку здуха (см. ниже), разность

$$21-O_2=21-\frac{V_{O_2}}{V_{с.г}}100,$$

е. разность между полным содержанием кислорода в воздухе и со-ржанием свободного кислорода в сухих продуктах сгорания, близко ответствует количеству кислорода воздуха, израсходованного на горе-ие. В результате деления всего содержания кислорода в воздухе (чис-тель выражения) на количество кислорода, вступившего в реакцию рения (знаменатель), получаем коэффициент избытка воздуха.

Эта формула строго справедлива лишь для топлива с характеристи-й $RO_2^{макс}=21\%$, когда теоретические объемы воздуха и сухих про-ктов сгорания одинаковы. Такой характеристикой обладает, напри-ер, чистый углерод, при сгорании которого объем израсходованного здуха (кислорода) равен объему продуктов сгорания (углекислого за): $C+O_2=CO_2$.

Точная кислородная формула, правильно и полностью учитывающая менения в составе горючей массы топлива при полном его сгорании, гко находится из совместного решения уравнений (5-2), (5-3) и (5-6) тем исключения из них величин RO_2 и β:

$$\alpha=\frac{\frac{79}{1-0{,}0476O_2}+21-RO_2^{макс}}{100-RO_2^{макс}}. \qquad (5\text{-}8)$$

По (5-8) построены зависимости $\alpha=f(O_2)$ для трех характерных зна-ний $RO_2^{макс}$, соответствующих большинству твердых, жидких и газо-разных топлив, применяющихся в большой энергетике (рис. 5-2). Из ссмотрения этих зависимостей видно, что относительная погрешность приближения кислородной формулы (5-7), как и углекислотной формы (5-1), тем больше, чем меньше величина $RO_2^{макс}$ и чем больше ко-фициент избытка воздуха.

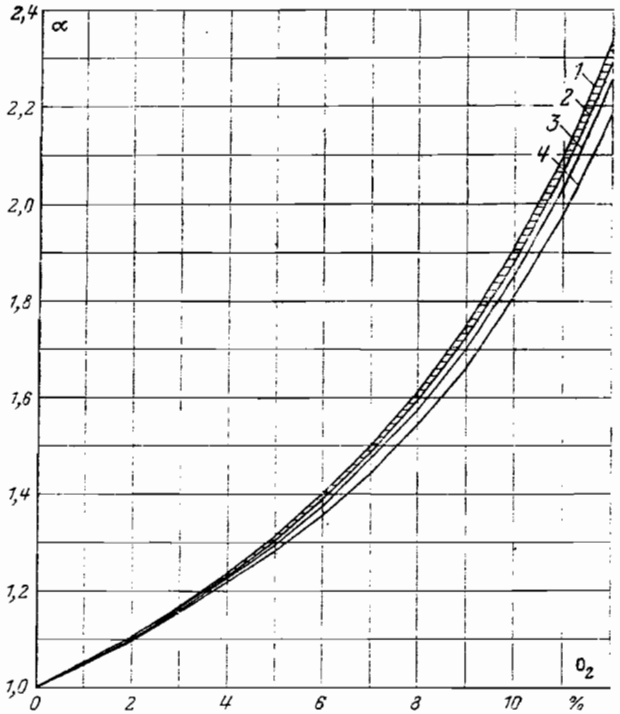


Рис. 5-2. Зависимость коэффициента избытка воздуха от содержания кислорода в сухих продуктах полного сгорания топлива.

1—по приближенной формуле (5-7); 2—по точной формуле (5-8) для $RO_2^{макс}=19\%$ (многие каменные и бурые угли); 3—то же для $RO_2^{макс}=16{,}5\%$ (мазут); 4—то же для $RO_2^{макс}=11{,}8\%$ (природные газы). Заштрихованная область между кривыми 1 и 2 охватывает большинство энергетических твердых топлив (при $RO_2^{макс}\geq19\%$).

Здесь уместно кратко рассмотреть преимущества и недостатки обо-их методов определения коэффициента избытка воздуха. Основным пре-имуществом углекислотного метода является относительно высокое со-держание определяющего газа в продуктах сгорания. Действительно, при $\alpha=1{,}2\div1{,}4$ содержание RO_2 в сухих продуктах сгорания всех рассмотренных топлив колеблется от 8 до 17%, тогда как содержание свободного кислорода в этих же продуктах сгорания колеблется в пределах лишь 3,5—6,5% (см. рис. 5-1 и 5-2). Еще ниже содержание свободного кислорода при малых избытках воздуха в топке. Так, при $\alpha=1{,}02\div1{,}04$ содержание кислорода составляет всего 0,4—0,8%, тогда как содержание RO_2 около 16% (мазут). Благодаря повышенному содержанию RO_2 повышается точность газового анализа. Кроме того, химический кон-троль газа при определении RO_2 проще и надежнее, чем при определе-нии кислорода. Наряду с этим крупный недостаток углекислотного ме-тода вызван тем, что содержание определяющего газа (в процентах) сильно изменяется в зависимости от состава горючей массы сжигаемого топлива. Так, например, при постоянной величине $\alpha\approx1{,}3$ содержание

2 в продуктах сгорания рассмотренных топлив изменяется в пределах 15,6% (рис. 5-1). Понятно, что большие колебания содержания RO_2, ющие место при переходе с одного топлива на другое и при нестаьном составе горючей массы топлива, ограничивают возможность учения достаточной точности при использовании углекислотного ме-а. При сжигании смеси различных видов топлива этот метод вообще рименим.

Кислородный метод определения коэффициента избытка воздуха шен описанного недостатка, и в этом его крупное преимущество перед екислотным методом. Действительно, при том же постоянном избытке духа $\alpha \approx 1{,}3$ содержание свободного кислорода в сухих продуктах ного сгорания всех рассмотренных топлив колеблется лишь в узких делах: 4,8—5,2% (рис. 5-2). Благодаря малому влиянию состава ючей массы топлива на содержание определяющего газа (O_2) кислоный метод позволяет просто и достаточно точно судить о избытке духа при весьма неблагоприятных условиях по топливу, например сжигании любого твердого топлива совместно с мазутом или приным газом при неопределенном соотношении между ними. Этим преществом, которое было обосновано в [Л. 24], и объясняется широкое менение кислородного метода.

Азотная формула для подсчета коэффициента избытка воздуха при ном сгорании ($q_3=0$) и умеренном содержании азота в топливе $^p<3\%$) имеет вид:

$$\alpha = \frac{N_2}{N_2 - 3{,}76O_2}. \qquad (5\text{-}9)$$

Здесь N_2 и O_2 — содержание азота и кислорода в сухих продуктах ного сгорания, %.

Формула (5-9), не учитывающая азота топлива, применима для поляющего большинства энергетических топлив, а именно для всех рдых и жидких топлив, а также для большинства природных газов. я твердых и жидких топлив погрешность определения α по (5-9) при $<3\%$ незначительна и не превышает 0,1%.

Для твердых и жидких топлив при $N^p>3\%$ подсчет коэффициента ытка воздуха производится по формуле:

$$\alpha = \frac{1}{1 - \dfrac{3{,}76O_2}{N_2 - 0{,}431\dfrac{N^p RO_2}{C^p + 0{,}375S^p_{op+к}}}}. \qquad (5\text{-}10)$$

В этих случаях требуется знание состава сжигаемого топлива (N^p, $S^p_{op+к}$).

Физический смысл формулы (5-9) аналогичен таковому для кислоной (5-7). В знаменателе этой формулы величина $3{,}76\ O_2 = 79/21)\ O_2$ — содержание в сухих продуктах сгорания азота избыточо воздуха, %, а разность $N_2 - 3{,}76\ O_2$ — содержание азота в воздухе, асходованном на горение, так как N_2 — содержание азота во всем духе, поступившем в топку или газоход. В результате деления всего ержания азота на содержание азота в воздухе, вступившего в реако горения (знаменатель выражения), получаем коэффициент избытвоздуха.

Азотная формула (5-9), которой просто может быть придан вид:

$$\alpha = \frac{100 - RO_2 - O_2}{100 - RO_2 - 4{,}76O_2}, \qquad (5\text{-}11)$$

отличается от упрощенных углекислотной и кислородной формул (5-1) и (5-7) тем, что в ней учтена зависимость коэффициента избытка воздуха от содержания обоих определяющих газов: RO_2 и O_2. Благодаря этому азотная формула достаточно точно учитывает влияние состава горючей массы топлива ($\delta\alpha \leq 0{,}5\%$). Эта формула широко применяется при обработке результатов балансовых испытаний, когда имеется полный газовый анализ.

Упрощенные углекислотная и кислородная формулы, основанные на зависимости коэффициента избытка воздуха лишь от одного определяющего газа (RO_2 или O_2), чаще применяются при обработке результатов эксплуатационных испытаний и эксплуатационной отчетности. В этих случаях при нестабильном составе горючей массы топлива либо при совместном сжигании различных топлив применяется обычно только кислородная формула.

При наличии химической неполноты сгорания и при балансовых испытаниях котла, когда имеются данные полного газового анализа и когда проверена правильность соотношений O_2 и RO_2 (§ 5-2,г), определение коэффициента избытка воздуха можно вести по азотной формуле:

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3{,}76\dfrac{O_2 - 0{,}5CO - 0{,}5H_2 - 2CH_4}{N_2 - 0{,}431\dfrac{N^p(RO_2 + CO + CH_4)}{C^p + 0{,}375S^p_{op+к}}}}. \qquad (5\text{-}12)$$

Для всех твердых и жидких топлив при умеренном содержании азота в топливе ($N^p<3\%$) азотная формула упрощается:

$$\alpha = \frac{N_2}{N_2 - 3{,}76(O_2 - 0{,}5CO - 0{,}5H_2 - 2CH_4)}. \qquad (5\text{-}13)$$

б) ОБОБЩЕННЫЕ КИСЛОРОДНАЯ И УГЛЕКИСЛОТНАЯ ФОРМУЛЫ ДЛЯ УТОЧНЕННОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

Упрощенные углекислотная и кислородная формулы (5-1) и (5-7) широко применяются, так как они удобны и наглядны. Для определения коэффициента избытка воздуха по этим формулам достаточно знать содержание в сухих продуктах сгорания одного определяющего газа (RO_2 или O_2). Их недостатком, как отмечалось, является значительная погрешность расчета, которая особенно велика для жидкого и газообразного топлив, а при повышенных коэффициентах избытка воздуха — и для большинства твердых топлив (см. рис. 5-1 и 5-2).

Погрешность кислородной формулы (5-7) объясняется тем, что содержание O_2 определяется в продуктах сгорания, тогда как величина 21 соответствует содержанию кислорода в воздухе. Из этого следует, что неточность формулы тем больше, чем больше разница между теоретическими объемами сухих продуктов сгорания и воздуха.

Для всех естественных энергетических топлив отношение этих объемов меньше единицы, т. е. $V^0_{с.г}/V^0_в<1$. Обозначим относительное уменьшение рассматриваемых объемов через ρ:

$$\rho = \frac{V^0_в - V^0_{с.г}}{V^0_в} = 1 - \frac{V^0_{с.г}}{V^0_в}.$$

Для распространенных энергетических топлив имеют место следую-
ие усредненные значения величины ρ и отклонения от них

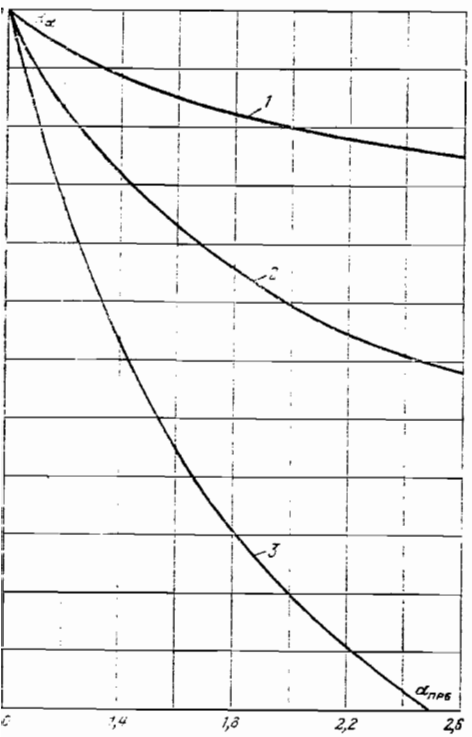
Твердое топливо (включая антрацит и торф)	0,02±0,01
Мазут	0,05±0,01
Природный газ	0,10±0,015
Попутный газ	0,08±0,02

Для доменного газа эта величина становится значительной и отрицательной: при
оте доменных печей на коксе ρ=—1,04 [Л. 8]; при работе печей на коксе с не-
ьшой добавкой природного газа [Л. 7] ρ=—1,00.

Использовав усредненные значения величины ρ, можно, не зная со-
ава топлива, подсчитать коэффициент избытка воздуха по уточненной
слородной формуле [Л. 26]:

$$\alpha_{тчн} = \frac{21 - \rho O_2}{21 - O_2}. \qquad (5\text{-}14)$$

Приведенные отклонения усредненных значений ρ от действитель-
х в пределах каждой широкой группы топлив невелики и, как пока-
ю ниже, незначительно сказываются на подсчете α (погрешность от-
носительная меньше 0,5%, а абсолютная меньше 0,005). Поэтому можно считать, что определение α по уточненной кислородной формуле (5-14) дает результаты, практически одинаковые с результатами расчета по элементарному составу топлива.



5-3. Зависимость поправочного коэффициента K_α
прб·
твердые топлива; 2 — мазут; 3 — природные газы.

Поправочный коэффициент, позволяющий подсчитывать уточненное значение α, равен:

$$K_\alpha = \frac{\alpha_{тчн}}{\alpha_{прб}} = 1 - \frac{\rho O_2}{21}. \qquad (5\text{-}15)$$

Здесь и в дальнейшем индексами «тчн» и «прб» обозначаются коэффициенты избытка воздуха, вычисленные точно и приближенно по упрощенным формулам (5-1) и (5-7).

Коэффициент K_α может быть определен графически по зависимости его от $\alpha_{прб}$ и рода топлива (рис. 5-3). Он применим и для уточненного подсчета избытка воздуха по обеим упрощенным формулам:

$$\alpha_{тчн} = K_\alpha \alpha_{прб} = K_\alpha \frac{21}{21 - O_2}; \qquad (5\text{-}14а)$$

$$\alpha_{тчн} = K_\alpha \alpha_{прб} = K_\alpha \frac{RO_2^{макс}}{RO_2}. \qquad (5\text{-}16)$$

Таким образом, определение коэффициента избытка воздуха при полном сгорании топлива (q_3=0) рационально вести по одной из двух уточненных кислородных формул (5-14) и (5-14а), дающих одинаковые результаты, а также по уточненной углекислотной формуле (5-16). При этом для уточненного определения величины α по обеим кислородным формулам достаточно знания только вида сжигаемого топлива, а для такого же определения α по углекислотной формуле необходимы знание и стабильность состава горючей массы сжигаемого топлива ($RO_2^{макс}$).

При химической неполноте сгорания, когда имеются достаточно надежные данные анализа только по одному из определяющих газов (O_2 или RO_2), подсчет коэффициента избытка воздуха при сжигании всех твердых топлив, мазута, природного и попутного газов может быть произведен по уточненной кислородной или углекислотной формуле:

$$\alpha_{тчн} = K_\alpha \alpha_{прб} = K_\alpha \frac{21}{21 - (O_2 - 0{,}5CO - 0{,}5H_2 - 2CH_4)}, \qquad (5\text{-}17)$$

или

$$\alpha_{тчн} = K_\alpha \alpha_{прб} = K_\alpha \frac{RO_2^{макс}}{RO_2 + CO + CH_4}. \qquad (5\text{-}18)$$

Точность двух последних формул несколько снижена по сравнению с аналогичными формулами для случая полного сгорания топлива за счет неравенства объемов сухих продуктов полного и неполного сгорания, однако погрешность, вызываемая этим, в большинстве случаев незначительна (<0,5%). Даже при большой химической неполноте сгорания топлива она составляет всего 1—1,5% (см. ниже).

Не следует придавать большого значения некоторым погрешностям определения избытка воздуха при значительной химической неполноте горения, поскольку в энергетике такие режимы в большинстве случаев вынужденны, кратковременны и нестабильны.

в) ПОГРЕШНОСТЬ ОБОБЩЕННЫХ ФОРМУЛ

Поправочный коэффициент K_α представляет собой отношение коэффициента избытка воздуха, вычисленного точно, к коэффициенту избытка воздуха, вычисленного по приближенным углекислотной и кислородной формулам, что и отражено в (5-14а) и (5-16). Таким образом, величина этого коэффициента, выраженная на рис. 5-3 в зависимости от $\alpha_{прб}$ и рода топлива, непосредственно показывает погрешность приближенных формул (5-1) и (5-7). Из рассмотрения рис. 5-3 легко установить, что при допустимой погрешности расчета до 1% этими приближенными формулами можно пользоваться: для твердых топлив до α≈≈2,0, для мазута до α≈1,25; для природного газа до α≈1,1. При больших коэффициентах избытка воздуха погрешность обеих приближенных формул для мазута и газа достигает 3—6%.

При обобщенном определении коэффициента избытка воздуха по
нненным кислородной и углекислотной формулам погрешность рас-
ı может возникнуть вследствие применения усредненной величины
лесто точной.

В табл. 5-1 дано сопоставление точных и усредненных значений ρ
отдельных топлив, распространенных в энергетике. Из нее видно,
величина ρ колеблется в сравнительно узких пределах. Так, наприм-
, для всех твердых топлив, приведенных в [Л. 8], начиная с антра-
а и коксика и кончая бурыми углями, сланцами и торфом, эта вели-
а колеблется от 0,01 до 0,03 (точнее, 0,008—0,033). Отклонения дей-
ительных величин ρ от усредненных находятся в пределах $\Delta\rho=$
$=0{,}015$. В соответствии с (5-15) в большинстве случаев при $\alpha\leqslant1{,}5$
$\leqslant7\%$) влияние этих отклонений величины ρ ничтожно: относитель-
погрешность $\leqslant0{,}3\%$, а абсолютная $\Delta\alpha\leqslant0{,}005$. Для попутных газов

Таблица 5-1

оставление точных и усредненных значений ρ для различных топлив

Топливо	По составу топлива	Усредненное значение
ненный уголь [Л. 8]:		
ецкий Т	0,024	0,02
„ ПА	0,021	0,02
„ АШ	0,008	0,02
ецкий ППМ	0,030	0,02
еровский К-ПС-СС	0,026	0,02
„ ПС-Т	0,023	0,02
еловский Г	0,030	0,02
„ Г	0,028	0,02
П ПМ	0,033	0,02
московный Б	0,020	0,02
ксандрийский Б	0,028	0,02
дкирский Б	0,030	0,02
ословский Б	0,012	0,02
ябинский Б	0,020	0,02
Сланец [Л. 8]:		
онский	0,027	0,02
вский	0,018	0,02
ипирский	0,017	0,02
ельевский	0,012	0,02
нский	0,02	0,02
Различные топлива [Л. 8]:		
ф фрезерный	0,016	0,02
ут малосернистый	0,057	0,05
„ высокосернистый	0,057	0,05
родный газ саратов-ский	0,112	0,10
же ухтинский	0,103	0,10
„ дашавский	0,115	0,10
газ переработки (пиролиза) нефти	0,097	0,10
Природные газы из газопроводов [Л. 7]:		
Саратов—Москва	0,094	0,10
Первомайск—Сторожовка	0,06	—
Ставрополь—Москва I нитка	0,10	0,10
Серпухов—Ленинград	0,10	0,10
Дашава—Киев	0,104	0,10
Угерско—Львов	0,104	0,10
Брянск—Москва	0,10	0,10
Шебелинка—Харьков	0,10	0,10
Шебелинка—Москва	0,10	0,10
Карабулак—Грозный	0,092	0,10
Оренбург—Совхозное	0,10	0,10
Попутные газы [Л. 7]		
Пермьнефть	0,07	0,08
„	0,075	0,08
Куйбышевнефть	0,08	0,08
„	0,08	0,08
Туркменнефть	0,10	0,08
Краснодарнефтегаз	0,10	0,08
Грознефть	0,10	0,08
Ухтакомбинат	0,08	0,08
Башнефтегаз	0,08	0,08
„	0,07	0,08
Газопровод Казань—Алметьевск	0,06	0,08
Азербайджанская ССР	0,10	0,08

Примечание. Для газа Первомайск—Сторожовка, сильно забалластированного азотом (N_2=30,2 %), о пользоваться точной величиной ρ, определенной по составу топлива.

Таблица 5-2

Сопоставление результатов определения коэффициента избытка воздуха при полном и неполном сгорании топлива

Топливо [Л. 8]	$W^{\text{п}}$	$RO_2^{\text{макс}}$, %	q_3, %	O_2, %	RO_2, %	CO, %	Коэффициент избытка воздуха α		
							по составу топлива	обобщенно по O_2	обобщенно по RO_2
Донецкий АШ	0,95	20,1	0	8,72	11,75	0,0	1,70	1,70	1,70
	0,95	20,1	10	9,53	9,85	1,81	1,70	1,69	1,71
Подмосковный бурый уголь	11,5	19,35	0	8,75	11,28	0,0	1,70	1,70	1,70
	11,5	19,37	10	9,51	9,52	1,68	1,70	1,70	1,71

отклонения усредненной величины ρ (0,08) от точной достигают ±0,02 и абсолютная погрешность составляет:

$$\Delta\alpha\leqslant\frac{\Delta\rho O_2}{21}\leqslant\frac{0{,}02\cdot7}{21}\leqslant0{,}07.$$

Сравнительно малые колебания величины ρ для твердых топлив и соответственно малая разница между теоретическими объемами $V^0_{\text{с.г}}$ и $V^0_{\text{в}}$, несмотря на исключительно большие различия в горючей массе ($V^{\text{г}}=2\div90\%$) и влажности сравниваемых топлив ($W^{\text{п}}=0{,}5\div32$), объясняется следующим. Во-первых, изменения состава горючей массы твердых топлив сопровождаются двумя явлениями, действующими в сторону сближения значений объемов $V^0_{\text{с.г}}$ и $V^0_{\text{в}}$. Так, с ростом содержания летучих и водорода в топливе объем сухих продуктов сгорания уменьшается ($\downarrow V^0_{\text{с.г}}$) за счет расхода части кислорода воздуха на горение водорода; одновременно с этим уменьшается расход воздуха на горение ($\downarrow V^0_{\text{в}}$) за счет сопутствующего увеличения содержания свободного кислорода в горючей массе топлива. Во-вторых, изменения влажности топлива совершенно не сказываются на величине ρ. Так, при увеличении приведенной влажности сжигаемого топлива возрастет приведенный объем сухих продуктов сгорания за счет расхода части топлива на испарение влаги в топке, но одновременно в такой же мере относительно возрастет расход воздуха на горение.

При наличии химической неполноты сгорания и упрощенном определении коэффициента избытка воздуха по уточненным формулам (5-17) и (5-18) погрешность также незначительна. Так, например, даже при больших значениях коэффициента избытка воздуха и потери тепла от химической неполноты сгорания ($\alpha=1{,}7$; $q_3=10\%$) абсолютная погрешность уточненных формул составляет всего ±0,014 (табл. 5-2). При меньших значениях α и q_3 точность упрощенного определения еще выше (погрешность около ±0,005).

Следует иметь в виду, что при наличии значительной химической неполноты сгорания в большей степени сказываются погрешности газового анализа и нестабильность самого топочного процесса.

г) КОНТРОЛЬ ГАЗОВОГО АНАЛИЗА

При газовом анализе возможны многие систематические и случайные погрешности, а также промахи (§ 2-2), нередко обесценивающие целую серию измерений. К сожалению, непосредственно по цифрам газового анализа трудно судить о его правильности. Необходим объективный достаточно точный контроль газового анализа.

Такой контроль может быть осуществлен при нормальном топочном режиме ($q_3=0$) по соответствию O_2 и RO_2 в пробах, отбираемых из разных газоходов парогенератора в одно и то же время. Как известно, при испытаниях и в эксплуатации газовый анализ проводится обычно

ух местах: поближе к топочной камере, часто за перегревателем для роля процесса горения и за парогенератором для определения зна- ий потери тепла с уходящими газами и присоса воздуха в агрегате. контроля правильности газового анализа целесообразно пользо- ся графической зависимостью

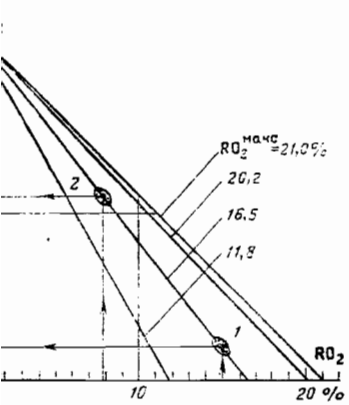
$$O_2 = f(RO_2;\ RO_2^{макс}),$$

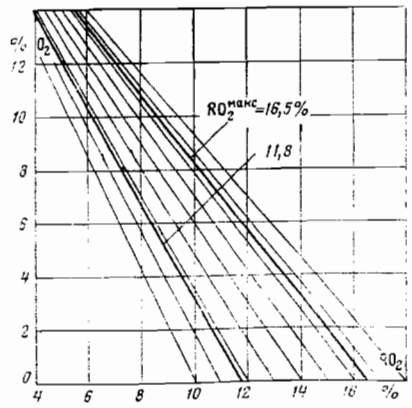
авленной по (5-6) для всех естественных топлив в виде лучевой раммы (рис. 5-4). Каждый луч на графике соответствует какому-то еделенному содержанию $RO_2^{макс}$, т. е. какому-то топливу (или смеси ив) с определенным составом горючей массы. Пересечение луча ью абсцисс ($O_2=0$) дает на этой оси значения $RO_2^{макс}$.

При правильном газовом анализе, одновременных отборах, постоян- и нормальном топочном режиме ($q_3=0$) обе точки по анализам в из двух газоходов парогенератора (например, за перегревателем воздухоподогревателем) обязательно должны укладываться на од- луче (рис. 5-4). Выпадение точки свидетельствует о погрешности иза. Разброс точек, неизбежный при колебаниях соотношения то- во — воздух, должен располагаться при правильном газовом анализе большом диапазоне и преимущественно вдоль луча (рис. 5-4).

Отклонения анализов по двум различным газоходам парогенерато- т одной наклонной линии лучевого графика могут произойти вслед- е неучтенной химической неполноты сгорания, что наблюдается внительно редко, а также при большой нестабильности состава горю- массы сжигаемого топлива (или топлив, сжигаемых совместно), что чно известно эксплуатационному персоналу.

В практике удобно пользоваться фрагментами лучевой диаграммы иченного масштаба. Для примера на рис. 5-5 показан такой фраг-





5-4. Лучевая диаграмма для контроля газового анализа (взаимосвязь величин O_2, и $RO_2^{макс}$ при полном сгорании различных топлив).

примерный разброс точек по результатам правильного газового анализа за пароперегревателем сжигании мазута с постоянным режимом; 2 — то же для уходящих газов.

5-5. Рабочая диаграмма для контроля газового анализа при сжигании природного и мазута ($q_3=0$).

мент диаграммы для контроля газового анализа при сжигании природного газа и мазута. Необходимое, практически полное сгорания топлив ($q_3=0$) легко может быть достигнуто при нормальном режиме и достаточном избытке воздуха.

При сжигании газа и наличии регистрирующего калориметра можно по показаниям калориметра достаточно точно судить о стабильности состава сжигаемого топлива. Так, если во время опыта была обеспечена стабильность теплоты сгорания топлива, то стабильной обычно должна быть и величина $RO_2^{макс}$. Такая стабильность в ряде случаев позволяет корректировать содержание O_2 по более надежному и представительному химическому анализу только на RO_2.

Если же газовый анализ ведется только в одном сечении газохода парогенератора, то ошибка анализа в части правильности определения α и соответствия O_2 и RO_2 может быть выявлена лишь тогда, когда состав горючей массы сжигаемого топлива стабилен и известен. В таких случаях при полном сгорании топлива ($q_3=0$) правильность анализа сверяется по сходимости величин $RO_2^{макс}$, подсчитанных по составу топлива и по составу продуктов сгорания по (5-3) и (5-5).

д) ИТОГИ

1. Принципиальное различие в трех способах расчета избытка воздуха по углекислотной, кислородной и азотной формулам заключается в том, что первые два используют один определяющий газ — RO_2 или O_2, а третий — оба. Вследствие этого для полного учета особенностей состава сжигаемого топлива в углекислотную и кислородную точные формулы вводят характеристики топлива ($RO_2^{макс}$, β), тогда как азотная формула обходится без них.

Преимуществом углекислотного метода по сравнению с кислородным является обычно значительно большее содержание определяющего газа ($RO_2>O_2$) и бо́льшая простота анализа. Преимуществом кислородного метода является сравнительно малая зависимость содержания определяющего газа от рода сжигаемого топлива. При нестабильном составе горючей массы топлива и совместном сжигании различных топлив это преимущество кислородного метода является решающим.

2. Широко применяющиеся приближенные углекислотная и кислородная формулы дают погрешность, растущую с увеличением избытка воздуха и уменьшением величины $RO_2^{макс}$. Их применение при допустимой относительной погрешности $\delta\alpha \leqslant 1 \div 2\%$ возможно лишь при условиях $RO_2^{макс} > 18\%$ и $\alpha \leqslant 1{,}5$. Таким образом, эти формулы не обеспечивают достаточно высокой точности для мазута и газов, а при повышенных избытках воздуха — и для ряда твердых топлив.

3. Изложена обобщенная методика определения избытка воздуха по уточненным кислородным и углекислотной формулам. Результаты определений по точности практически не уступают расчетам по составу топлива (абсолютная погрешность $\Delta\alpha \leqslant \pm 0{,}005$). При этом для точного подсчета по кислородным формулам достаточно знать только вид сжигаемого топлива, а для такого подсчета по углекислотной формуле необходимо знать характеристику горючей массы сжигаемого топлива $RO_2^{макс}$, которая должна быть стабильной.

4. При испытаниях и в эксплуатации необходим контроль газового лиза. Он возможен путем проверки соответствия содержаний O_2 и $_2$ в пробах, одновременно отобранных из различных газоходов паро-ератора. В основу контроля положено постоянство состава горючей сы топлива, сжигаемого в данный момент времени, и, следовательно, наковое значение $RO_2^{макс}$ для различных точек по газовому тракту и q_3=0).

ПОТЕРЯ ТЕПЛА С УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ

ЗОР И АНАЛИЗ УПРОЩЕННЫХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА

Эксплуатационными, наладочными и исследовательскими организа-ми широко используются упрощенные формулы для вычисления по-ı тепла с уходящими газами. По одной из таких формул до 1970 г. я официальный учет экономичности парогенераторов на электро-циях СССР. Во многих случаях, когда состав сжигаемого топлива абилен либо одновременно сжигаются в неопределенном соотноше-различные топлива, достаточно точное определение потери тепла одящими газами становится возможным лишь по обобщенным фор-ам. К их числу принадлежала, например, формула С. Я. Корницкого 27]:

$$q_2 = (K'_2 + K''_2 \alpha_{ух}) \frac{\vartheta_{ух} - t_{х.в}}{100} (1 - 0{,}01 q_4), \ \%, \qquad (5\text{-}19)$$

рмула, подобная ей, ранее разработанная автором (ВТИ, 1943 г.), ликованная в [Л. 28 и 29]:

$$q_2 = (K \alpha_{ух} + C) \frac{\vartheta_{ух} - t_{х.в}}{100} (1 - 0{,}01 q_4), \ \%. \qquad (5\text{-}20)$$

В этих формулах K'_2, K''_2, K и C — коэффициенты, зависящие от а и приведенной влажности топлива.

Однако, несмотря на широкое и многолетнее применение различных щенных формул для определения q_2, точность приведенных формул гих, аналогичных им, недостаточно высока.

Рассмотрим источники ошибок формул такого рода. Для этой цели нализируем исходную формулу

$$q_2 = (c_г V_г \vartheta_{ух} - c_в V_в t_{х.в}) \frac{100 - q_4}{Q p_н}, \ \%,$$

ая после преобразования принимает вид:

$$q_2 = \frac{c_г V_г (100 - q_4)}{Q p_н} \left(\vartheta_{ух} - \frac{c_в V_в}{c_г V_г} t_{х.в} \right), \ \%. \qquad (5\text{-}21)$$

Из сопоставления (5-21) с (5-19) и (5-20) легко установить, что ным источником ошибок рассмотренных упрощенных формул явля-отсутствие у них перед температурой $t_{х.в}$ множителя, представляю-собой отношение водяных эквивалентов воздуха (§ 7-3) и продук-горания $m = \omega_в / \omega_г = c_в V_в / c_г V_г$. Вследствие этого расчетная величина ределенная по упрощенным формулам, находится в прямой зави-

Таблица 5-3

Потеря q_2, вычисленная по составу топлива при $\vartheta_{ух} - t_{х.в} = 100°C$; $\alpha_{ух} = 1{,}4$; $q_3 + q_4 = 0$

Топливо по [Л. 8]	Теплота сгорания (низшая), ккал/кг (ккал/м³)	$\omega^н$	q_2,%, при $t_{х.в}$		δq_2, %
			50°C	0°C	
Донецкий АШ	6010	1,16	5,43	5,21	4,2
Экибастузский СС	4050	1,98	5,72	5,41	5,7
Донецкий ППМ	3650	3,01	5,87	5,54	6,0
Челябинский Б	3770	4,5	5,96	5,57	7,0
Богословский Б	2840	9,9	6,59	6,03	9,3
Подмосковный Б	2510	13,1	6,94	6,32	9,8
Башкирский Б	2240	23,2	7,95	7,07	12,4
Торф фрезерный	2030	24,6	8,27	7,27	13,9
Мазут высокосернистый	9170	0,33	5,59	5,32	5,1
Газ:					
природный, саратовский	8560	—	5,87	5,51	6,5
переработки (пиролиза) нефти	11 322	—	5,52	5,22	5,7
доменный	957	—	8,43	6,75	24,9

Примечание. Относительное увеличение потери q_2 вычислялось по формуле:

$$\delta q_2 = \frac{q_{2,50°} - q_{2,0°}}{q_{2,0°}} 100, \ \%.$$

симости от разности температур $\vartheta_{ух} - t_{х.в}$, в то время как в действительности потеря тепла зависит от разности $\vartheta_{ух} - m t_{х.в}$.

Рассматриваемое отношение водяных эквивалентов m колеблется в довольно широких пределах 0,7—0,9 (§ 7-3), поэтому колебания температуры холодного воздуха при одной и той же разности температур $\vartheta_{ух} - t_{х.в}$ и прочих неизменных условиях приведут к значительным изменениям величины потери тепла q_2. Например, при постоянной разности температур $\vartheta_{ух} - t_{х.в} = 100°C$ и $m = 0{,}8$ повышение температуры $t_{х.в}$ от 0 до 50°C, совершенно не сказывающееся на величине q_2 при расчете по формулам типа (5-19) и (5-20), в действительности приведет к увеличению потери тепла в

$$\frac{\vartheta''_{ух} - m t''_{х.в}}{\vartheta'_{ух} - m t'_{х.в}} = \frac{150 - 0{,}8 \cdot 50}{100 - 0{,}8 \cdot 0} = 1{,}1 \text{ раза},$$

т. е. на 10% (дополнительное небольшое увеличение потери тепла за счет роста теплоемкости газов здесь не учтено).

Отсутствие множителя m перед величиной $t_{х.в}$ приводит к сравнительно малым ошибкам для котлов небольшой мощности, расположенных в закрытых помещениях. Это объясняется умеренностью годовых колебаний температуры холодного воздуха, забираемого из помещения. С увеличением мощности котлов положение меняется. Для современных мощных котлоагрегатов, имеющих небольшие потери тепла в окружающую среду, температура забираемого холодного воздуха приближается к наружной независимо от времени года, а при открытой компоновке котельной температура воздуха, поступающего в котлоагрегат, совсем не будет отличаться от наружной. Таким образом, для современных мощных котлоагрегатов температура холодного воздуха будет изменяться в широких пределах. В соответствии с этим возрастают ошибки вследствие отсутствия множителя перед величиной $t_{х.в}$.

В табл. 5-3 приведены результаты уточненного расчета потери тепла q_2 для ряда топлив при одинаковой разности температур $\vartheta_{ух} - t_{х.в}$

ругих одинаковых условиях, но для двух температур холодного воз-а: 0 и 50°С. При расчете по упрощенным формулам (5-19) и (5-20) еря тепла q_2 для каждого топлива остается постоянной. В действи-ьности, как видно из табл. 5-3, она изменяется на 4—14%, а для енного газа — приблизительно на 25%.

У М. Б. Равича [Л. 5] имеется указание на возможность повыше-точности упрощенного подсчета потери тепла q_2 путем введения пе-величиной $t_{х.в}$ множителя

$$l = \frac{(c_г V_в)_{ср}}{(c_г V_г)_{ср}}$$

риводятся его усредненные значения для различных топлив. Пра-ьное усреднение водяных эквивалентов может уменьшить рассматри-мую ошибку упрощенных формул примерно вдвое, но пределы воз-кных отклонений величины q_2 останутся прежними. Из предыдущего о, что для каждого топлива ошибка тем значительнее, чем больше ичины $W^п$, α и $t_{х.в}$.

В качестве иллюстрации неточности обобщенных формул с постоянным множите-перед величиной $t_{х.в}$ можно привести расчет по формуле М. Б. Равича [Л. 5]:

$$q_2 = \frac{\vartheta_{ух} - l t_{х.в}}{t_{макс}} \left[C' + \left(\frac{RO_2^{макс}}{RO_2} - 1 \right) BK \right] 100, \%. \qquad (5\text{-}22)$$

горой величины $t_{макс}$, l, $RO_2^{макс}$ и B зависят от сорта топлива, а коэффициенты C' — от сорта топлива и температуры уходящих газов. Все эти величины и коэф-енты берутся из таблиц [Л. 5]. Приводим результаты расчета для саратовского одного газа при $\vartheta_{ух}$=150°С; $t_{х.в}$=50°С; q_3+q_4=0:

Коэффициент избытка воздуха $\alpha_{ух}$ . .	1,2	1,6	2,0
Потеря тепла q_2, вычисленная по составу топлива, %	5,18	6,55	7,91
То же по (5-22), %	5,18	6,69	8,21
Относительная погрешность (5-22) δq_2, %	0,0	+2,1	+3,8

На этом примере показано, насколько значительна погрешность упрощенного та, вызванная тем, что при колебаниях избытка воздуха множитель перед вели-: $t_{х.в}$ остается постоянным. Еще бо́льшая погрешность возникает для влажных в (при колебаниях величины $W^п$). Формула (5-22) мало приспособлена для ных топлив. Так, для богословского бурого угля относительная погрешность фор-в примере, приведенном в [Л. 5], составляет 2,5%. Для башкирского бурого потеря тепла q_2 (при $\vartheta_{ух}$=150°С; α=1,4 и $t_{х.в}$=0°С), подсчитанная по элеменму составу топлива [Л. 8], составляет 10,7%, а по (5-22) она равна 10,4% сительная погрешность 2,9%).

Одним из наиболее совершенных является метод расчета потери те-q_2, разработанный Б. И. Логиновым [Л. 30]. Для подавляющего шинства энергетических топлив СССР им предложены две форму-Поскольку эти формулы отличаются лишь цифровым значением го коэффициента, целесообразно представить этот метод расчета це одной формулы:

$$q_2 = \left[(C' + K'\alpha_{ух}) \frac{\vartheta_{ух}}{100} - K'\alpha_{ух} \frac{t_{х.в}}{100} \right] \left(1 - \frac{q_4}{100} \right), \%. \qquad (5\text{-}23)$$

Здесь C'=0,428+0,051 $W^п$ — для антрацитов, тощих, каменных и х углей и мазута; C'=0,571+0,051$W^п$ — для торфа, дров, природ-газа и сланцев; K'=3,41+0,0255$W^п$ — для всех упомянутых топлив.

Крупным преимуществом формулы Б. И. Логинова является ее унифицированный вид — небольшое количество расчетных коэффициентов и незначительные различия в их значениях для всех основных энергетических топлив. Однако это сказалось на ее точности. Так, сам автор указывает на среднюю погрешность формулы для отдельных широких групп топлив, равную ±0,24% [Л. 30]. Сравнение формулы (5-23) с уточненным подсчетом для нескольких распространенных в энергетике топлив показало, что относительная погрешность ее достигает 3—5% [Л. 9].

Кроме того, из-за отсутствия в формуле (5-23) множителя $\vartheta_{ух} - m t_{х.в}$, характеризующего расчетную разность температур, уменьшаются наглядность формулы и удобство ее номографирования.

Для повышения точности упрощенных формул типа (5-19) и (5-20) автором предложена обобщенная формула (см. ниже), в которую введена уточненная разность температур [Л. 31]:

$$\vartheta_{ух} - \frac{\alpha_{ух}}{\alpha_{ух} + b} t_{х.в}.$$

Коэффициент b для всех относительно сухих топлив ($W^п$<3) является постоянной величиной, а для влажных — линейно зависит от величины $W^п$. Этот коэффициент практически полностью устраняет погрешность упрощенной формулы, обусловленную неравенством водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания.

Помимо рассмотренной основной погрешности, вызываемой отсутствием соответствующего множителя перед величиной $t_{х.в}$, в применяющихся упрощенных формулах типа (5-19) и (5-20) имеются еще два источника ошибок: применение расчетных коэффициентов, данных не для отдельных топлив, а для всей группы, и применение усредненных теплоемкостей продуктов сгорания.

В обобщенном методе расчета потери тепла с уходящими газами (§ 5-3,б) даны рекомендации, позволяющие практически полностью устранить погрешности, вызываемые и этими двумя источниками ошибок. Так, при необходимости устранения сравнительно небольшой погрешности, обусловленной усреднением горючей массы в пределах данной группы топлив, возможно определение уточненных значений расчетных коэффициентов для отдельных топлив. Для этой цели даны вспомогательные формулы, базирующиеся на точных способах расчета. Благодаря этому можно учесть особенности состава любого топлива и обеспечить высокую точность обобщенного расчета при условии небольших колебаний горючей массы. Что касается изменений балласта топлива, то они учитываются практически совершенно точно, поскольку расчетные коэффициенты берутся в зависимости от приведенной влажности топлива.

Для сведения к минимуму погрешности, вызываемой усреднением теплоемкости продуктов сгорания, изменяющейся при изменении температуры уходящих газов на 100°С примерно на 1,2—1,4%, в обобщенную расчетную формулу вводится поправочный коэффициент

$$A_t = 1 + 0{,}013 \left(\frac{\vartheta_{ух} - 150}{100} \right) \qquad (5\text{-}24)$$

приближенно учитывающий влияние изменения действительной теплоемкости продуктов сгорания по отношению к принятой усредненной теплоемкости, соответствующей $\vartheta_{ух}$=150°С.

Для многозольных топлив и при повышенном выносе золы из топки потеря тепла с уходящими газами существенно возрастает. Так, например, при величине выноса золы $a_{\text{ун}}A^{\text{п}} \approx 5$ энтальпия уходящих продуктов сгорания ($\alpha_{\text{ух}} \approx 1{,}4$) возрастает за счет физического тепла золы примерно на 2% (§ 4-5). Увеличение потери тепла с уходящими газами за счет физического тепла летучей золы достаточно точно учитывается по обобщенной методике (см. ниже).

6) РАСЧЕТ ПОТЕРИ ТЕПЛА q_2

Потеря тепла с уходящими газами является наибольшей потерей тепла в парогенераторе. Ею по существу определяется к. п. д. современного парогенератора. При проектировании парогенераторов определение этой потери просто производится по табличным, усредненным данным для принятого топлива из нормативного метода либо по обобщенным данным приведенных характеристик топлива.

Итак, при наличии готовых табличных данных по энтальпиям потеря тепла q_2 определяется:

по обычной методике — по формуле

$$q_2 = \frac{(I_{\text{ух}} - \alpha_{\text{ух}} I^{\circ}_{\text{х.в}})(100 - q_4)}{Q^{\text{р}}_{\text{р}}}, \ \%; \qquad (5\text{-}21\text{а})$$

по приведенным характеристикам — по формуле

$$q_2 = 0{,}1\,(I^{\text{п}}_{\text{ух}} - \alpha_{\text{ух}} I^{\text{п},0}_{\text{х.в}})\,K_Q\,(1 - 0{,}01 q_4), \ \%, \qquad (5\text{-}21\text{б})$$

где $K_Q = Q^{\text{р}}_{\text{н}} / Q^{\text{р}}_{\text{р}}$ — коэффициент, отражающий влияние предварительного подогрева воздуха и топлива теплом извне — см. ниже (§ 5-3,в).

Однако в эксплуатации и при испытаниях приходится иметь дело с реальным топливом, для которого не приготовлены I, t-таблицы. Часто топливо характеризуется различным и нестабильным составом. Подчас совместно сжигаются различные топлива. В таких случаях потеря тепла определяется по обобщенным формулам.

Обобщенный метод основан на минимальных сведениях о топливе: сорт (или вид); $W^{\text{п}}$. При этом обеспечивается высокая точность, мало уступающая точности громоздких расчетов по элементарному составу топлива (§ 5-3,е).

Уточненная формула для подсчета потери тепла с уходящими газами, разработанная автором [Л. 31], обобщена на основе приведенных характеристик топлива с учетом опубликованных в нормах [Л. 8] данных по топливу:

$$q_2 = (K\alpha_{\text{ух}} + C)\left(\vartheta_{\text{ух}} - \frac{\alpha_{\text{ух}}}{\alpha_{\text{ух}} + b} t_{\text{х.в}}\right) A_t\,(1 - 0{,}01 q_4)\,10^{-2}, \ \%. \qquad (5\text{-}25)$$

В этой формуле K, C и b — коэффициенты, зависящие от сорта и приведенной влажности топлива; их значения, усредненные по группам топлив, даны в табл. 5-4 и на рис. 5-6 и 5-7; A_t — поправочный коэффициент, который определяется по (5-24) и учитывает влияние температуры на теплоемкость продуктов сгорания; в пределах температур $\vartheta_{\text{ух}} = 150 \pm 30°\text{C}$ этот коэффициент мало отличается от единицы: $A_t = 0{,}996 \div 1{,}004$ (рис. 5-8).

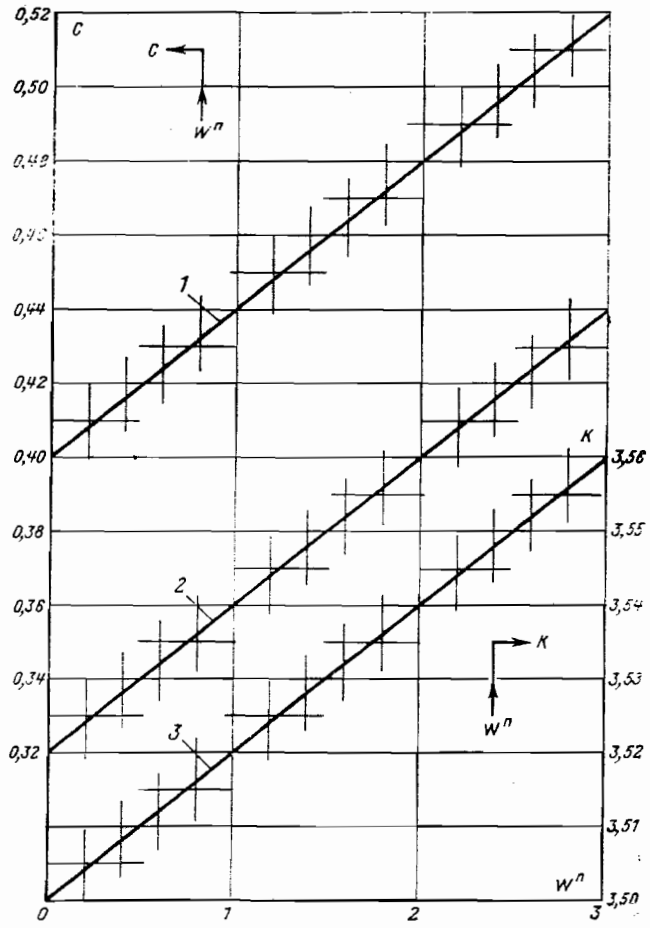


Рис. 5-6. Расчетные коэффициенты K и C для сухих углей ($W^{\text{п}} = 3$).

1 — коэффициент C для каменных углей; 2 — коэффициент C для антрацитов и тощих углей; 3 — коэффициент K для всех углей.

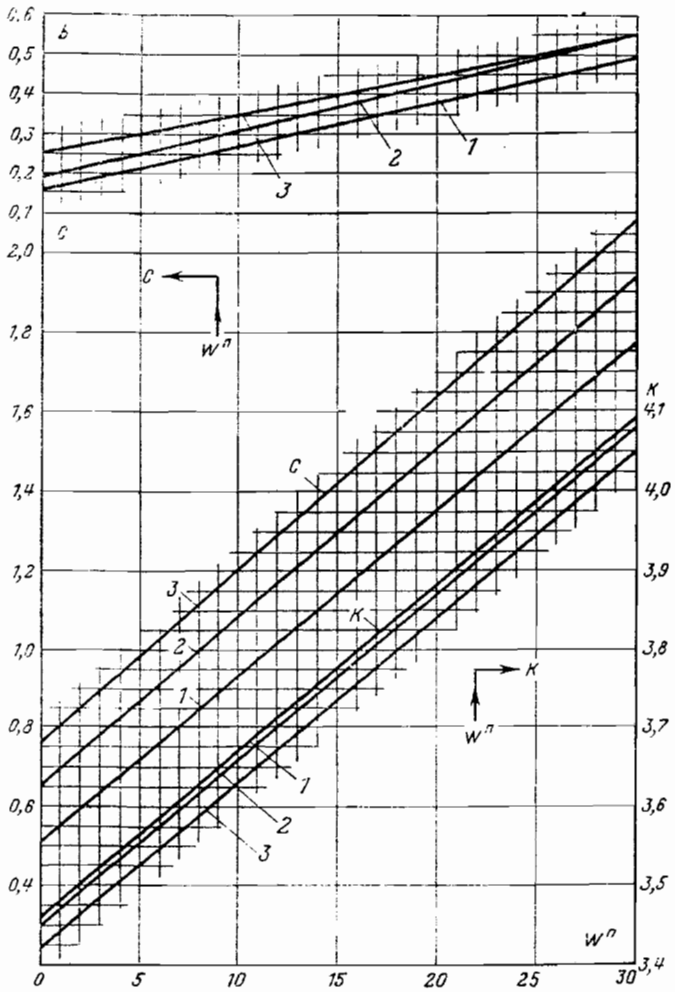


Рис. 5-7. Расчетные коэффициенты K, C и b для влажных топлив.
1 — бурые угли; 2 — сланцы; 3 — торф.

Таблица 5-4

Усредненные значения коэффициентов K, C и b для подсчета потери тепла q_2

Топливо	K	C	b
Антрациты, полуантрациты, тощие угли	$3{,}5+0{,}02\,W^п \approx 3{,}53$	$0{,}32+0{,}04\,W^п \approx 0{,}38$	0,12
Каменные угли	$3{,}5+0{,}02\,W^п$	$0{,}4+0{,}04\,W^п$	0,14*
Бурые угли	$3{,}46+0{,}021\,W^п$	$0{,}51+0{,}042\,W^п$	$0{,}16+0{,}11\,W^п$
Сланцы	$3{,}45+0{,}021\,W^п$	$0{,}65+0{,}043\,W^п$	$0{,}19+0{,}012\,W^п$
Торф	$3{,}42+0{,}021\,W^п$	$0{,}76+0{,}044\,W^п$	$0{,}25+0{,}01\,W^п$
Дрова	$3{,}33+0{,}02\,W^п$	$0{,}8+0{,}044\,W^п$	$0{,}25+0{,}01\,W^п$
Мазут, нефть	$\sim 3{,}5$	$\sim 0{,}45$	0,13
	$3{,}495+0{,}02\,W^п$	$0{,}44+0{,}04\,W^п$	
Газы природные	3,53	0,60	0,18
Газы попутные	3,52	0,62	$\sim 0{,}18$

* При $W^п \geqslant 2$ $b=0{,}12+0{,}014\,W^п$.

Пользуясь усредненными данными табл. 5-4, можно для ряда сухих топлив упростить основную расчетную формулу (5-25). Так, для температур уходящих газов $\vartheta_{ух}=120\div180°C$:

расчетная формула для АШ, ПА и Т (при $W^п<2$)

$$q_2=(3{,}53\alpha_{ух}+0{,}38)\left(\vartheta_{ух}-\frac{\alpha_{ух}}{\alpha_{ух}+0{,}12}\,t_{х\cdot в}\right)(1-0{,}01q_4)\,10^{-2},\ \%; \qquad (5\text{-}25а)$$

расчетная формула для каменных углей (при $W^п<2$)

$$q_2=(3{,}53\alpha_{ух}+0{,}46)\left(\vartheta_{ух}-\frac{\alpha_{ух}}{\alpha_{ух}+0{,}14}\,t_{х\cdot в}\right)(1-0{,}01q_4)\cdot10^{-2},\ \%; \qquad (5\text{-}25б)$$

расчетная формула для мазута и нефти

$$q_2=(3{,}50\alpha_{ух}+0{,}45)\left(\vartheta_{ух}-\frac{\alpha_{ух}}{\alpha_{ух}+0{,}13}\,t_{х\cdot в}\right)\cdot10^{-2},\ \%; \qquad (5\text{-}25в)$$

расчетная формула для природных газов

$$q_2=(3{,}53\alpha_{ух}+0{,}6)\left(\vartheta_{ух}-\frac{\alpha_{ух}}{\alpha_{ух}+0{,}18}\,t_{х\cdot в}\right)\cdot10^{-2},\ \%; \qquad (5\text{-}25г)$$

расчетная формула для попутных газов

$$q_2=(3{,}52\alpha_{ух}+0{,}62)\left(\vartheta_{ух}-\frac{\alpha_{ух}}{\alpha_{ух}+0{,}16}\,t_{х\cdot в}\right)10^{-2},\ \%. \qquad (5\text{-}25д)$$

Усреднение основных расчетных коэффициентов K и C (табл. 5-4), как уже упоминалось, является источником погрешностей. Так, отклонения в составе горючей массы в пределах группы топлив могут привести к относительной погрешности $\delta q_2=\pm1\div2\%$ (абсолютная погрешность $\pm0{,}05\div0{,}2\%$) и для отдельных топлив $\delta q_2=\pm2\div3\%$ (абсолютная погрешность $\pm0{,}1\div0{,}3\%$). При нестабильности горючей массы топлива, недостаточной изученности ее либо при сов-

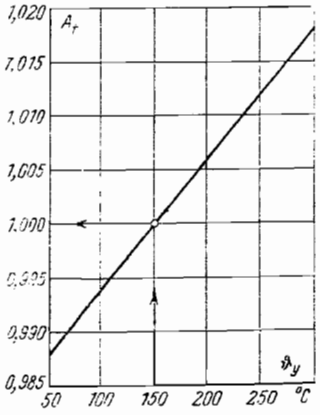


Рис. 5-8. Поправочный коэффициент A_t, учитывающий изменение теплоемкости продуктов сгорания, в зависимости от температуры уходящих газов.

ном сжигании различных топлив можно примириться с такой сравнительно небольшой погрешностью. В тех же случаях, когда горючая масса известна и стабильна, эту ешность можно практически полностью устранить для любого топлива путем опреения уточненных зависимостей коэффициентов K и C от приведенной влажности по формулам:

$$K = 66{,}67\frac{I^0_в}{Q^р_н + 25{,}1W^р} + 0{,}4\frac{I^0_в}{Q^р_н + 25{,}1W^р}W^п = K' + 0{,}021W^п; \qquad (5\text{-}26)$$

$$C = 66{,}67\frac{(I^0_г - I^0_в - 2{,}47W^р)}{Q^р_н + 25{,}1W^р} + \frac{0{,}0393(Q^р_н + 25{,}1W^р) + 0{,}4(I^0_г - I^0_в - 2{,}47W^р)}{Q^р_н + 25{,}1W^р}\times$$

$$\times W^п = C' + 0{,}042W^п. \qquad (5\text{-}27)$$

В этих формулах $I^0_в$ и $I^0_г$ — энтальпии воздуха и продуктов сгорания, кДж/кг :/м³) при $\alpha=1{,}0$ и $\vartheta=150°C$, которые могут быть взяты из таблиц, приведенных эмах [Л. 7], или подсчитаны по составу топлива; $Q^р_н$ — низшая теплота сгорагоплива, кДж/кг (кДж/м³).

По (5-26) и (5-27) подсчитаны уточненные значения коэффициен- K и C для ряда распространенных энергетических углей Советского за (табл. 5-5) по данным норм [Л. 7 и 8].

В линейных зависимостях $K=f(W^п)$ и $C=f(W^п)$ угловые коэффиты (множители перед $W^п$) практически постоянны (табл. 5-5). Поу можно ограничиться определением только значений K' и C', т. е. ислением лишь первых слагаемых в (5-26) и (5-27). Найденные фициенты K и C позволяют точно подсчитать потерю тепла q_2 для ой влажности и зольности данного топлива (табл. 5-9).

Таблица 5-5

ненные значения коэффициентов K и C формулы (5-25) некоторых углей Советского Союза

Уголь	K	C
По данным [Л. 7]:		
ецкий ГСШ	3,43+0,02 $W^п$	0,40+0,04 $W^п$
„ Т	3,52+0,02 $W^п$	0,34+0,04 $W^п$
„ А	3,53+0,02 $W^п$	0,30+0,04 $W^п$
нецкий Д	3,46+0,02 $W^п$	0,43+0,04 $W^п$
„ Г	3,47+0,02 $W^п$	0,41+0,04 $W^п$
Бастузский СС	3,49+0,02 $W^п$	0,42+0,04 $W^п$
Московный Б2	3,49+0,021 $W^п$	0,54+0,043 $W^п$
а-бородинский Б2 } ировский Б2 }	3,43+0,021 $W^п$	0,54+0,043 $W^п$
По данным [Л. 8]:		
ошинский ПА	3,52+0,02 $W^п$	0,34+0,04 $W^п$
ецкий ПА	3,52+0,02 $W^п$	0,33+0,04 $W^п$
ичевский Т	3,52+0,02 $W^п$	0,35+0,04 $W^п$
анский Т	3,47+0,02 $W^п$	0,34+0,04 $W^п$
„ ПЖ	3,47+0,02 $W^п$	0,38+0,04 $W^п$
ловский Г	3,51+0,02 $W^п$	0,40+0,04 $W^п$
нецкий ПС	3,50+0,02 $W^п$	0,35+0,04 $W^п$
ецкий и кизеловский ППМ	3,55+0,02 $W^п$	0,4+0,04 $W^п$
ибинский Б	3,43+0,021 $W^п$	0,49+0,042 $W^п$
еровский Б	3,50+0,021 $W^п$	0,44+0,042 $W^п$
мо ский Б	3,45+0,021 $W^п$	0,54+0,042 $W^п$
еловский Б	3,45+0,021 $W^п$	0,55+0,043 $W^п$
ненский Б	3,49+0,021 $W^п$	0,46+0,042 $W^п$
ченинский Б	3,43+0,021 $W^п$	0,55+0,043 $W^п$
Московный Б	3,49+0,021 $W^п$	0,55+0,043 $W^п$
кнский Б	3,45+0,021 $W^п$	0,62+0,043 $W^п$

При повышенной зольности топлива и большой доле уносимой золы потеря тепла q_2 заметно возрастает. Дополнительная потеря тепла может быть подсчитана по формуле:

$$\Delta q_{г.з.л} \approx 0{,}2a_{ун}A^п\vartheta_{ух}\cdot 10^{-3},\ \%, \qquad (5\text{-}28)$$

где $a_{ун}$ — доля золы топлива, уносимой из топки; $A^п$ — приведенная зольность.

При $\vartheta_{ух}=150°C$; $a_{ун}=0{,}9$ и $A^п=3\div10$ эта дополнительная потеря тепла составляет 0,08—0,27% (абсолютных).

Учет подогрева холодного воздуха и топлива (мазута) теплом извне, а также определения температур холодного воздуха и уходящих газов рассмотрены ниже (§ 5-3,в, г, е).

в) УЧЕТ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА И ТОПЛИВА ТЕПЛОМ ИЗВНЕ

При сжигании мазута и других топлив часто приходится подогревать холодный воздух, поступающий в парогенератор, теплом, отобранным из турбин. Этим теплом подогревается и мазут, поступающий в топки. Между тем обобщенные методы определения потери тепла q_2 не учитывают влияния такого подогрева [Л. 5, 24, 30, 31]. Эти методы основаны на отнесении тепла, теряемого с уходящими газами $I_{ух}-\alpha_{ух}I^0_{х.в}$, к низшей теплоте сгорания рабочего топлива $Q^р_н$, в то время как при подогреве воздуха и топлива теплом извне это теряемое тепло должно быть отнесено к располагаемому теплу рабочего топлива [Л. 7]:

$$q_2 = \frac{(I_{ух} - \alpha_{ух}I^0_{х.в})(100 - q_4)}{Q^р_н + Q_{в.вн} + i_{тл}} = \frac{(I_{ух} - \alpha_{ух}I^0_{х.в})(100 - q_4)}{Q^р_р},\ \%, \qquad (5\text{-}29)$$

где $i_{тл}=c_{тл}t_{тл}$ — физическое тепло топлива; $Q_{в.вн}=\beta'[(I^0_в)''_{под} - (I^0_в)'_{под}]$ — тепло, дополнительно внесенное в парогенератор воздухом за счет подогрева его теплом извне; β' — отношение количества воздуха на входе в воздухоподогреватель к теоретически необходимому; $(I^0_в)'_{под}$ и и $(I^0_в)''_{под}$ — энтальпии теоретически необходимого количества воздуха на входе и выходе из калорифера, в котором осуществляется предварительный подогрев воздуха (рис. 5-9).

Из (5-29) видно, что в случае подогрева воздуха и топлива теплом извне действительная потеря тепла q_2 меньше подсчитанной по обобщенным формулам (q'_2). Относительное уменьшение может достигать 2—3%. Поэтому следует пользоваться поправочным коэффициентом K_Q [Л. 32]:

$$q_2 = K_Q q'_2,\ \%, \qquad (5\text{-}29а)$$

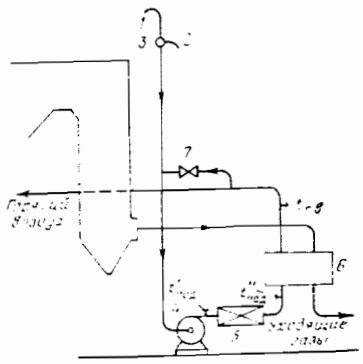


Рис. 5-9. Схема установки калорифера для предварительного подогрева холодного воздуха.

1, 2 — забор воздуха соответственно из помещения и снаружи; *3* — перекидной шибер; *4* — вентилятор дутьевой; *5* — калорифер; *6* — воздухоподогреватель; *7* — рециркуляция горячего воздуха (закрыта).

ɔрый подсчитывается по формуле

$$K_Q = \frac{Q^{р}_{н}}{Q^{р}_{р}} = \frac{Q^{р}_{н}}{Q^{р}_{н} + Q_{в.вн} + i_{тл}} = \frac{1}{1 + Q^{п}_{в.вн}10^{-3} + \frac{i_{тл}}{Q^{р}_{н}}}, \qquad (5\text{-}30)$$

$Q^{п}_{в.вн} = Q_{в.вн}/Q^{р}_{н} \cdot 10^{3}$ — приведенная величина тепла, внесенного ɪрогенератор с воздухом извне.

Приведенная величина $Q^{п}_{в.вн}$ может быть определена по одной из ‹ формул — (5-31) или (5-31а) в зависимости от того, какие параɔы подогрева воздуха принимаются в расчет.

1. Когда известен нагрев воздуха в калорифере ($\Delta t_{под}$):

$$Q^{п}_{в.вн} = 0{,}35\beta' \Delta t_{под}(1 + 0{,}006W^{п}) \approx 0{,}35\beta' \Delta t_{под}. \qquad (5\text{-}31)$$

Значение β' берется по данным испытаний:

$$\beta' = \alpha_{т} - \Delta\alpha_{т} - \Delta\alpha_{пл.у} + \Delta\alpha_{вп},$$

$\alpha_{т}$ — избыток воздуха в топке; $\Delta\alpha_{т}$, $\Delta\alpha_{пл.у}$ и $\Delta\alpha_{вп}$ — присосы воздуоответственно в топке, пылеприготовительной установке и воздухоɔгревателе.

По (5-31) построен вспомогательный график (рис. 5-10). Относиная величина тепла, затраченного на подогрев воздуха,

$$\delta Q_{в.вн} = \frac{Q_{в.вн}}{Q^{р}_{н}} \cdot 100 = 0{,}1Q^{п}_{в.вн}, \ \%,$$

авляет 3,5—3,7% низшей теплоты сгорания рабочего топлива при ₁=100°С; $\beta'=1$; $W^{п}=0 \div 10$ (рис. 5-10).

2. Когда известно непосредственно количество тепла, воспринятое ухом в калорифере $Q_{кал}$, кВт (ккал/ч), по измерениям расхода и ости энтальпий теплоносителя (вода или пар), то искомая величиɔавна:

$$Q^{п}_{в.вн} = \frac{Q_{кал}\eta_{пг}}{Q_{пг}} \cdot 10,$$

$Q_{пг}$ — все тепло, полезно отданное в парогенераторе, — тепловая ность парогенератора, кВт (ккал/ч); $\eta_{пг}$ — к. п. д. парогенера-, %.

При подогреве мазута теплом извне относительная величина тепла, имого в топку с топливом, входящая в (5-30):

$$\frac{i_{тл}}{Q^{р}_{н}} \approx c^{п}_{маз} t_{маз} \cdot 10^{-3}, \qquad (5\text{-}32)$$

$c^{п}_{маз}$ — приведенная теплоемкость мазута (безразмерная величина), имается в зависимости от температуры подогрева мазута:

$t_{маз}$, °С	40	80	120	160	200
$c^{п}_{маз}$	0,047	0,050	0,052	0,055	0,058

Приведенное физическое тепло подогретого мазута

$$i^{п}_{тл} = c^{п}_{маз} t_{маз}. \qquad (5\text{-}32а)$$

Для твердых и газообразных топлив величины $i_{тл}/Q^{р}_{н}$ и $i^{п}_{тл}$ можно делить по нормативному методу [Л. 7].

Выше было показано, что при подогреве воздуха и топлива теплом ɜ потеря тепла с уходящими газами, подсчитанная по обобщенным формулам, должна быть уменьшена путем введения поправочного коэффициента K_Q. При сжигании сернистого мазута $K_Q \approx 0{,}99 \div 0{,}96$ (см. ниже). Однако этим не исчерпывается влияние подвода в парогенератор тепла извне.

При калориферном подогреве может повыситься температура воздуха перед воздухоподогревателем. Ниже рассмотрены связанные с этим повышение температуры уходящих газов и другие изменения работы парогенератора (§ 7-3,в). Остановимся здесь на распространенном и характерном случае, когда температура перед воздухоподогревателем поддерживается с помощью калорифера примерно постоянной в течение всего года: $t'_{вп} \approx idem$. Следовательно, при неизменных в течение года средних условиях по состоянию оборудования, режиму, топливу и нагрузке окажутся неизменными и оба главных параметра, определяющих потерю тепла с уходящими газами — $\alpha_{ух}$ и $\vartheta_{ух}$. Однако потеря тепла q_2 не будет постоянной: в зимнее время она будет значительно больше, чем в теплое, вследствие снижения расчетной температуры холодного воздуха $\bar{t}_{х.в}$ (§ 5-3,г).

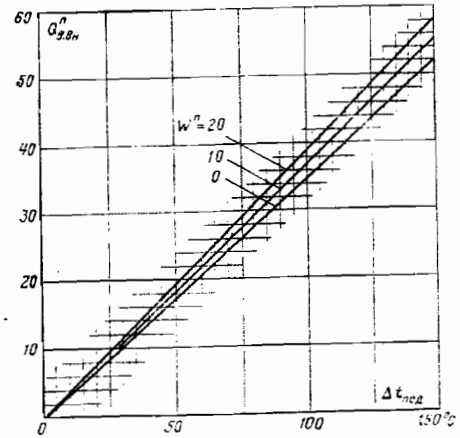


Рис. 5-10. Приведенная величина тепла, вносимого в парогенератор с воздухом за счет подогрева его теплом извне, при $\beta'_{вп}=1$.

Приняв за основу проектную температуру холодного воздуха, обычно равную 30°С, можно легко установить с помощью приведенных характеристик, что со снижением температуры $\bar{t}_{х.в}$ потеря тепла q_2 возрастает абсолютно на величину:

$$\Delta q_2 = 0{,}1\alpha_{ух}\frac{I_{100°}}{100}(30 - \bar{t}_{х.в}) = 0{,}035\alpha_{ух} \times$$

$$\times (30 - \bar{t}_{х.в})(1 + 0{,}006W^{п}) \approx 0{,}035\alpha_{ух}(30 - \bar{t}_{х.в}), \ \%.$$

Перерасход топлива в холодное время года соответственно равен:

$$\delta B = \frac{\Delta q_2}{\eta_{пг}} 100, \ \%.$$

Для иллюстрации влияния температуры $\bar{t}_{х.в}$ приводим результаты вычислений перерасхода топлива (для условий: $\alpha_{ух}=1{,}5$; $W^{п}=0$; $\eta_{пг}=90\%$):

$\bar{t}_{х.в}$, °С	30	20	10	0	—10	—20	—30
Δq_2, °С	0,0	0,52	1,05	1,58	2,10	2,62	3,15
δB, %	0,0	0,58	1,17	1,75	2,34	2,92	3,50

Таким образом, перерасход топлива в зимнее время за счет роста потери тепла q_2 может составить 2—3%.

Но одновременно со снижением температуры наружного холодного воздуха повышается тепловая нагрузка калорифера и отбор тепла от

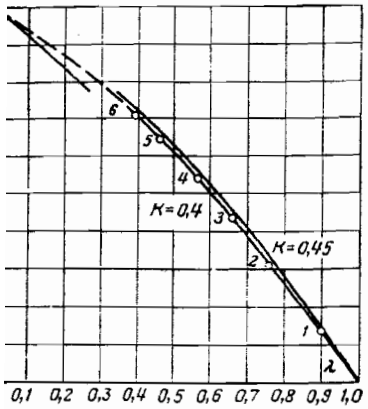


Рис. 5-11. Коэффициент ценности тепла в зависимости от доли использованного теплопадения для турбоустановок с начальным давлением пара 23,5 МПа (240 кгс/см²) [Л. 34].

1 — отбор П-1; $1{,}68 \cdot 10^4$ Па (0,171 кгс/см²); *2* — отбор П-2; $9 \cdot 10^4$ Па (0,916 кгс/см²); *3* — выхлоп из турбины питательного насоса; *4* — отбор П-4; 0,504 МПа (5,14 кгс/см²); *5* — отбор П-5; 1,04 МПа (10,6 кгс/см²); *6* — отбор П-6; 1,57 МПа (16 кгс/см²).

Примечание. См. также рис. 7-27.

бин. Растет положительный эффект внутристанционной теплофика-
С помощью приведенных характеристик топлива можно легко и на-
цно установить величину экономии тепла в турбинном отделении,
аженную в процентах от низшей теплоты сгорания топлива:

$$\Delta q_2^{эк} \approx 0{,}1\,(1-\xi)\,Q^{п}_{в.вн},\ \%, \qquad (5\text{-}33)$$

ξ — коэффициент ценности тепла пара используемого отбора турби-
в долях единицы [Л. 33].

Коэффициент ξ определяется расчетом тепловой схемы турбины
висимости от давления в отборе, начальных параметров пара, типа
бины, нагрузки и условий режима. При давлении в отборе 0,4—
МПа (4—10 кгс/см²) и высоком или закритическом начальном дав-
ии пара $\xi \approx 0{,}5 \div 0{,}65$ (рис. 7-27).

При подогреве воздуха дросселированным острым паром ($\xi=1$)
ономии тепла нет: $\Delta q_2^{эк}=0$. В гипотетическом случае нагрева воз-
паром из выхлопного патрубка турбины или циркуляционной во-
после конденсатора турбины $\xi=0$. При этом экономия тепла пре-
но велика и соответствует всему теплу $Q^{п}_{в.вн}$.

Коэффициент ценности тепла согласно [Л. 34] может быть опреде-
из приближенного выражения

$$\xi = (1-\lambda)\,(1+K\lambda),$$

$\lambda = h_i / H_i$ — отношение теплопадения, использованного отборным
м, к полному использованному (внутреннему) теплопадению в тур-
; K — коэффициент, принимаемый в зависимости от начального
ения у турбины:

p, МПа	1,5—3,5	9	13—23,5
K	0,2—0,25	0,3	0,4—0,45

На рис. 5-11 показана зависимость $\xi = f(\lambda;\ K)$ и даны точки, соот-
твующие отборам пара из турбогенератора К-300-240 ЛМЗ.

При подогреве мазута теплом из отборов турбин также растет эф-
внутристанционной теплофикации. Суммарная экономия теп-

ла в турбинном отделении в процентах от низшей теплоты сгорания топлива

$$\Delta q_{эк} \approx 0{,}1\,(1-\xi)\,(Q^{п}_{в.вн} + i^{п}_{тл}),\ \%. \qquad (5\text{-}33а)$$

Количественную сторону данного вопроса рассмотрим на примере сжигания мазута в условиях зимнего и летнего времени при распространенном топочном процессе, когда для уменьшения низкотемпературной коррозии и загрязнений требуется повышенная температура воздуха перед РВВ ($t'_{вп}=80$°С), а также при усовершенствованном топочном процессе (малые избытки воздуха, рециркуляция газов), когда в дымовых газах содержание SO_3 настолько снижено, что в теплое время можно обойтись без предварительного подогрева воздуха в калориферах ($\Delta t_{кал}=0$). Исходные параметры для этих примеров приводятся ниже в таблице.

Режим	Условия	$\bar{t}_{х.в}$, °С	$t'_{вп}$, °С	$\Delta t_{кал}$, °С
I	Зимний	—20	80	100
II	Летний	30	80	50
III	Летний с усовершенствованным топочным процессом	30	30	0

Для всех трех случаев принимаем следующие одинаковые параметры и условия: приведенная влажность мазута $W^{п} \approx 0{,}3$; $Q^{р}_{н}=39\,000$ кДж/кг; $t_{маз}=140$°С; $\alpha_т=1{,}05$; $\Delta\alpha_т=0{,}05$; $\Delta\alpha_{вп}=0{,}2$; $\alpha_{ух}=1{,}35$; $\beta'=\alpha_т-\Delta\alpha_т+\Delta\alpha_{вп}=1{,}05-0{,}05+0{,}20=1{,}20$; коэффициент ценности тепла пара, отбираемого на подогрев воздуха в калориферах, $\xi=0{,}5$, что соответствует давлению пара в отборе турбины К-300-240 ХТГЗ, равному 0,37 МПа (4 кгс/см²) [Л. 34].

Пусть исходным будет режим III: $t'_{вп}=30$°С. Зададимся для него температурой уходящих газов: $\vartheta_{ух}=125$°С. Тогда, согласно изученной закономерности $\vartheta_{ух}=f(t'_{вп})$ при сопоставимых условиях повышение температуры воздуха перед воздухоподогревателем на 50°С, т. е. до $t'_{вп}=80$°С (режимы I и II), приведет к повышению температуры уходящих газов на ~35°С, т. е. до $\vartheta_{ух}=160$°С (§ 7-3,в).

Экономию тепла в турбинном отделении вычисляем по (5-33) без учета эффекта от подогрева мазута вследствие значительных потерь тепла в мазутном хозяйстве.

Определим в начале преувеличенную потерю тепла с уходящими газами (q'_2) без учета $Q^{р}_{г}$ по (5-25в):

I режим

$$q'_2 = (K\alpha_{ух} + C)\left(\vartheta_{ух} - \frac{\alpha_{ух}}{\alpha_{ух}+b}\,\bar{t}_{х.в}\right)\cdot 10^{-2} = (3{,}5\cdot 1{,}35 + 0{,}45)\times$$
$$\times\left(160 + \frac{1{,}35}{1{,}35+0{,}13}\cdot 20\right)\cdot 10^{-2} = 9{,}23\ \%;$$

II режим

$$q'_2 = (3{,}5\cdot 1{,}35 + 0{,}45)\left(160 - \frac{1{,}35}{1{,}35+0{,}13}\cdot 30\right)\cdot 10^{-2} = 6{,}86\ \%;$$

III режим

$$q'_2 = (3{,}5\cdot 1{,}35 + 0{,}45)\left(125 - \frac{1{,}35}{1{,}35+0{,}13}\cdot 30\right)\cdot 10^{-2} = 5{,}05\ \%.$$

Физическое тепло подогретого мазута для трех режимов находим по формуле (5-32)

$$\frac{i_{тл}}{Q^{р}_{н}} = c^{п}_{тл} t_{тл} 10^{-3} = 0{,}0535\cdot 140\cdot 10^{-3} = 7{,}5\cdot 10^{-3}.$$

Приведенное тепло, вносимое в парогенератор с воздухом извне, определяем по формуле (5-31):

$$Q^{I}_{в.вн} = 0{,}35\beta' \Delta t_{кал} (1 + 0{,}006Wп) \approx 0{,}35 \cdot 1{,}2 \cdot 100 \approx 42;$$

$$Q^{II}_{в.вн} \approx 0{,}35 \cdot 1{,}2 \cdot 50 \approx 21;\ Q^{III}_{в.вн} = 0.$$

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние $Q^{п}_{р}$, определяем по (5-30):

$$K^{I}_{Q} = \frac{1}{1 + 42 \cdot 10^{-3} + 7{,}5 \cdot 10^{-3}} = 0{,}953;\ K^{II}_{Q} = 0{,}974;\ K^{III}_{Q} = 0{,}992.$$

Действительная потеря тепла с уходящими газами по (5-29а):

$$q^{I}_{2} = 0{,}953 \cdot 9{,}23 = 8{,}78\ \%;\ q^{II}_{2} = 6{,}67\ \%;\ q^{III}_{2} = 5{,}05\ \%.$$

Экономия тепла в турбинном отделении по (5-33):

$$\Delta q^{I}_{2} = 0{,}1 \cdot (1 - 0{,}5)42 = 2{,}1\ \%;\ \Delta q^{II}_{2} = 1{,}05\ \%;\ \Delta q^{III}_{2} \approx 0.$$

Условная потеря тепла q_2 с учетом экономии в турбинном отделении:

$$q^{усл}_{2} = q_2 - \Delta q^{эк}_{2},\ \%.$$

Результаты расчетов (см. ниже) показывают, что переход парогенераторов с летнего режима на зимний при прочих одинаковых условиях ($t'_{вп}$=idem; режимы II и I) приводит к увеличению потери тепла примерно на 2,4%, но экономия тепла в турбинном отделении и влияние $Q^{р}_{р}$ уменьшает эту разницу больше, чем вдвое, примерно 1,1%. В случае одинаковой температуры холодного воздуха ($\bar{t}_{х.в}$=idem) подогрев калориферов повышает температуру уходящих газов примерно на 35°С. Это приводит к росту потери тепла q'_2 приблизительно на 1,8%, но за счет упомянутого эффекта разница снижается примерно вдвое, до 0,6%. Равная экономичность ТЭС с калориферами или без них может иметь место лишь при снижении коэффициента ценности до 0,2. Такое малое значение коэффициента ценности отвечает нереально низкому давлению пара для калориферного подогрева воздуха $3 \cdot 10^4$ Па (0,3 кгс/см²). При частичном использовании в холодное время года тепла циркуляционной воды, выходящей из конденсатора турбины (со значением ξ=0), суммарный коэффициент ценности может быть существенно снижен.

Таблица 5-6

Потеря тепла с уходящими газами при различных режимах подогрева воздуха (топливо — мазут)

Режим	$\bar{t}_{х.в}$, °С	$\bar{t}'_{вп}$, °С	$\Delta t_{кал}$, °С	$\vartheta_{ух}$, °С	q'_2, %	K_Q	q_2, %	$\Delta q^{эк}_{2}$, %	$q^{усл}_{2}$, %
I	—20	80	100	160	9,23	0,953	8,78	2,10	6,68
II	30	80	50	160	6,86	0,974	6,68	1,05	5,63
III	30	30	0	125	5,05	0,992	5,01	0	5,01

Уместно отметить, что величину экономии тепла $\Delta q^{эк}_{2}$ нельзя вводить в тепловой баланс парогенератора, так как она получена за счет повышения к. п. д. турбинного отделения. Однако для вариантных тепловых и технико-экономических расчетов, а также для оценки различных режимов парогенератора можно пользоваться величинами $\Delta q^{эк}_{2}$ и $q^{усл}_{2}$.

г) ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ (УСРЕДНЕННОЙ) ТЕМПЕРАТУРЫ ХОЛОДНОГО ВОЗДУХА

Усредненная температура холодного воздуха $\bar{t}_{х.в}$, необходимая для определения потери тепла q_2 и к. п. д. парогенератора, в настоящее время берется по измерению перед дутьевым вентилятором: $\bar{t}_{х.в} = t'_{в.д}$ (рис. 5-12), что официально рекомендовано для испытаний парогенераторов и для технической отчетности электростанций [Л. 13 и 14]. Между тем такая практика измерений приводит к значительным ошибкам.

Как известно, в верхней части помещения парогенераторов, откуда забирается большая или меньшая часть воздуха (рис. 5-12), часто создаются устойчиво повышенные температуры воздуха. Например, на одной ТЭЦ Мосэнерго температура $t'_{в.д}$ по отчетности была постоянной и равной 37—38°С по всем агрегатам из месяца в месяц, в течение всего 1971 г. На другой ГРЭС эта температура за одно и то же отчетное время отличалась на 20—30°С для разных парогенераторов энергоблоков 150 и 300 МВт [Л. 37].

Большое понижение наружной температуры в холодное время года может снизить действительный к. п. д. парогенератора на 2—3% (см. ниже), а неправильное определение расчетной температуры $\bar{t}_{х.в}$ нередко скрывает это. В результате отсутствует должный учет влияния климата и сезонности на экономичность парогенераторов, а объективное сопоставление к. п. д. разных агрегатов становится невозможным. На это впервые было обращено внимание в [Л. 37]. Авторы при этом впали в крайность. Они предложили принимать за температуру холодного воздуха при подсчете потери тепла q_2 температуру наружного воздуха $t_{нар}$.

Однако их предложение справедливо лишь для полностью открытой компоновки агрегатов, работающих без дутьевых вентиляторов. Действительно, при такой установке дымовые газы выбрасываются в среду с температурой $t_{нар}$, а холодный воздух, поступающий непосредственно в агрегат, имеет ту же наружную температуру. Но в действительности для подавляющего большинства парогенераторов ТЭС применена закрытая компоновка, при которой нельзя не считаться с нагревом воздуха внутри помещения.

При рассмотрении этого довольно сложного вопроса основным является правильное определение учитываемого нагрева воздуха в помещении парогене-

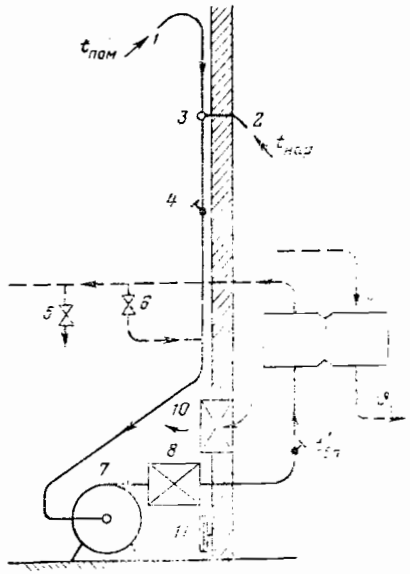


Рис. 5-12. Узел тракта дутьевого воздуха (принципиальная схема).

1, 2 — забор воздуха из помещения и снаружи; *3* — переходной шибер; *4* — место измерения температуры $t'_{вд}$; *5* — подвод горячего воздуха в помещение; *6* — рециркуляция воздуха; *7* — дутьевой вентилятор; *8* — энергетический калорифер; *9* — РВВ; *10* — сантехнический калорифер; *11* — отопительная батарея.

Таблица 5-7

ев воздуха в помещении парогенераторов, подсчитанный -34), при $\alpha_{ух} = 1{,}4 \div 1{,}7$ и $K_{q_5} = 0{,}5$

од пара D, т/ч	40	120	230	475—500	950—1000
. . . . .	1,0	0,65	0,5	0,35	0,25
°С	8—10	6—7	4—5	3—4	2—3

ров. Используя методику приведенных характеристик топлива, лег- становить, что нагрев воздуха за счет использования нормирован- потери тепла в окружающую среду (q_5), отнесенный ко всему воз- , поступающему в агрегат организованно и с присосами, состав- (§ 5-3,в):

$$\Delta t_{q_5} = K_{q_5} \frac{q_5}{0{,}035\alpha_{ух}(1 + 0{,}006W^{п})} \approx K_{q_5} \frac{28q_5}{\alpha_{ух}}, \ °C, \qquad (5\text{-}34)$$

K_{q_5} — доля полезного использования потери тепла q_5; $\alpha_{ух}$ — избы- воздуха в уходящих газах (в точке измерения температуры $\vartheta_{ух}$).

В табл. 5-7 показана расчетная величина подогрева воздуха в по- ении. Эта таблица показывает, что использование потери тепла q_5 ет привести лишь к небольшому нагреву наружного воздуха, при- но на 2—10°С. Каковы же источники высокого нагрева воздуха, дствие которого температура $t'_{в.д}$ нередко превышает температуру жного воздуха на 20—40°С? Вправе ли мы зачитывать этот высо- подогрев и повышать этим на 1—2% к. п. д. парогенератора?

Высокие температуры воздуха перед дутьевым вентилятором объ- ются разными причинами. Во-первых, может сказаться уменьшение чества организованного воздуха, подаваемого вентилятором (β'), равнению со всем количеством воздуха, соответствующим избытку в уходящих газах. В этом случае, чем больше присосы и, следо- льно, чем меньше отношение $\beta'/\alpha_{ух}$, тем выше нагрев воздуха в по- ении по замеру температуры перед дутьевым вентилятором. Таким зом налицо первое искажение: чем больше присосы, тем выше ет быть измеренная температура $t'_{в.д}$ и меньше кажущаяся поте- епла q_2.

Во-вторых, подогрев воздуха увеличивается за счет сантехнических ориферов *10*, отопления *11*, а иногда и ввода горячего воздуха в по- ение *5* (рис. 5-12). Понятно, что повышение температуры холодного уха за счет этих источников учитывать нельзя. Ведь точно так же, аналогичном подогреве воздуха в энергетическом калорифере *8* за счет рециркуляции *6* (рис. 5-12) мы его не учитываем и в расчет ри тепла q_2 вводим температуру холодного воздуха [Л. 7].

Кроме того, повышение рассматриваемой температуры $t'_{в.д}$ может ке произойти в любое время, особенно в холодное, за счет возрос- потери тепла q_5 по сравнению с нормативной. Следовательно, по- ется неучтенная потеря тепла $q^{неучт}_5$ и происходит снижение дей- тельного к. п. д. парогенератора по сравнению с расчетным, опре- емым по методу обратного баланса, на величину:

$$\Delta\eta' = (1 - K_{q_5})\, q_5^{неучт}, \ \%.$$

Поскольку обычно исходят из нормированной величины потери q_5, то эта величина $\Delta\eta'$ является скрытой ошибкой в сторону преувеличения к. п. д. К тому же, в расчет вводится весь подогрев воздуха в помещении, включая дополнительный подогрев его за счет $q^{неучт}_5$, и потеря тепла с уходящими газами по расчету снижается, а ошибка определения к. п. д. дополнительно возрастает на величину

$$\Delta\eta'' = \frac{\alpha_{ух}}{\beta'} K_{q_5} q_5^{неучт} \approx K_{q_5} q_5^{неучт}, \ \%.$$

и становится равной

$$\Delta\eta = \Delta\eta' + \Delta\eta'' \approx q_5^{неучт}, \ \%.$$

Таким образом, стремление к учету всего подогрева воздуха в помещении якобы для повышения точности на деле во всех рассмотренных случаях приводит к возрастанию ошибки — к преувеличению к. п. д. парогенератора. Для большей наглядности рассмотрим пример, иллюстрирующий это искажение. Пусть в работе находятся два одинаковых агрегата с совершенно одинаковыми режимом и параметрами, но один из них с намного худшей тепловой изоляцией. Тогда при сопоставлении их экономичности по методу обратного баланса и принятии равенств температур $\bar{t}_{х.в} = t'_{в.д}$ на агрегате с худшей изоляцией температура воздуха перед дутьевым вентилятором будет выше, потеря тепла q_2 соответственно ниже, а к. п. д. агрегата больше, что, конечно, искажает действительность.

Рассмотрим еще два источника нагрева воздуха в помещении парогенераторов: тепловыделение соединительных трубопроводов (не учитываемое потерей тепла q_5) и тепло, теряемое в окружающую среду в турбинном отделении. По прямым измерениям ОРГРЭС с помощью тепломеров на мощной пылеугольной ТЭС со сверхвысокими параметрами и промежуточным перегревом пара выявлено, что тепло, теряемое соединительными трубопроводами, составило лишь $\sim 0{,}1q_5$ [Л. 39], что соответствует нагреву всего воздуха, отнесенного к $\alpha_{ух}$, примерно на 1—2°С. По тем же измерениям тепло, теряемое в турбинном отделении, больше или равно $(0{,}2 \div 0{,}25)\, q_5$, но оно относительно мало используется в помещении парогенераторов. До накопления новых опытных данных оба эти источника тепловыделений учитывать не следует.

Однако здесь уместно отметить, что нагрев воздуха, поступающего в парогенератор, за счет любых тепловыделений извне повышает располагаемое тепло, поступающее с топливом $Q^р_р$. Этот фактор слабо сказывается на потерях тепла в парогенераторе. Так, при большом внешнем подогреве воздуха, например на 20°С, величина $Q^р_р$ возрастет примерно лишь на 1%. Соответственно потеря тепла q_2 снижается пренебрежительно мало, на величину 0,005—0,01% (абсолютных) — см. (5-29а) и (5-30).

Если, например, нагрев всего воздуха, поступающего в парогенератор, за счет тепловыделений трубопроводов ТЭС и оборудования турбинного отделения имеет большую величину, допустим, на 10°С, то уменьшение потери тепла с уходящими газами благодаря росту величины $Q^р_р$ будет очень невелико — всего на 0,5% (относительных). Зато к. п. д. ТЭС повысится за счет уменьшения тепловых потерь в тру-

опроводах и турбинном отделении существенно, примерно в 10—20 раз льше, чем к. п. д. парогенератора, примерно в размере соотношения $0/q_2$.

Для правильного подсчета потери тепла q_2 в [Л. 40] предложено определение мпературы холодного воздуха по формуле:

$$\bar{t}_{\text{х.в}} = \frac{\alpha_{\text{орг}} t_{\text{орг}} + \Sigma \Delta\alpha_i t_i}{\alpha_{\text{ух}}}, \ ^\circ\text{C},$$

е $\alpha_{\text{орг}}$, $t_{\text{орг}}$ — коэффициент избытка и температура воздуха, организованно забиемого дутьевым вентилятором; $\Delta\alpha_i$, t_i — величина и температура единичных очагов исосов наружного воздуха.

Такое определение связано с необходимостью дополнительных измерений, либо ближенных оценок целого ряда величин по трактам воздуха и продуктов сгорания орг; $\Delta\alpha_i$ и t_i), что связано с усложнениями и неопределенностями. Для технической етности оно вообще не применимо. Кроме того, введение в расчет температуры здуха по измерению перед дутьевым вентилятором может быть источником знательных ошибок. В больших коробах поле температур весьма неравномерно и небильно. Этой температурой воздуха можно пользоваться лишь при специальных тытаниях и достаточно большом количестве точек измерения.

Как отмечалось, нельзя также согласиться и с предложением, содержащимся [Л. 37]: приравнять расчетную температуру $\bar{t}_{\text{х.в}}$ к наружной температуре воздуха нар). При этом полностью игнорируется и теряется стимулирование предварительго нагрева холодного воздуха. Однако в принципе решающая роль температуры ружного воздуха при определении величины $\bar{t}_{\text{х.в}}$ отмечена впервые и правильно [Л. 37].

Для повышенной точности определения $\bar{t}_{\text{х.в}}$ необходимо учесть мно- факторов, что весьма сложно, во многом неопределенно и в целом я эксплуатационной отчетности неприемлемо. В то же время набность в решении этого вопроса велика. Поэтому следует считать пустимым компромисс. Он заключается в достаточно точном и просм определении $\bar{t}_{\text{х.в}}$ по формуле:

$$\bar{t}_{\text{х.в}} = t_{\text{нар}} + K_{q_5} \frac{28 q_5}{\alpha_{\text{ух}}} + \Delta t_{\text{в.д}}, \ ^\circ\text{C}. \qquad (5\text{-}35)$$

В основу этой формулы положены три составляющие: температунаружного воздуха; нагрев воздуха в помещении только за счет генной в обратном балансе потери тепла q_5; нагрев воздуха в дутьем вентиляторе.

Отсутствие в (5-35) температуры перед дутьевым вентилятором ключает крупные ошибки, связанные с непредставительным местом измерения, а введение в формулу ограниченного подогрева воздуха помещении полностью исключает рассмотренные ошибки в сторону вышения к. п. д. парогенератора. Следует упомянуть также объекность основного измерения температуры ($t_{\text{нар}}$) и одинаковую примемость формулы как для испытаний, так и для эксплуатационной етности.

Нагрев воздуха в дутьевом вентиляторе, который следует добавть к температуре воздуха перед ним (§ 7-4,в), подсчитывается по рмуле автора (7-51). По этой формуле вычислены следующие вечины нагрева воздуха в вентиляторе в зависимости от напора при =60% и $t_{\text{возд}}$=30°C:

H, мм вод. ст.	200	300	400	500
$\Delta t_{\text{в.д}}$, °C	2,7	4,1	5,4	6,9

При определении величин $\Delta t_{\text{в.д}}$ и $\bar{t}_{\text{х.в}}$ рекомендуем пользоваться округлениями до ±0,5°C, т. е. целыми градусами, что связано с незначительной погрешностью в определении к. п. д. парогенератора, а именно ±0,025% (абсолютных). Итоговую величину к. п. д. парогенератора рационально округлять до ±0,05%, т. е. выражать ее в процентах лишь тремя значащими цифрами, что объективно соответствует достижимой точности.

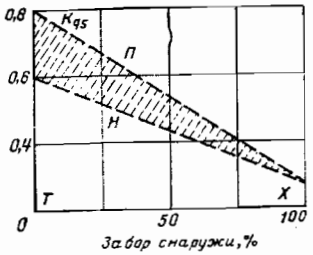


Рис. 5-13. Зависимость доли полезного использования потери тепла в окружающую среду K_{q_5} от степени забора холодного воздуха снаружи.

Т — теплое время года; *Х* — холодное время; *П* — полное закрытие проемов вверху здания; *Н* — неполное закрытие.

Недостаточно определенным в (5-35) является коэффициент K_{q_5}, характеризующий полезное использование потери тепла q_5, значения которого могут колебаться в течение года примерно от 0,2 до 0.8. Однако если учесть, что вся учитываемая потеря тепла q_5 часто близка к 0,5%, то наибольшая абсолютная погрешность в определении этого коэффициента при среднем его значении K_{q_5}=0,5 составляет ±0,3, что соответствует итоговой погрешности к. п. д. парогенератора, чаще всего ±0,3·0,5=±0,15%.

Коэффициент K_{q_5} в большой степени зависит от доли отбора воздуха снаружи и утечек теплого воздуха из здания. Для более полного использования тепла q_5 с обеспечением возможности более объективного учета этого коэффициента рекомендуется: оборудовать «перекидные» шиберы (рис. 5-12) указателями положения; улучшить вверху здания забор теплого воздуха (желателен рассредоточенный отбор по всему пролету здания); закрыть верхние проемы здания и «фонаря» (крыши), что вполне допустимо при работе агрегатов даже в теплое время года[1]. Значения коэффициента K_{q_5} оцениваются по рис. 5-13.

На регенеративный воздухоподогреватель, обычно располагаемый снаружи, приходится около 0,1 q_5 [Л. 41]. Для таких компоновок рекомендуется уменьшать значения коэффициента K_{q_5} на 0,1.

Итак, расчетная (усредненная) температура холодного воздуха, определенная по (5-35), с учетом обеих поправок на нагрев воздуха в помещении и в вентиляторе, будет выше температуры наружного воздуха, но сравнительно немного. По грубой оценке $\bar{t}_{\text{х.в}} \approx t_{\text{нар}} + 10$, °C.

Погрешность в к. п. д. парогенератора за счет определения температуры $\bar{t}_{\text{х.в}}$ по (5-35) не должна выходить за пределы ±0,2%. По сравнению с максимальными ошибками, допустимыми в настоящее время из-за неправильного определения температуры $\bar{t}_{\text{х.в}}$, эта погрешность примерно на порядок меньше.

Разницу между к. п. д. парогенератора в жаркое и холодное время года при большой разности температур наружного воздуха, равной, например, 40°C, при неизменной температуре воздуха перед воздухопо-

[1] Дутьевые вентиляторы одного энергоблока 300 МВт забирают около 280 м³/с (1 млн. м³/ч) воздуха, чем обеспечивает 15—20-кратный обмен воздуха в помещении парогенераторов.

догревателем (за счет подогрева в калориферах) и при прочих одинаковых условиях, можно легко определить, используя (5-34):

$$\Delta\eta \approx 0{,}035\alpha_{ух}\Delta\bar{t}_{х.в} \approx 0{,}035\cdot 1{,}5\cdot 40 \approx 2\%.$$

д) ИЗМЕРЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ[1]

Измерение температуры $\vartheta_{ух}$ и забор газа для определения избытка воздуха (и химического недожога) в уходящих газах должны производиться в одних и тех же точках сечения газохода. Наиболее представительным местом для этих определений, как известно, является сечение газохода за дымососом, где поля температур и концентрации загрязнений практически совершенно равномерны [Л. 42]. К сожалению, за воздухоподогревателем поля температур и состава газов неравномерны и не стабильны. По мере загрязнения воздухоподогревателя и ухудшения его уплотнений изменяется распределение температур и концентраций загрязнения по сечению газохода. Особенно сильно эти обстоятельства сказываются в регенеративных вращающихся воздухоподогревателях (рис. 5-14). По данным [Л. 42] расхождения в температурах уходящих газов при измерениях за РВВ и за дымососом на различных установках колебались в ту и другую сторону и доходили до 32°С.

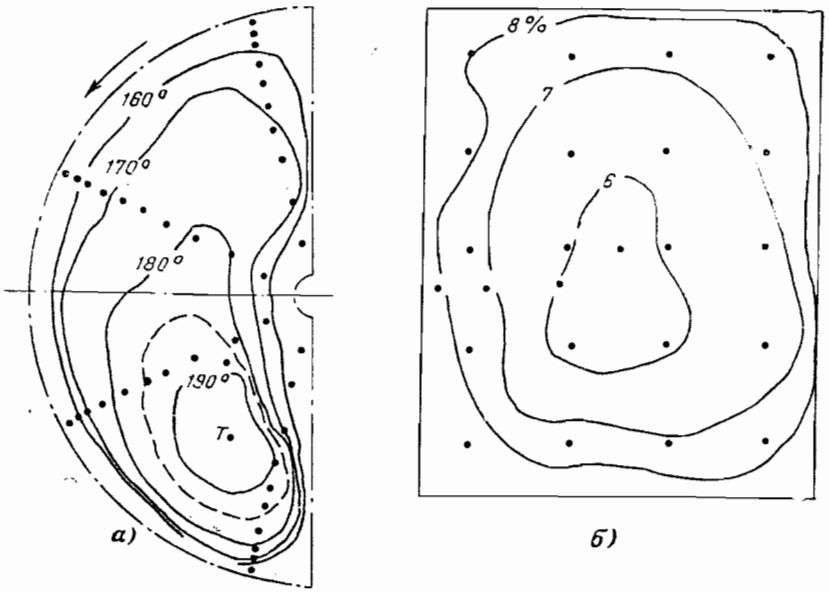


Рис. 5-14. Поля температур и содержания кислорода в уходящих газах за РВВ-54 парогенератора ТГМ-84 [Л. 42].
а — $\vartheta_{ух}$ под ротором РВВ; *б* — O_2 в коробе за РВВ; *Т* — термопара (198°С).

[1] Рассматриваются схемы без мокрого золо- или сероулавливания.

Широкому внедрению в практику определений $\vartheta_{ух}$ и $\alpha_{ух}$ за дымососом препятствует недостаточная ясность в следующих вопросах:

1) влияние на температуру $\vartheta_{ух}$ нагрева газа в дымососе и потери тепла q_5 на участке воздухоподогреватель — дымосос;

2) влияние на потерю тепла q_2 присосов воздуха на этом участке газохода (рис. 5-15).

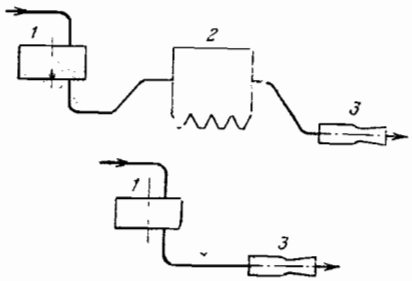


Рис. 5-15. Схемы тракта газов на участке РВВ — дымосос:
1 — РВВ; *2* — золоуловитель; *3* — дымосос.

Рассмотрим вначале роль нагрева дымовых газов в дымососе и их охлаждения на участке воздухоподогреватель — дымосос за счет потери тепла в окружающую среду, без учета влияния присосов ($\Delta\alpha_{уч}=0$).

Нагрев газа в дымососе, который следует вычесть из температуры $\vartheta_{ух}$ при ее измерении за дымососом (§ 7-4,в), определяется по формуле автора (7-52). По этой формуле вычислены следующие величины нагрева газов в дымососе в зависимости от напора при $\eta_{дмс}=60\%$ и $\vartheta_{ух}=150$°С:

H, мм вод. ст.	200	300	400	500	600	800
$\Delta t_{дмс}$, °С	3,7	5,5	7,3	9,2	11,0	14,7

При определении величин $\Delta t_{дмс}$ и $\eta_{ух}$ рекомендуем пользоваться округлениями до ±0,5°С, т. е. целыми градусами, что отвечает незначительной погрешности к. п. д. парогенератора: ±0,03% (абсолютных). Итоговую величину к. п. д. парогенератора, как упоминалось, рационально округлять до ±0,05%, т. е. выражать ее в процентах лишь тремя значащими цифрами, что согласуется с объективно достижимой точностью.

Охлаждение дымовых газов на участке воздухоподогреватель — дымосос за счет потери тепла в окружающую среду приближенно определяют с помощью приведенных характеристик топлива, используя (5-34):

$$\Delta t_{охл} = \frac{\Delta q_5}{1{,}08\cdot 0{,}035\alpha_{ух}(1+0{,}006W^{п})} \approx \frac{26\Delta q_5}{\alpha_{ух}},\ °С, \qquad (5\text{-}36)$$

где коэффициент 1,08 отражает увеличение объемной теплоемкости продуктов сгорания по сравнению с теплоемкостью воздуха.

При нормальном состоянии изоляции потеря тепла в окружающую среду может быть оценена следующим образом: $\Delta q_5 \approx 0{,}05\,q_5$ для схемы без золоуловителя; $\Delta q_5 \approx 0{,}25\,q_5$ для схемы с развитым золоуловителем (рис. 5-15).

Степень охлаждения газов на участке воздухоподогреватель — дымосос, подсчитанная по (5-36), при $q_5 \approx 0{,}5\%$ и $\alpha_{ух}=1{,}5$ приведена ниже

	Схема без золоуловителя	Схема с золоуловителем
Потеря тепла Δq_5, %	0,025	0,125
Охлаждение $\Delta t_{охл}$, °С	0,4	2,2

Таблица 5-8

Потери тепла q_2, вычисленные по состоянию дымовых газов за воздухоподогревателем ($q_2^{вп}$) и за дымососом ($q_2^{дмс}$) без учета нагрева газов в дымососе и охлаждения их в газоходе

	Режимы			Режимы	
	Летний	Зимний		Летний	Зимний
$t_{нар} = t_{прис}$, °C	20	—10	$\alpha''_{дмс}$	1,45	1,45
$\bar{t}_{х.в}$, °C	30	0	$\vartheta''_{дмс}$, °C	145,5	144,5
$\alpha''_{вп}$	1,4	1,40	Потеря тепла $q_2^{дмс}$, %	6,52	7,99
$\vartheta''_{вп}$, °C	150	150	Погрешность определения за дымососом:		
Потеря тепла $q_2^{вп}$, %	6,56	8,03	$\Delta q_2 = q_2^{дмс} - q_2^{вп}$, %	—0,04	—0,04
			$\delta q_2 = (\Delta q_2 / q_2^{вп}) \cdot 100$, %	—0,6	—0,5

Таким образом, нагрев дымовых газов в дымососе значительно превышает их охлаждение за счет потери тепла q_5 для рассматриваемого участка газоходов. Количественная оценка этому дана ниже.

Теперь рассмотрим роль присосов холодного (наружного) воздуха на участке воздухоподогреватель — дымосос без учета влияния других факторов. Присосы приводят к увеличению избытка воздуха и к снижению температуры газов перед дымососом. Для количественной оценки этого произведен расчет потерь тепла q_2 по обобщенной формуле для мазута (5-25в) при различных составах (α) и температурах дымовых газов по тракту. В качестве исходной принята потеря тепла q_2 за воздухоподогревателем. Для сравнения дается расчетная потеря тепла q_2 за дымососом. Для этого сечения подсчитаны другие значения α и ϑ по закону смешения (табл. 5-8). Присос на рассматриваемом участке принят равным 0,05.

Из рассмотрения результатов этого расчета, проведенного для летнего и зимнего режимов (табл. 5-8), можно сделать важное заключение, что присосы до дымососа сами по себе почти не сказываются на величине тепла с уходящими газами. Заметное снижение расчетной температуры газов перед дымососом по сравнению с температурой за воздухоподогревателем за счет присоса воздуха почти полностью компенсируется соответствующим увеличением их количества. Этот вывод справедлив и для других топлив.

Небольшое преуменьшение потери тепла q_2, подсчитанное по изменениям за дымососом, объясняется тем, что температура наружного (присосанного) воздуха ниже расчетной усредненной температуры холодного воздуха. Это преуменьшение потери тепла q_2 составляет около 0,5% (относительных) при величине присоса на рассматриваемом участке, равной 0,05. Его можно устранить поправочным коэффициентом 1,005 к потере тепла, подсчитанной за дымососом. Понятно, если присос будет значительно меньше 0,05, что справедливо при отсутствии золоуловителя, то его влиянием на преуменьшение величины q_2 можно пренебречь. Наоборот, если присос больше, то и поправка должна возрасти (см. ниже).

Произведенный анализ показал целесообразность определения потери тепла q_2 по представительным измерениям за дымососом, но с уточнением расчетной температуры уходящих газов по формуле:

$$\vartheta_{ух} = K_{\Delta\alpha}(\vartheta''_{дмс} - \Delta t_{дмс} + \Delta t_{охл}), \text{ °C}, \qquad (5\text{-}37)$$

где $K_{\Delta\alpha}$ — поправочный коэффициент на присосы ($\Delta\alpha_{уч}$), принимается в зависимости от примерной величины присосов:

	Схема с золоуловителем		Схема без золоуловителя
$\Delta\alpha_{уч}$	0,10	0,05	0,00
$K_{\Delta\alpha}$	1,010	1,005	1,000

Нагрев газа в дымососе $\Delta t_{дмс}$ определяется по формуле и рекомендациям, приведенным выше; охлаждение газов, составляющее при нор-

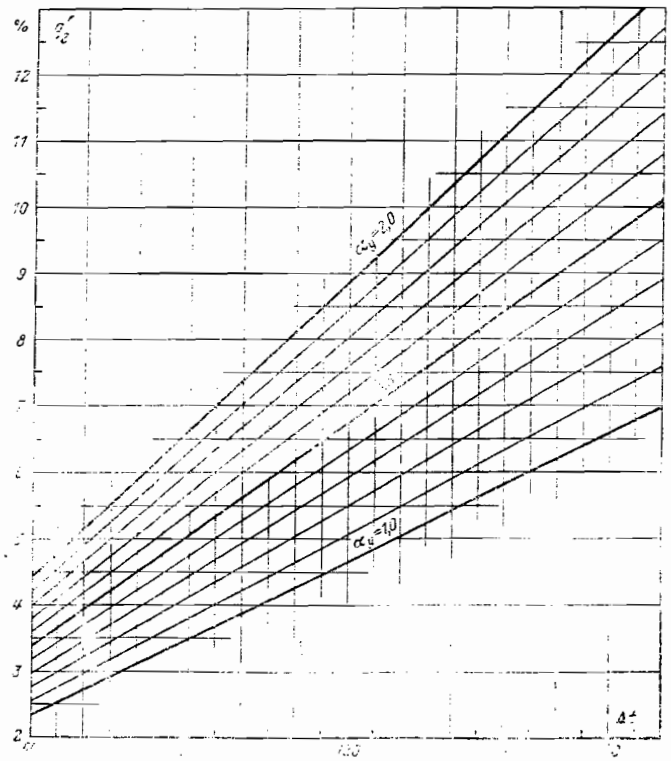


Рис. 5-16. Потеря тепла q'_2 для антрацита, полуантрацита и тощего угля в зависимости от избытка воздуха в уходящих газах $\alpha_{ух}$ и разности температур

$$\Delta t \approx \vartheta_{ух} - \frac{\alpha_{ух}}{\alpha_{ух} + 0,12} t_{х.в}, \text{ °C}; \quad q_2 = q'_2 A_t (1 - 0,01 q_4), \text{ \%}.$$

мальном состоянии изоляции 0,5—2,5°С, определяется согласно (5-36) по формулам:

при отсутствии золоуловителя

$$\Delta t_{охл} \approx \frac{26 \cdot 0,05 q_5}{\alpha_{ух}};$$

при наличии развитого золоуловителя (3—4-польного электрофильтра)

$$\Delta t_{охл} \approx \frac{26 \cdot 0,25 q_5}{\alpha_{ух}}, \ °C.$$

Потеря тепла в окружающую среду для парогенератора (q_5) определяется по рекомендациям, изложенным в § 5-6.

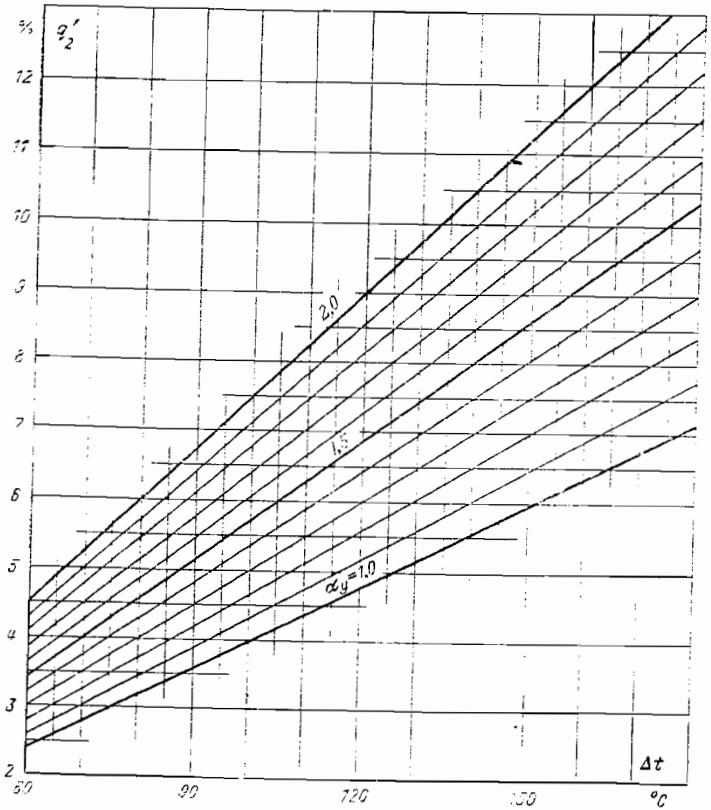


Рис. 5-17. Потеря тепла q'_2 для каменных углей и мазута в зависимости от избытка воздуха в уходящих газах $\alpha_{ух}$ и разности температур

$$\Delta t \approx \vartheta_{ух} - \frac{\alpha_{ух}}{\alpha_{ух} + 0,15} t_{х.в}; \ q_2 = q'_2 A_t, \ \%.$$

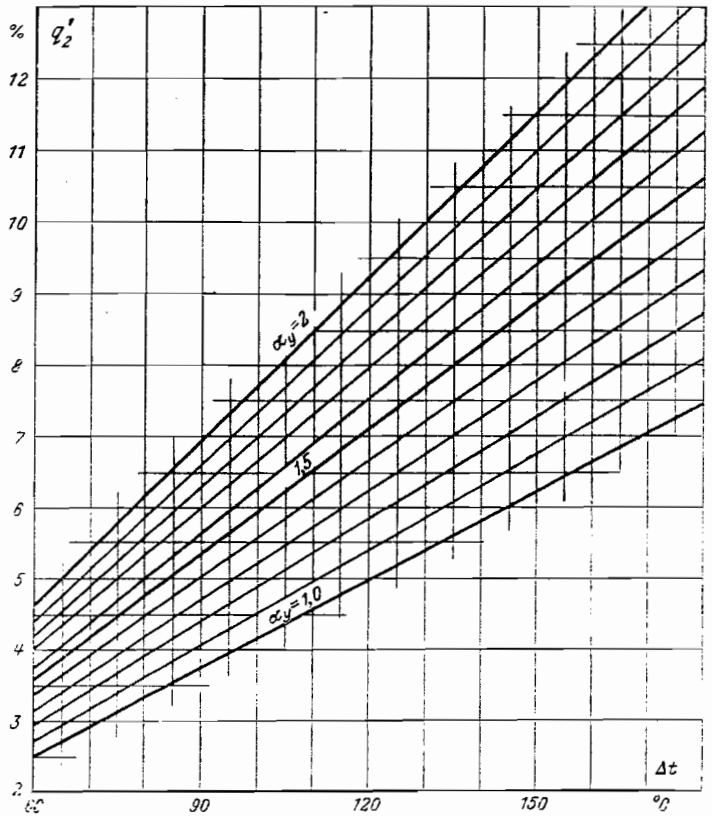


Рис. 5-18. Потеря тепла q'_2 для природного газа в зависимости от избытка воздуха в уходящих газах $\alpha_{ух}$ и разности температур $\Delta t = \vartheta_{ух} - \frac{\alpha_{ух}}{\alpha_{ух} + 0,18} t_{х.в}; q_2 = q'_2 A_t, \%$

е) ГРАФИКИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРИ ТЕПЛА q_2

По (5-25) можно построить графики и номограммы для определения потери тепла q_2. Особенно удобно ими пользоваться при сжигании сухих топлив, так как они могут быть представлены в виде простой зависимости $q_2 = f(\Delta t; \alpha_{ух})$. Такие графики даны для антрацита и тощего угля (рис. 5-16), каменных углей и мазута (рис. 5-17), а также для природного газа (рис. 5-18).

ж) ПОГРЕШНОСТЬ ОБОБЩЕННОГО МЕТОДА

Рассмотрим точность обобщенного метода расчета потери тепла с уходящими газами.

В табл. 5-9 сопоставлены результаты точного подсчета потери тепла q_2, произведенного по данным норм, с результатами подсчета по обобщенной формуле (5-25) с коэффициентами к ней, взятыми из табл. 5-5 для углей и табл. 5-4 для других топлив. Этими подсчетами охвачена широкая гамма топлив СССР и широкие диапазоны температур продуктов сгорания и холодного воздуха ($\vartheta_{ух}$=100÷200°С; $t_{х.в}$=0÷50°С).

Таблица 5-9

Сопоставление потерь тепла с уходящими газами, подсчитанными по данным из нормативного метода [Л. 8] и по обобщенной формуле (5-25) при $\alpha_{ух} = 1{,}4$; $q_3 + q_4 = 0$

Топливо	$W^п$	$\vartheta_{ух}$, °C	$t_{х.в}$, °C	Потеря q_2, %		Относительная погрешность δq_2, %
				по составу топлива	по формуле (5-25)	
Донецкий АШ	1,16	200	50	8,10	8,08	—0,2
то же	1,16	150	50	5,43	5,42	—0,2
» »	1,16	100	0	5,21	5,20	—0,2
Экибастузский СС	1,98	200	50	8,49	8,49	0,0
то же	1,98	150	50	5,72	5,72	0,0
» »	1,98	100	0	5,41	5,41	0,0
Донецкий ПГМ	3,01	200	50	8,71	8,72	+0,1
то же	3,01	150	50	5,87	5,88	+0,2
» »	3,01	100	0	5,54	5,55	+0,2
Челябинский Б	4,5	200	50	8,81	8,82	+0,1
то же	4,5	150	0	8,41	8,41	0,0
» »	4,5	150	50	5,96	5,97	+0,2
Богословский Б	9,9	200	50	9,68	9,70	+0,2
то же	9,9	150	0	9,11	9,15	+0,4
» »	9,9	150	50	6,59	6,59	0,0
Подмосковный Б	13,1	200	50	10,20	10,22	+0,2
то же	13,1	150	0	9,56	9,56	0,0
» »	13,1	150	50	6,94	6,95	+0,1
Башкирский Б	23,2	200	50	11,55	11,58	+0,3
То же	23,2	150	0	10,70	10,70	0,0
» »	23,2	150	50	7,95	7,95	0,0
Торф фрезерный	24,6	200	50	12,0	12,0	0,0
То же	24,6	150	50	8,27	8,25	—0,2
» »	24,6	100	0	7,27	7,24	—0,4
Мазут высокосернистый	0,33	200	50	8,31	8,31	0,0
То же	0,33	150	50	5,59	5,58	—0,2
» »	0,33	100	0	5,32	5,32	0,0
Газ природный саратовский	—	200	50	8,75	8,79	+0,4
То же	—	150	50	5,87	5,89	+0,3
» »	—	100	0	5,52	5,54	+0,4
Газ переработки (пиролиза) нефти	—	200	50	8,17	8,20	+0,3
То же	—	150	50	5,52	5,52	0,0
» »	—	100	0	5,22	5,22	0,0
Газ доменный	—	200	50	11,91	11,91	0,0
То же	—	150	50	8,43	8,44	+0,1
» »	—	100	0	6,75	6,78	+0,4

Таблица 5-10

Сопоставление потерь тепла с уходящими газами при сжигании бурого угля различной влажности, подсчитанных по составу топлива [Л. 8] и по обобщенному методу при $\vartheta_{ух} = 150°C$; $t_{х.в} = 50°C$; $\alpha_{ух} = 1{,}4$; $q_3 + q_4 = 0$

Величины	Качество угля		
	сушонка	усредненное	ухудшенное
$W^р$, %	10	33	42
$Q^р_н$, ккал/кг	3850	2510	2095
$W^п$	2,8	13,1	20,04
Потеря q_2, вычисленная по составу топлива, %	6,0	6,94	7,61
Потеря q_2, вычисленная по (5-25)	5,99	6,95	7,62
Относительная погрешность, %	—0,17	+0,15	+0,13

Таблица 5-11

Сопоставление потерь тепла с уходящими газами при сжигании саратовского природного газа с различными коэффициентами избытка воздуха, подсчитанных по составу топлива и обобщенному методу при $\vartheta_{ух} = 150°C$; $t_{х.в} = 50°C$; $q_3 + q_4 = 0$

Величины	Коэффициент избытка воздуха $\alpha_{ух}$			
	1,2	1,6	2,0	2,4
Потеря тепла q_2, вычисленная по составу топлива, %	5,18	6,55	7,91	9,31
Потеря тепла q_2, вычисленная по формуле (5-25), %	5,18	6,55	7,91	9,30
Относительная погрешность, %	0,0	0,0	0,0	—0,1

Из рассмотрения табл. 5-9 видно, что относительная погрешность расчета по обобщенному методу мала и находится в пределах 0—0,4%. В подавляющем большинстве случаев (около 83% всех расчетов) обобщенный метод по точности практически не уступает громоздким расчетам по составу топлива: относительная погрешность около 0,2% (табл. 5-9—5-11).

Проверка подсчета по обобщенному методу при изменениях приведенной влажности бурого угля от 2,8 до 20 и избытков воздуха в уходящих газах от $\alpha_{ух}=1{,}2$ до $\alpha_{ух}=2{,}4$ показала, что столь большие колебания влажности топлива и избытков воздуха учитываются с высокой точностью: относительная погрешность составляет всего лишь $\pm 0{,}2\%$ (табл. 5-9 и 5-10).

5-4. ПОТЕРЯ ТЕПЛА ОТ ХИМИЧЕСКОЙ НЕПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ

а) ОБОСНОВАНИЕ И ПОСТРОЕНИЕ ОБОБЩЕННЫХ РАСЧЕТНЫХ ФОРМУЛ

На электростанциях при нормальном топочном режиме потеря тепла от химической неполноты сгорания обычно близка к нулю. При налаженном режиме сжигания мазута с предельно низкими избытками воздуха в топке потеря тепла q_3 колеблется в пределах 0—0,5%. Лишь при нарушениях режима, которые нестабильны и непродолжительны, потеря тепла q_3 значительно возрастает. Определение этой потери рационально производить по обобщенной методике с небольшими затра-

тами времени и средств. Даже при большой относительной погрешности около $\pm 5\%$ при потере $q_3 \approx 1\%$ абсолютная погрешность незначительна: $\Delta q_3 = \pm 0{,}05\%$.

Уточненный, более сложный расчет мало обоснован и в тех сравнительно редких случаях, когда потеря тепла от химической неполноты сгорания недопустимо велика ($q_3 \geqslant 2\%$), поскольку такие неэкономичные режимы, как правило, довольно быстро устраняются, а сама величина потери в этих случаях нестабильна. Малейшие изменения топочного режима приводят к значительным колебаниям химической неполноты сгорания, намного превосходящим погрешности ее упрощенного подсчета (с относительной погрешностью, не выходящей за пределы $\pm 3 \div 4\%$).

При определении потери тепла q_3 следует также считаться с тем, что хроматографический анализ может дать погрешность в пересчете на потерю тепла q_3 до 0,1% (абсолютных). Кроме того, распространение результатов газового анализа на все сечение газохода нередко вносит значительную дополнительную неточность, так как количество точек отбора газов обычно ограничено. Все это подтверждает, что довольно громоздкий уточненный подсчет потери тепла q_3 в большинстве случаев явно не оправдан.

Методика расчетов по приведенным характеристикам топлива позволяет практически без ущерба для точности не только упростить расчет, но и свести к минимуму потребные исходные данные по топливу.

По распространенной методике [Л. 35] уточненный расчет потери тепла q_3 производится обычно по формуле

$$q_3 = (30{,}18\mathrm{CO} + 25{,}79\mathrm{H_2} + 85{,}55\mathrm{CH_4}) \frac{V_{\text{с.г}}(100 - q_4)}{Q^{\text{р}}_{\text{н}}}, \ \%, \qquad (5\text{-}38)$$

если $Q^{\text{р}}_{\text{н}}$ — в ккал/кг (ккал/м³).

Здесь CO, H_2 и CH_4 — объемные содержания продуктов неполного сгорания топлива по отношению к сухим газам, %; $V_{\text{с.г}}$ — удельный объем сухих продуктов сгорания, м³/кг (м³/м³); q_4 — потеря тепла от механического недожога, %.

Для подсчета потери тепла q_3 по этой формуле необходим подсчет объема сухих продуктов сгорания, для которого требуется знание состава горючей части топлива:

$$V_{\text{с.г}} = 1{,}866 \frac{\mathrm{C^р} + 0{,}375\mathrm{S^р_{ор+к}}}{\mathrm{RO_2} + \mathrm{CO} + \mathrm{CH_4}}, \ \text{м}^3/\text{кг}. \qquad (5\text{-}39)$$

Для упрощения дальнейших выводов можно пренебречь небольшой разницей в объемах сухих продуктов полного и неполного сгорания топлива. Это допущение при малой потере q_3 вносит незначительную относительную погрешность ($\leqslant 2\%$). Так, например, при $q_3 \leqslant 1\%$ суммарный объем компонентов неполного сгорания ($\mathrm{CO} + \mathrm{H_2} + \mathrm{CH_4}$) составляет $\leqslant 0{,}02\,\mathrm{RO_2}$ и, следовательно, относительная погрешность определения q_3 в соответствии с (5-38) и (5-39) будет $\leqslant 2\%$.

Дальнейшее преобразование исходной формулы (5-38) производим путем замены теплоты сгорания всех горючих компонентов суммарной величиной $Q_{\text{неп.гор}}$, ккал/м³ (см. ниже). Затем вводим в расчет величину приведенного объема сухих продуктов сгорания:

$$V^{\text{п}}_{\text{с.г}} = \frac{V_{\text{с.г}}}{Q^{\text{р}}_{\text{н}}} \cdot 10^3, \ \text{м}^3 \cdot 10^3/\text{ккал}.$$

После этих преобразований формулы (5-38) получим:

$$q_3 = V^{\text{п}}_{\text{с.г}} Q_{\text{неп.гор}} (100 - q_4) \cdot 10^{-3}, \ \%. \qquad (5\text{-}40)$$

Для дальнейшего упрощения расчетной формулы используем закономерность, состоящую в постоянстве отношения теоретических объемов сухих продуктов сгорания и воздуха для широких групп топлива (§ 5-2,б):

$$\frac{V^{\text{о}}_{\text{с.г}}}{V^{\text{о}}_{\text{в}}} = \frac{V^{\text{п,о}}_{\text{с.г}}}{V^{\text{п,о}}_{\text{в}}} = 1 - \rho. \qquad (5\text{-}41)$$

Как уже отмечалось, коэффициент ρ — практически постоянная величина для каждого вида топлива: 0,02 — для твердых; 0,05 — для мазута; 0,08 — для попутного газа; 0,1 — для природного газа (§ 5-2,б).

С увеличением коэффициента избытка воздуха отношение рассматриваемых объемов возрастает, приближаясь к предельному значению — единице, что видно из формулы

$$\frac{V^{\text{п}}_{\text{с.г}}}{V^{\text{п}}_{\text{в}}} = \frac{V^{\text{п,о}}_{\text{с.г}} + (\alpha - 1) V^{\text{п,о}}_{\text{в}}}{\alpha V^{\text{п,о}}_{\text{в}}} = \frac{V^{\text{п,о}}_{\text{с.г}}/V^{\text{п,о}}_{\text{в}} + \alpha - 1}{\alpha} = \frac{\alpha - \rho}{\alpha}. \qquad (5\text{-}42)$$

Введя выражение для приведенного объема воздуха (§ 3-2)

$$V^{\text{п}}_{\text{в}} = \alpha a (1 + 0{,}006 W^{\text{п}})$$

и заменив в (5-40) величину $V^{\text{п}}_{\text{с.г}}$ ее значением из (5-42) и (3-1а), получим расчетную формулу в общем виде:

$$q_3 = a(\alpha - \rho) Q_{\text{неп.гор}} (1 + 0{,}006 W^{\text{п}}) (100 - q_4) \cdot 10^{-3}, \ \%. \qquad (5\text{-}43)$$

Здесь a — коэффициент, уточненное значение которого для различных видов топлива может быть взято из табл. 3-1; его усредненное значение для всех видов топлива при относительных отклонениях, в большинстве случаев не превышающих $\pm 1\%$, составляет $a = 1{,}1$; α — коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания, который достаточно точно может быть подсчитан по обобщенной методике (§ 5-2); $W^{\text{п}}$ — приведенная влажность топлива; q_4 — механическая неполнота сгорания, %; $Q_{\text{неп.гор}}$ — суммарная теплота сгорания газообразных горючих компонентов, содержащихся в 1 м³ сухих продуктов сгорания:

$$Q_{\text{неп.гор}} = 30{,}2\mathrm{CO} + 25{,}8\mathrm{H_2} + 85{,}5\mathrm{CH_4}, \ \text{ккал/м}^3. \qquad (5\text{-}44)$$

Величина $Q_{\text{неп.гор}}$ определяется по данным газового анализа независимо от методики расчета потери тепла q_3.

Подставив в формулу (5-43) усредненные значения коэффициента a и ρ, получим расчетные формулы (см. ниже).

б) ВЫЧИСЛЕНИЕ ПОТЕРИ ТЕПЛА q_3

Потеря тепла от химической неполноты сгорания q_3 подсчитывается по следующим формулам А. А. Шатиля и автора [Л. 26] и [Л. 9]:

для твердых топлив

$$q_3 = 0{,}026(\alpha - 0{,}02) Q_{\text{неп.гор}} (1 + 0{,}006 W^{\text{п}})(1 - 0{,}01 q_4) \approx$$
$$\approx 0{,}026(\alpha - 0{,}02) Q_{\text{неп.гор}}, \ \%, \qquad (5\text{-}45)$$

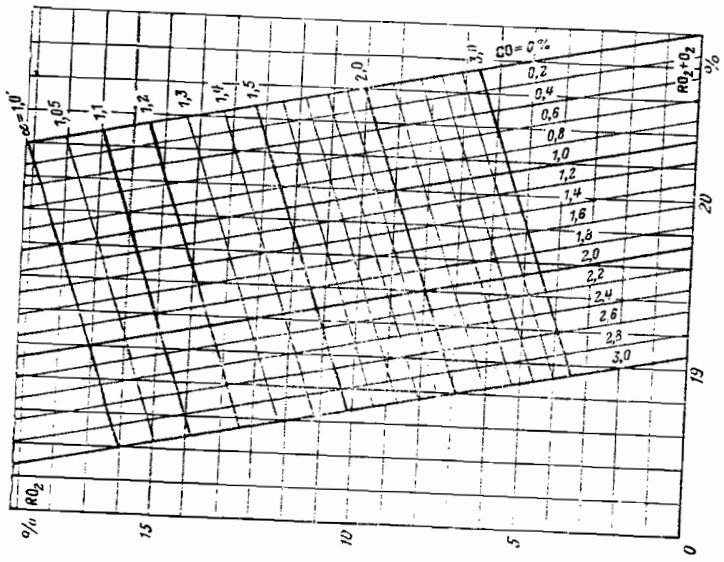


Рис. 5-20. График определения содержания CO и величины α в продуктах сгорания антрацита при $\beta=0{,}05$ и $RO_2^{макс}=20{,}0\%$ в зависимости от значений RO_2 и RO_2+O_2.

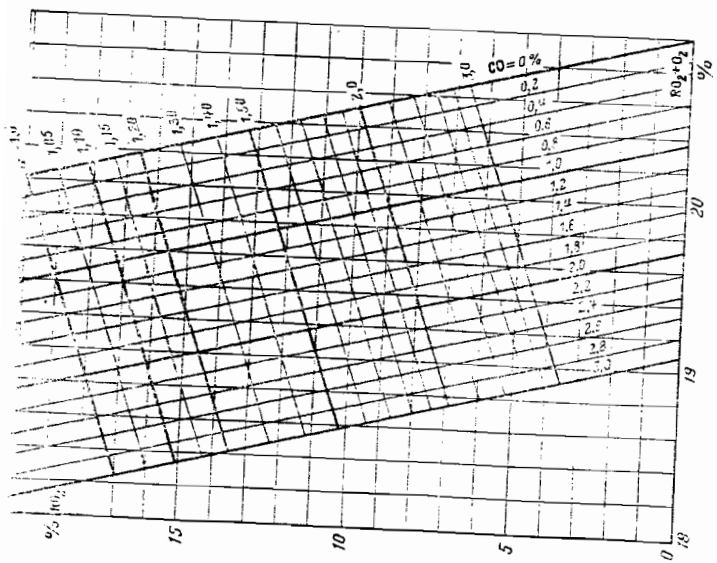


Рис. 5-19. График определения содержания CO и величины α в продуктах сгорания антрацита при $\beta=0{,}04$ и $RO_2^{макс}=20{,}2\%$ в зависимости от значений RO_2 и RO_2+O_2.

если $Q_{неп.гор}$ — в кДж/м³, или

$$q_3=0{,}11\,(\alpha-0{,}02)\,Q_{неп.гор}\,(1+0{,}006W^{п})\,(1-0{,}01q_4)\approx$$
$$\approx 0{,}11\,(\alpha-0{,}02)\,Q_{неп.гор},\ \%, \qquad (5\text{-}45а)$$

если $Q_{неп.гор}$ — в ккал/м³;
для мазута и нефти

$$q_3=0{,}026\,(\alpha-0{,}05)\,Q_{неп.гор},\ \%, \qquad (5\text{-}46)$$

если $Q_{неп.гор}$ — в кДж/м³, или

$$q_3=0{,}11\,(\alpha-0{,}05)\,Q_{неп.гор},\ \%, \qquad (5\text{-}46а)$$

если $Q_{неп.гор}$ — в ккал/м³;
для природного газа

$$q_3=0{,}026\,(\alpha-0{,}1)\,Q_{неп.гор},\ \%, \qquad (5\text{-}47)$$

если $Q_{неп.гор}$ — в кДж/м³, или

$$q_3=0{,}11\,(\alpha-0{,}1)\,Q_{неп.гор},\ \%, \qquad (5\text{-}47а)$$

если $Q_{неп.гор}$ — в ккал/м³;
для попутного газа

$$q_3=0{,}026\,(\alpha-0{,}08)\,Q_{неп.гор},\ \%, \qquad (5\text{-}48)$$

если $Q_{неп.гор}$ — в кДж/м³, или

$$q_3=0{,}11\,(\alpha-0{,}08)\,Q_{неп.гор},\ \%, \qquad (5\text{-}48а)$$

если $Q_{неп.гор}$ — в ккал/м³.

При наличии в продуктах неполного сгорания только окиси углерода расчетные формулы упрощаются и независимо от системы измерений принимают вид:

для всех твердых топлив

$$q_3=3{,}32CO\,(\alpha-0{,}02)\,(1+0{,}006W^{п})\,(1-0{,}01q_4)\approx$$
$$\approx 3{,}32CO\,(\alpha-0{,}02),\ \%; \qquad (5\text{-}49)$$

для мазута и нефти

$$q_3=3{,}32\,CO\,(\alpha-0{,}05),\ \%; \qquad (5\text{-}50)$$

для природного газа

$$q_3=3{,}35\,CO\,(\alpha-0{,}1),\ \%; \qquad (5\text{-}51)$$

для попутного газа

$$q_3=3{,}35\,CO\,(\alpha-0{,}08),\ \%. \qquad (5\text{-}52)$$

Профессором С. Я. Корницким была давно разработана аналогичная формула [Л. 3]:

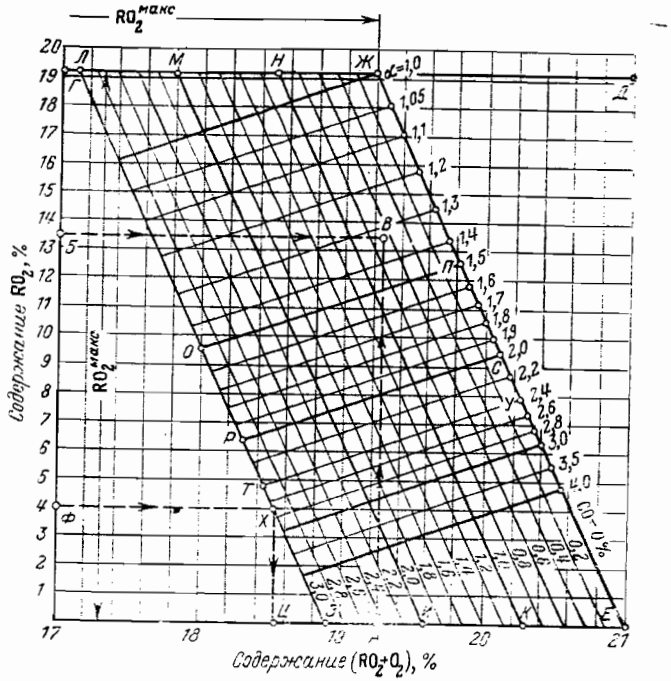
$$q_3=3{,}25CO\,\alpha\,(1+0{,}006W^{п})\,(1-0{,}01q_4)\approx 3{,}25CO\,\alpha,\ \%. \qquad (5\text{-}53)$$

При сжигании антрацитов и тощих углей химическая неполнота сгорания обычно имеет место преимущественно за счет окиси углерода. В таких случаях содержание окиси углерода можно приближенно определить по данным технического анализа газов (на RO_2 и O_2), если

известна характеристика горючей массы топлива β и анализ газов достаточно точен. Определение производится по известной формуле

$$CO = \frac{21 - \beta RO_2 - (RO_2 + O_2)}{0{,}6 + \beta}. \qquad (5\text{-}54)$$

Для этой цели удобно воспользоваться приведенными на рис. 5-19—5-21 графическими зависимостями $CO = f(RO_2;\ O_2)$, составленными по [Л. 43]. Буквенные обозначения на рис. 5-21, поясняющие построение номограммы, расшифрованы в [Л. 43].



5-21. График определения содержания CO и величины α в продуктах сгорания антрацита и тощих углей при β=0,094 и $RO_2^{макс}$= 19,2% в зависимости от значений RO_2 и RO_2+O_2 [Л. 43].

ОГРЕШНОСТЬ ОБОБЩЕННОГО МЕТОДА

В табл. 5-12 сопоставлены результаты расчета потери тепла по ной методике и по обобщенной с применением формулы С. Я. Корского и формул, разработанных А. А. Шатилем и автором.

Из сопоставления этих формул видно, что обобщенные формулы результаты, весьма близкие к истинным, а формула С. Я. Корого уступает им в точности.

Приближенное определение содержания CO для топлив с малым дом летучих по графикам (рис. 5-19—5-21) или с помощью фор- (5-54) требует достаточно точных данных о характеристиках го- й массы топлива (β или $RO_2^{макс}$). Это видно из приведенного ниже

Таблица 5-12

Погрешность обобщенного метода вычисления потери тепла с химической неполнотой сгорания

Величины	Топливо				
	Уголь донецкий АШ	Уголь подмосковный Б	Мазут	Природный газ	
Влажность топлива					
$W^р$, %	6	33	3	—	—
$Q_н^р$, ккал/кг (ккал/м³)	6330	2860	9170	8560	—
$W^п$	0,95	11,5	0,33	—	—
$RO_2^{макс}$, %	20,1	19,37	16,5	11,8	11,8
Состав сухих продуктов сгорания, %:					
RO_2	9,85	9,52	11,18	8,35	9,8
O_2	9,53	9,51	5,66	8,09	—
N_2	78,81	79,29	81,90	85,13	—
CO	1,81	1,68	1,26	—	1,0
H_2	—	—	—	—	—
CH_4	—	—	—	0,43	—
Коэффициент избытка воздуха α	1,7	1,7	1,3	1,3	1,08
Потеря q_3, %:					
а) вычисленная по составу топлива и газов	10,03	10,03	5,27	4,94	3,30
б) вычисленная по формулам А. А. Шатиля и автора	9,94	10,00	5,23	4,91	3,29
в) вычисленная по формуле С. Я. Корницкого	9,77	9,90	5,33	—	3,51
Погрешность формул А. А. Шатиля и автора, %:					
абсолютная	—0,09	0,0	—0,04	—0,03	—0,01
относительная	—0,9	0,0	—0,8	—0,6	—0,3
Погрешность формулы С. Я. Корницкого, %:					
абсолютная	—0,26	—0,13	+0,06	—	+0,21
относительная	—2,6	—1,3	+0,11	—	+6,4

сравнения результатов определения величин CO и α по графикам при одинаковом содержании RO_2 и O_2 в продуктах сгорания (RO_2=15%; RO_2+O_2=19%):

β	0,04	0,05	0,095
$RO_2^{макс}$, %	20,2	20,0	19,2
CO, %	2,2	2,0	0,8
α	1,15	1,17	1,20

Произведенное сравнение показывает, что относительная погрешность в величине $RO_2^{макс}$ на 1% (относительный) приводит к ошибке в содержании CO и соответственно потере тепла q_3 на 10% (относительных).

Влияние этой же погрешности на определение коэффициента избытка воздуха по графикам (рис. 5-19—5-21) или по формуле (5-54) сказывается приблизительно в 10 раз слабее. Так, например, неучтенное относительное отклонение $RO_2^{макс}$ на 5% приводит к относительной погрешности в величине α примерно на те же 5%.

5-5. ПОТЕРЯ ТЕПЛА ОТ МЕХАНИЧЕСКОГО НЕДОЖОГА

а) ВЫЧИСЛЕНИЕ ПОТЕРИ ТЕПЛА q_4

Вычисление потери тепла от механического недожога с уносом из топки производится по известной формуле

$$q_4 = a_{ун} \frac{Г_{ун} A^р}{100 - Г_{ун}} \frac{32700}{Q^р_н}, \ \%, \qquad (5\text{-}55)$$

если $Q^р_н$ — в кДж/кг, или

$$q_4 = a_{ун} \frac{Г_{ун} A^р}{100 - Г_{ун}} \frac{7800}{Q^р_н}, \ \%, \qquad (5\text{-}55а)$$

если $Q^р_н$ — в ккал/кг.

Здесь $a_{ун}$ — доля золы топлива, уносимой из топки; $Г_{ун}$ — содержание горючих в уносе, % *; $A^р$ — зольность, %; $Q^р_н$ — низшая рабочая теплота сгорания топлива.

В принципиальном виде формула (5-55) была разработана автором и введена в теплотехнические расчеты с 1934 г. [Л. 44]. До этого потеря тепла q_4 определялась неточно, как остаточный член при определении к. п. д. парогенератора по прямому балансу.

Подставив в (5-55) взамен рабочей зольности приведенную зольность, определенную по известным соотношениям:

$$A^п = \frac{A^р}{Q^р_н} \cdot 10^3,$$

если $Q^р_н$ — в ккал/кг, или

$$A^п = \frac{A^р}{Q^р_н} 4{,}19 \cdot 10^3,$$

если $Q^р_н$ — в кДж/кг, получим независимо от системы измерений:

$$q_4 = a_{ун} \frac{Г_{ун}}{100 - Г_{ун}} \cdot 7{,}8 A^п, \ \%. \qquad (5\text{-}56)$$

Из рассмотрения последней формулы видно, что потеря тепла q_4 при неизменных значениях $a_{ун}$ и $Г_{ун}$ прямо пропорциональна приведенной зольности топлива.

Основную формулу (5-55) практически без всякого ущерба для точности (см. ниже) можно изменить, сделав ее более удобной для эксплуатационного контроля и номографирования. Для этой цели подставим в нее значения $Q^р_н$ из формул (7-3)—(7-5) (при величине поправочного коэффициента $K=1$ и $W^р=7\%$ для антрацитового штыба и $W^р=6\%$ для полуантрацита и тощего угля, см. § 7-2). После простых преобразований получим следующие расчетные формулы [Л. 60]:

для антрацитового штыба

$$q_4 = a_{ун} \frac{Г_{ун}}{100 - Г_{ун}} \cdot \frac{98 A^с}{99{,}5 - A^с}, \ \%; \qquad (5\text{-}57)$$

для полуантрацита

$$q_4 = a_{ун} \frac{Г_{ун}}{100 - Г_{ун}} \cdot \frac{96 A^с}{99{,}5 - A^с}, \ \%; \qquad (5\text{-}58)$$

* Содержание горючих в шлаке обычно равно нулю либо незначительно. При необходимости учесть потерю тепла от механического недожога со шлаком пользуются аналогичной формулой, но с подстановкой величин $a_{шл}$ и $Г_{шл}$ взамен $a_{ун}$ и $Г_{ун}$.

для тощего угля

$$q_4 = a_{ун} \frac{Г_{ун}}{100 - Г_{ун}} \cdot \frac{94{,}7 A^с}{99{,}5 - A^с}, \ \%. \qquad (5\text{-}59)$$

Для подсчета потери тепла q_4 по этим формулам требуется только один анализ топлива для определения зольности на сухую массу, в то время как для такого же подсчета по распространенной исходной формуле (5-55) необходимы три анализа топлива — для определения величин $W^р$, $A^с$ и $Q^р_н$ либо два первых анализа и расчетное определение величины $Q^р_н$ (§ 7-2). Кроме того, номографирование этих формул проще, так как величина q_4 зависит только от двух переменных — $Г_{ун}$ и $A^с$.

б) ПОГРЕШНОСТЬ РАСЧЕТА ПО ФОРМУЛАМ АВТОРА

Рассмотрим степень точности формул автора на примере для АШ при $q_4 \approx 5 \div 15\%$. Для всех других топлив, имеющих больший выход летучих, абсолютная погрешность подсчета потери тепла q_4 будет намного меньше.

Влияние зольности. Приводим результаты расчета при $W^р=7\%$; $Q^р_н=7950$ ккал/кг; $Г_{ун}=30\%$ и $a_{ун}=1{,}0$:

$A^с$, %	10	20	30
$Q^р_н$, ккал/кг	6615	5870	5140
q_4 по (5-55), %	4,69	10,59	18,15
q_4 по обобщенной (5-57), %	4,69	10,57	18,12
Погрешность (абсолютная), %	0,00	0,00	0,03

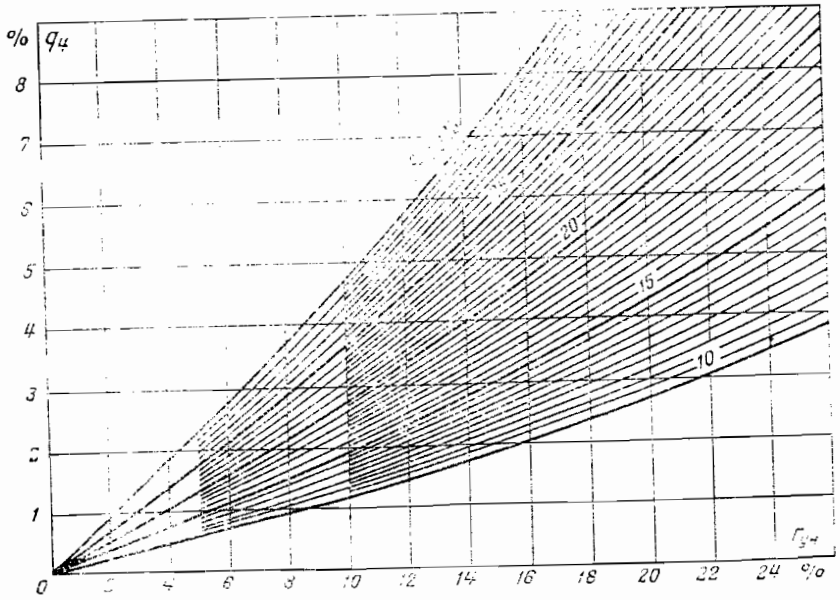


Рис. 5-22. Номограмма определения потери тепла от механического недожога q_4 при $a_{ун}=1{,}0$ и $Г_{ун} \leq 25\%$ для АШ.

$$q_4 = f(Г_{ун};\ A^с).$$

Колебания **влажности** топлива сказываются также незначительно. Например, для АШ при $A^c=20\%$ и тех же значениях $Q^r_н$, $Г_{ун}$ и $a_{ун}$:

W^p, %	4	7	10
$Q^p_н$, ккал/кг	6085	5870	5665
q_4 по формуле (5-55), %	10,53	10,59	10,68
q_4 по обобщенной (5-57), %	10,56	10,56	10,56
Погрешность (абсолютная), %	+0,03	−0,03	−0,12

Несколько больше сказываются колебания состава **горючей массы** топлива и соответственно отклонения $Q^r_н$ от усредненных значений. Однако и эта погрешность относительно невелика. Так, при $W^p=7\%$; $A^c=20\%$ и тех же значениях $Г_{ун}=30\%$ и $a_{ун}=1{,}0$ имеем:

$Q^r_н$, ккал/кг	7800	7950	8100
$Q^p_н$, ккал/кг	5760	5870	5995
q_4 по (5-55), %	10,78	10,59	10,37
q_4 по обобщенной (5-57), %	10,56	10,56	10,56
Погрешность:			
абсолютная	−0,22	−0,03	+0,19
относительная	−2,04	−0,28	+1,82

Таким образом, произведенные подсчеты показывают, что весьма большие колебания балласта и состава горючей массы топлива приводят к незначительной относительной погрешности — $\pm 1 \div 2\%$. Следовательно, точность формул автора значительно шире точности определения величины уноса $a_{ун}$ и других показателей, необходимых для вычисления потери тепла q_4.

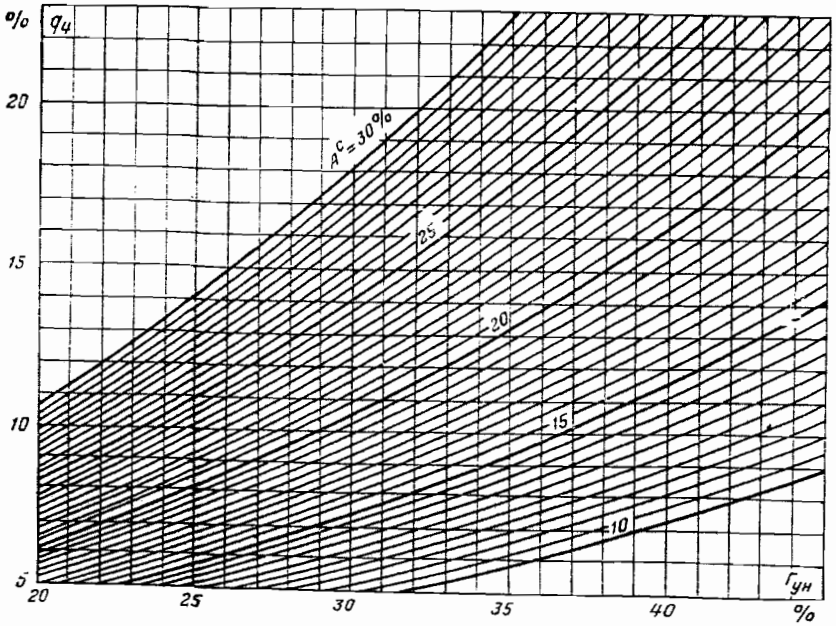


Рис. 5-23. Номограмма определения потери тепла от механического недожога q_4 при $a_{ун}=1{,}0$ и $Г_{ун}\geqslant 20\%$ для АШ.

$$q_4=f(Г_{ун};\ A^c).$$

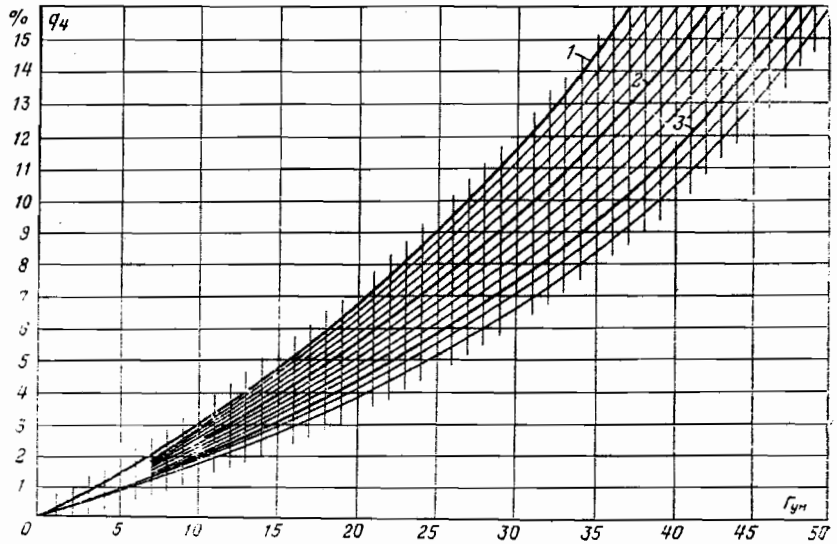


Рис. 5-24. График определения потери тепла от механического недожога q_4 при $a_{ун}=1{,}0$ и $W^p=7\%$ для АШ.

1 — $A^p=20{,}0\%$; $Q^p_н=24\,300$ кДж/кг (5800 ккал/кг); 2 — $A^p=17{,}0\%$; $Q^p_н=25\,300$ кДж/кг (6050 ккал/кг); 3 — $A^p=14{,}0\%$; $Q^p_н=26\,400$ кДж/кг (6300 ккал/кг).

Интервалы между кривыми соответствуют разнице в теплоте сгорания АШ примерно на 210 кДж/кг (50 ккал/кг).

в) ГРАФИКИ И НОМОГРАММЫ

Для графического определения потери тепла q_4 при сжигании АШ по формуле (5-57) построены номограммы (рис. 5-22 и 5-23). Для повышения точности масштаб номограмм увеличен, в связи с чем даны две номограммы: для $Г_{ун}\leqslant 25\%$ и $Г_{ун}\geqslant 20\%$. Полученное по номограммам значение q_4 надо помножить на величину $a_{ун}$ (см. выше).

Аналогичные номограммы для полуантрацита и тощих углей могут быть построены по (5-58) и (5-59).

Рабочая влажность антрацитов и тощих углей W^p сравнительно мало изменяется в течение большей части времени года. Колебания низшей теплоты сгорания топлива $Q^p_н$ вызываются преимущественно изменениями зольности на сухую массу A^c, поэтому представляет интерес графическая зависимость $q_4=f(Г_{ун};\ Q^p_н)$. На рис. 5-24 показана такая зависимость для АШ.

г) ЗАВИСИМОСТЬ ПОТЕРИ ТЕПЛА q_4 ОТ ЗОЛЬНОСТИ ТОПЛИВ

Как уже упоминалось, потеря тепла от механического недожога при постоянном содержании горючих в уносе прямо пропорциональна приведенной зольности, что и выражено формулой (5-56). Эта закономерность нередко совпадает с неправильным представлением о выго-

фании угольной пыли как о процессе, при котором для каждого определенного режима топки (и соответственно сорта топлива, а также конструкции топочного устройства) характерно какое-то определенное содержание горючих в уносе независимо от зольности топлива. Таким образом, потеря тепла от механического недожога становится пропорциональной зольности сжигаемого топлива. Это представление сохранилось с тех времен, когда имело место только слоевое сжигание топлива, когда действительно потеря тепла от механического недожога зависела в основном от зольности топлива. В результате возникло ошибочное заключение, согласно которому потеря тепла от механического недожога в камерных топках пропорциональна приведенной зольности топлива:

$$q_4 \sim A^{п}; \quad \Gamma_{ун} \approx \text{idem}.$$

Эта точка зрения нашла свое официальное отражение в старых нормах теплового расчета котельных агрегатов (1952 г.) и встречается еще в литературе.

В действительности при неизменных условиях сжигания угольной пыли и умеренной влажности топлива потеря тепла q_4 практически не зависит от зольности топлива. При этом с увеличением приведенной зольности топлива содержание горючих в уносе падает по закономерности, вытекающей из (5-56):

$$\uparrow A^{п} - \downarrow \Gamma_{ун}; \quad q_4 \approx \text{idem}.$$

Сущность этого явления объясняется тем, что пылесжигание тонко измельченной угольной пыли в отличие от слоевого сжигания кускового угля протекает в условиях, когда частицы золы и горючего в основной массе своей обособлены. Слипание взвешенных частиц золы и угля в топке практически отсутствует либо очень слабо сказывается, о чем свидетельствует изучение уноса из топок под микроскопом [Л. 46—48].

При сжигании сухих углей (примерно $W^{п}<3$) существенное влияние зольности на механический недожог сказывается лишь при весьма большой приведенной зольности (примерно $A^{п}>10$), когда увеличение балласта топлива начинает заметно снижать топочные температуры.

Для влажных углей увеличение приведенной зольности обычно влечет за собой одновременное и значительное повышение их приведенной влажности. Интересно, что такой эффект часто имеет место в тех случаях, когда с ростом зольности рабочая влажность снижается [Л. 50]. В связи с этим при сжигании влажных углей увеличение зольности и связанное с этим повышение приведенной влажности топлива приводят к значительному снижению температур топки и ухудшению условий сжигания. Это в свою очередь может существенно сказаться на росте потери тепла q_4.

В практике попутно с изменением зольности часто изменяются характеристики плавкости и возгонки золы, от которых сильно зависят степень «самоутепления» топки, условия сжигания и величина механического недожога. Нередко изменение экономичности сжигания, вызванное изменением качественных характеристик золы, ошибочно приписывают роли количественного изменения зольности.

При камерном сжигании углей с изменением характеристик плавкости (и возгонки) золы изменяется и механический недожог. Так, например, с увеличением тугоплавкости золы потеря тепла q_4 нередко возрастает. Поэтому при сравнении экономичности сжигания различ-

ных топлив необходимо наряду с общепринятыми характеристиками топлива и топочного режима обязательно учитывать плавкость золы. Кстати, относительно повышенный механический недожог и пониженная устойчивость горения антрацитов и полуантрацитов некоторых месторождений объясняются в основном высокой тугоплавкостью золы и соответственно ослабленным эффектом «самоутепления» топки.

Подробный анализ и опытное подтверждение изложенных здесь соображений о влиянии количества и качества золы на механический недожог даны в [Л. 51].

д) О СВОЙСТВАХ УНОСА АШ И ПОЛУАНТРАЦИТОВ

Антрациты и тощие угли сжигают в топках различных типов, в камерных и циклонных. Поэтому доля уноса золы из топок колеблется в широких пределах: $a_{ун}=0{,}2\div0{,}9$. Потеря тепла от механического недожога в зависимости от налаженности топочного процесса и содержания летучих в топливе колеблется также в довольно широких пределах: $q_4 \sim 2\div8\%$. Из рассмотрения расчетной формулы (5-56) видно, что при столь больших колебаниях величин $a_{ун}$ и q_4 содержание горючих в уносе недостаточно характеризует потерю тепла от механического недожога. Действительно, при малых значениях $a_{ун}$ высокое содержание горючих в уносе может иметь место при малых потерях q_4, и наоборот, при большой доле уноса золы умеренные величины $\Gamma_{ун}$ могут приводить к большой потере q_4. Между тем содержание горючих в уносе при сжигании АШ и полуантрацитов в большей степени определяет не только экономичность, но и надежность работы парогенератора.

Объясняется это обстоятельство особыми, противоположными свойствами уноса при различной экономичности сжигания и различной степени улавливания золы в топочной камере. Так, при малом содержании горючих в уносе АШ (примерно $\Gamma_{ун}\leqslant15\%$) и обычном тонком размоле топлива ($R_{90}=7\div10\%$) имеют место интенсивные заносы «горячих» конвективных поверхностей нагрева (с температурой металла 350—400°С и выше), а при повышенном содержании горючих (примерно $\Gamma_{ун}\geqslant30\div40\%$) унос становится абразивным и наблюдается износ водяных экономайзеров и воздухоподогревателей. При этом эрозионное воздействие на металл оказывают не частицы золы, в большинстве своем оплавленные и совершенно неабразивные, а остроугольные и твердые частицы термоантрацита (антрацитового кокса). Таким образом, происходит не золовой, а «антрацитовый» износ [Л. 49].

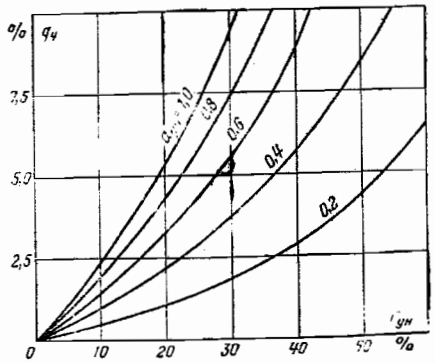


Рис. 5-25. Зависимость потери тепла q_4 при сжигании АШ [$A^{с}=17\%$; $Q^{р}_{н}=25\,200$ кДж/кг (6010 ккал/кг)] от содержания горючих в уносе и доли золы, уносимой из топки.

Промежуточный диапазон содержания горючих в уносе АШ $\Gamma_{ун}\approx20\div30\%$ соответствует практическому отсутствию загрязнения и заметного износа. В этом диапазоне имеет место своеобразное равнове-

сие: налипание тонких липких частиц золы и «стесывание» их с поверхностей нагрева абразивными частицами балансируются и металл остается практически чистым и неизношенным. В связи с этим большой интерес представляют зависимости $q_4 = f(\Gamma_{ун}, a_{ун})$, по которым можно судить, каким должно быть сочетание величин q_4, $\Gamma_{ун}$ и $a_{ун}$, для того чтобы обеспечить одновременно экономичность и надежность работы парогенератора. Для построения такой зависимости для АШ (рис. 5-25) взята усредненная характеристика его по [Л. 8] и использована формула (5-57).

5-6. ПОТЕРЯ ТЕПЛА ОТ НАРУЖНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

а) НОРМАТИВНЫЕ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ВЕЛИЧИНЫ ПОТЕРИ ТЕПЛА q_5

Потерю тепла от наружного охлаждения принимают по нормам [Л. 7] для номинальных условий по зависимости $q_5^{ном} = f(D_{ном})$:

$D_{ном}^{*}$, т/ч	40	120	230	420	475—500	1000
$q_5^{ном}$, %	1,0	0,65	0,5	0,4	0,35	0,20

Потеря тепла q_5 для нагрузок ниже номинальной подсчитывается по формуле

$$q_5 = q_5^{ном} \frac{D_{ном}}{D}, \ \%.$$

Действительная величина потери тепла q_5 может значительно отличаться от нормативной. Так, например, специальными испытаниями, основанными на измерении нагрева воздуха в помещении [Л. 52], установлено, что для парогенератора ТП-230 потеря тепла q_5 возрастает в холодное время года ($t_{нар} = -12°C$) примерно на 60% по сравнению с теплым ($t_{нар} = +20°C$). Испытаниями, основанными на прямых измерениях с помощью тепломера ОРГРЭС, было исследовано три парогенератора одинаковой производительности $D_{ном} = 117$ кг/с (420 т/ч); $q_5^{ном} = 0{,}4\%$. Из них два с пылеугольной топкой, а один — с газомазутной [Л. 53]. Были получены следующие результаты (приведенные к номинальной нагрузке):

Тип агрегата	ТП-80	ТП-80	ТГМ-84
q_5 (фактически), %	0,43	1,10	0,30
q_5 (приведенная к нормальной изоляции), %	0,43	0,43	0,23

Повышенная потеря тепла q_5 на одном агрегате ТП-80 имела место из-за неполной изоляции воздухопроводов, а пониженная потеря q_5 на агрегате ТГМ-84 объясняется меньшими габаритами газомазутной топки, одноступенчатой компоновкой конвективной шахты, более низким подогревом воздуха, меньшей протяженностью воздухопроводов и другими причинами.

* Для дубль-блоков величина $D_{ном}$ относится к паропроизводительности одного корпуса. При работе парогенераторов с наддувом, по мнению автора, оправдано повышение потери тепла q_5 примерно на 25%.

Таким образом, действительные величины потерь тепла q_5 в зависимости от компоновки и состояния изоляции могут значительно отличаться от нормативных и колебаться в пределах $(0{,}5 \div 3)\ q_5^{ном}$. Кроме того, потеря тепла q_5 может существенно изменяться в течение года.

б) КОНТРОЛЬ ПОТЕРИ ТЕПЛА q_5

Рекомендуется периодически контролировать потерю тепла q_5 по нагреву воздуха в помещении [Л. 52, 54 и 55]. Для этой цели в теплое либо умеренно холодное время года надо на короткое время закрыть все проемы вверху здания (на отметке обслуживания и выше), а воздух на дутьевые вентиляторы забирать только из верхней части помещения, плотно отключив забор воздуха снаружи. Желательно, как упоминалось, выполнить отбор воздуха из верхней части помещения рассредоточенным по всему пролету здания, что повышает долю полезного возврата потери тепла q_5. Большая производительность дутьевых вентиляторов обеспечивает с избытком обмен воздуха в помещении во время испытания (§ 5-3,г). При достаточно плотном закрытии верхних проемов воздух, забираемый дутьевыми вентиляторами, рассредоточенными в верхней части здания, будет поступать в помещение в основном из нижней части его, где проемы должны быть соответственно открыты. При этом достигается хорошая вентиляция здания, а доля полезного использования потери тепла q_5 для подогрева воздуха в помещении может возрасти до $K_{q_5} = 0{,}7 \div 0{,}9$ [Л. 52].

Во время испытания должны быть отключены все посторонние источники нагрева воздуха, поступающего в дутьевые вентиляторы (отопительные батареи, сантехнические калориферы и др.). Особое внимание должно быть уделено плотному отключению рециркуляции горячего воздуха — трубопровод рециркуляции должен быть холодным (рис. 5-12).

Для большей представительности измерение температуры воздуха, поступающего из помещения, желательно организовать за дутьевым вентилятором. Нагрев воздуха в помещении, отнесенный ко всему воздуху, соответствующему величине $\alpha_{ух}$, определяется по формуле (§ 5-3,г):

$$\Delta t_{q_5} \approx (t''_{в.д} - t_{нар} - \Delta t_{в.д}) \frac{\alpha_{ух} - [\Delta\alpha_{нар}]}{\alpha_{ух}}, \ °C. \qquad (5\text{-}61)$$

Здесь $t''_{в.д}$ — температура воздуха за дутьевым вентилятором; $\Delta\alpha_{нар}$ — присос воздуха в часть регенеративного воздухоподогревателя, находящуюся под разрежением, а также в золоуловитель при установке их снаружи ($\Delta\alpha_{нар} \approx 0{,}10 \div 0{,}20$).

Принято считать, что усредненная температура всего воздуха, непосредственно подсасываемого в агрегат из помещения, близка к температуре воздуха, забираемого дутьевым вентилятором. Это допущение приводит к некоторому преувеличению определяемой потери тепла q_5 — она становится пропорциональной избытку воздуха в уходящих газах (см. ниже). Зато упрощаются испытания: достаточно определить только избыток воздуха $\alpha_{ух}$. Рекомендуется этот избыток воздуха определять за дымососом (§ 5-3,д).

Далее согласно (5-34) подсчитывается потеря тепла в окружающую среду за счет тепловыделения всего оборудования в помещении парогенераторов:

$$q_5 \approx \frac{a_{ух}\ \Delta t_{q_5}}{28 K_{q_5}}. \qquad (5\text{-}62)$$

Коэффициент K_{q_5} принимается, как упоминалось, равным 0,7—0,9 в зависимости от плотности закрытия проемов вверху здания. Чем плотнее закрытие, тем больше величина K_{q_5}. При РВВ, расположенном снаружи, на его долю приходится ~0,1 q_5 [Л. 4]. Поэтому для таких компоновок рекомендуется уменьшить значение коэффициента K_{q_5} примерно на 0,1.

Измерения нагрева воздуха в помещении желательно производить длительно (примерно в течение 4—8 ч) для ослабления влияния тепловой инерции. Их лучше производить для группы однотипных агрегатов, поскольку вдоль здания могут иметь место перемещения холодных и теплых масс воздуха. Желательно по возможности избегать перемещений воздуха вдоль здания. Для агрегата, расположенного с торца здания, возможны несколько повышенные потери тепла q_5.

Для мощных парогенераторов благодаря большему массообмену в здании повышается точность определений. Важно получить при нормальном состоянии изоляции и оборудования зависимости $q_5 = f(t_{нар})$ и $q_5 = f(t_{пом})$. За температуру воздуха в помещении можно принять среднюю температуру воздуха на площадке обслуживания. Поскольку подобные испытания нельзя проводить в холодное время года, то отмеченные зависимости для более низких температур получаются экстраполированием.

5-7. ПОТЕРЯ С ТЕПЛОМ ШЛАКА

Потеря с физическим теплом шлака по нормативному методу [Л. 7] учитывается при жидком шлакоудалении для любой зольности топлива, а при сухом — лишь для высокой зольности топлива при $A^р > Q^р_н/100$, %, где $Q^р_н$ — в ккал/кг. Помножив левую и правую части этого неравенства на величину $1000/Q^р_н$, получим:

$$\frac{A^р}{Q^р_н} \cdot 10^3 > 10.$$

Таким образом, вышеуказанное условие, взятое из нормативного метода, можно выразить в приведенных характеристиках топлива независимо от системы измерений: $A^п > 10$.

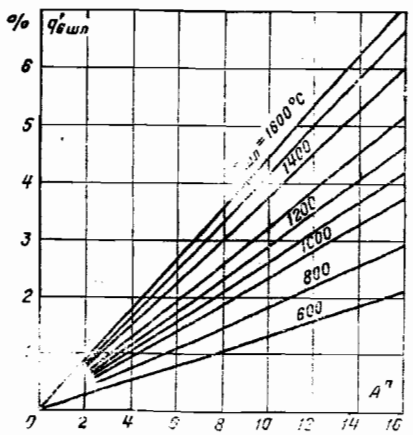


Рис. 5-26. Зависимость потери с физическим теплом шлаков $q'_{6шл}$ от приведенной зольности топлива $A^п$ и температуры удаляемого шлака.

$q_{6шл} = a_{шл} q'_{6шл}$, %.

Потеря с физическим теплом шлака подсчитывается по формуле

$$q_{6шл} = \frac{a_{шл}(c\vartheta)_{шл} A^р}{Q^р_н} = 0{,}1 a_{шл} Z' A^п,\ \%. \qquad (5\text{-}63)$$

Здесь $a_{шл} = 1 - a_{ун}$ — доля золы топлива, удаляемой из топки в виде шлака; $(c\vartheta)_{шл}$ — энтальпия шлака, ккал/кг, берется в зависимости от температуры удаляемого шлака из таблиц в [Л. 7]; Z' — та же энтальпия, но уменьшенная в 100 раз, берется также в зависимости от температуры по таблице приложения IV или V.

Потеря тепла $q_{6шл}$ легко может быть определена по графику (рис. 5-26), построенному по формуле (5-63).

Для того чтобы дать представление о величине потери $q_{6шл}$ при жидком шлакоудалении, приведем значения ее для ряда энергетических топлив при $a_{шл}$=0,5 и $t_{шл}$=1400°C:

Топливо [Л. 8]:	$A^п$	$q_{6шл}$, %
донецкий АШ	2,8	0,52
кизеловский Г	5,9	1,11
ППМ	9,2	1,74
донецкий ППМ	11,0	2,08

5-8. СЖИГАНИЕ СМЕСИ ТОПЛИВ

Довольно часто приходится сжигать жидкое и газообразное топливо в смеси друг с другом или с твердым топливом. Ниже рассмотрено определение избытка воздуха и потерь тепла в парогенераторе для случая совместного сжигания только двух различных видов топлива.

Смесь топлив рационально характеризовать не соотношением масс, а долями тепловыделения каждого из них. В дальнейшем принято: q' — доля тепловыделения одного из топлив; $1-q'$ — доля другого из них.

Система приведенных характеристик позволяет наиболее просто и достаточно точно решать вопросы контроля эффективности использования смеси топлив. Это объясняется, во-первых, тем, что все обобщенные константы методики относятся не к массе топлива, а к теплоте его сгорания; во-вторых, эти обобщенные константы сравнительно мало изменяются при переходе с одного вида топлива на другое, следовательно, сравнительно мала и погрешность.

Характерными особенностями совместного сжигания различных топлив являются колебания соотношений между ними и недостаточно точные сведения о составе топлив. Таким образом, известная неопределенность заложена уже в самом процессе совместного сжигания топлив. Для оценки погрешности определений ниже рассмотрен наихудший случай, когда обобщенные константы составлены для смеси из двух топлив при равных долях по тепловыделению (q'=0,5), а сжигается только одно из них. При этом погрешность определений максимальна, так как отклонение от принятой прочности предельно: $\Delta q' = \pm 0{,}5$. Рассмотрен также случай больших, но вдвое меньших отклонений: $\Delta q' = \pm 0{,}25$. Понятно, что при умеренных отклонениях погрешность будет также значительно меньше. Когда соотношение между двумя видами топлив более определено, соответственно более точно принимаются в расчет и доли тепловыделения: q' и $1-q'$.

При совместном сжигании двух видов топлив за топливо, определяющее смесь, принимается то, расход которого лучше поддается измерению, а теплота сгорания более стабильна. Например, при сжигании твердого топлива с мазутом или газом определяющим будет мазут или газ.

Доля определяющего топлива по тепловыделению равна:

$$q' = \frac{(BQ^{р}_{н})' \eta_{пг}}{Q_{пг} 100}, \qquad (5\text{-}64)$$

где $(BQ^{р}_{н})'$ — произведение расхода жидкого или газообразного топлива на его теплоту сгорания; $Q_{пг}$ — теплопроизводительность парогенератора; $\eta_{пг}$ — к. п. д. парогенератора, %.

Такое определение состава смеси, как будет видно из дальнейшего, может быть проведено приближенно (с погрешностью порядка $\pm 5\%$) без особого ущерба для точности.

Избыток воздуха. При совместном сжигании различных видов топлив для определения избытка воздуха рекомендуется пользоваться уточненной кислородной формулой (5-14):

$$\alpha = K_{\alpha} \frac{21}{21 - O_2} = \left(1 - \frac{\rho O_2}{21}\right) \frac{21}{21 - O_2} = \frac{21 - \rho O_2}{21 - O_2}.$$

Для распространенных энергетических топлив величина ρ имеет следующие значения (§ 5-2,б):

Твердое топливо (включая антрацит и торф)	0,02
Мазут и нефть	0,05
Попутный газ	0,08
Природный газ	0,10

Средневзвешенное значение величины ρ при совместном сжигании двух топлив определяется по формуле

$$\rho_{см} = q'\rho_{I} + (1 - q')\rho_{II}, \qquad (5\text{-}65а)$$

где ρ_{I} и ρ_{II} — величины коэффициента для каждого из сжигаемых топлив; q' — доля одного из топлив в смеси по тепловыделению.

Для твердого топлива и природного газа, сжигаемых в разных долях по тепловыделению,

$$\rho_{см} = 0{,}05(0{,}02 + 0{,}10) = 0{,}06.$$

Подсчитаем для этого, наиболее неблагоприятного сочетания видов топлив максимально возможную погрешность. Пусть в уходящих газах $O_2 = 8\%$.

Избыток воздуха при совместном сжигании этих топлив

$$\alpha_{см} = \frac{21 - 0{,}06 \cdot 8}{21 - 8} = 1{,}578.$$

Избыток воздуха при сжигании только одного природного газа

$$\alpha = \frac{21 - 0{,}10 \cdot 8}{21 - 8} = 1{,}553.$$

Относительная максимально возможная погрешность

$$\delta\alpha = \frac{\alpha_{см} - \alpha}{\alpha} \cdot 100 = \frac{0{,}025}{1{,}553} 100 \approx 1{,}6\%.$$

Действительная погрешность будет значительно меньше. Но даже при этой максимально возможной погрешности потеря тепла q_2 изменяется примерно лишь на 0,1% (абсолютных), что вполне допустимо для контроля экономичности совместного сжигания топлив при неопределенном соотношении между ними.

Потеря тепла с уходящими газами. Расчет потери тепла рекомендуется производить по обобщенной формуле автора (5-25), принятой Минэнерго для контроля экономичности работы электростанций [Л. 36]. Рассмотрим модификации этой формулы [(5-25а)—(5-25д)] для сухих твердых топлив (при $W^{п} < 2$), мазута, нефти, а также природных и попутных газов, позволяющие обойтись без использования приведенной влажности топлива.

Потеря тепла q_2 в части, зависящей от свойств топлива (при $W^{п} < 2$), определяется тремя коэффициентами:

$$q_2 = f(K;\ C;\ b)$$

значения этих коэффициентов (при $W^{п} < 2$):

Топливо:	K	C	b
А, ПА, Т	3,53	0,38	0,12
каменные угли	3,53	0,46	0,14
мазут, нефть	3,50	0,45	0,13
газы природные	3,53	0,60	0,18
газы попутные	3,52	0,62	0,16
совместно сжигаемые топлива	3,52	$C_{см}$	0,15

Таким образом, воспользовавшись усредненными значениями коэффициентов K, C и b, потерю тепла с уходящими газами при совместном сжигании рассмотренных различных видов сухих топлив можно подсчитать по обобщенной формуле, являющейся модификацией основной формулы (5-25):

$$q_2 = (3{,}52\alpha_{ух} + C_{см})\left(\vartheta_{ух} - \frac{\alpha_{ух}}{\alpha_{ух} + 0{,}15} t_{х.в}\right)(1 - 0{,}01q_4) \cdot 10^{-2},\ \%. \qquad (5\text{-}25е)$$

Здесь $C_{см}$ — усредненный для совместно сжигаемых топлив расчетный коэффициент, равный

$$C_{см} = q'C_{I} + (1 - q')C_{II}, \qquad (5\text{-}66)$$

где C_{I} и C_{II} — расчетные коэффициенты C, которые берутся для каждого совместно сжигаемого топлива.

Проиллюстрируем применение формулы (5-25е) на примере совместного сжигания мазута и природного газа.

Пусть $\vartheta_{ух} = 130°C$; $\alpha_{ух} = 1{,}5$; $t_{х.в} = 20°C$; $q_4 = 0$; $q' = 0{,}5$ (равные доли обоих топлив по теплу).

Погрешность определения найдем из условия больших отклонений доли определяющего топлива в пределах $q' = 0{,}25 \div 0{,}75$. Понятно, что искомая погрешность будет вдвое меньше той максимально возможной погрешности, когда фактически сжигается не смесь, а только одно из этих топлив ($q' = 0$ или $q' = 1$).

Усредненный коэффициент $C_{см}$ для случая равных долей ($q' = 0{,}5$)

$$C_{см} = 0{,}5 \cdot 0{,}45 + 0{,}5 \cdot 0{,}6 = 0{,}525.$$

Потеря тепла при совместном сжигании топлив по (5-25е)

$$q_2^{см} = (3{,}52 \cdot 1{,}5 + 0{,}525)\left(130 - \frac{1{,}5}{1{,}5 + 0{,}15} 20\right) \cdot 10^{-2} \approx 6{,}48\%.$$

Потеря тепла при сжигании мазута по (5-25в)

$$q_2 = (3{,}5 \cdot 1{,}5 + 0{,}45)\left(130 - \frac{1{,}5}{1{,}5 + 0{,}15} 20\right) \cdot 10^{-2} \approx 6{,}36\%.$$

Абсолютная погрешность для наших условий ($q' = 0{,}25 \div 0{,}75$)

$$\Delta q_2 = 0{,}5\,(q_2^{см} = q_2) = 0{,}5\,(6{,}48 - 6{,}36) = 0{,}06\%.$$

При контроле экономичности совместного сжигания топлив и значительной неопределенности распределения между ними тепловыделения ($\Delta q' = \pm 0{,}25$) можно считать вполне допустимой погрешность определения потери тепла q_2 на величину около $\pm 0{,}1\%$ (абсолютных). Обобщенная формула (5-25е) отвечает этому требованию.

Потеря тепла от химической неполноты сгорания. В основу расчета может быть положена обобщенная формула (5-43), которая в общем виде выражает зависимость потери тепла q_3 от характеристики топлива и параметров режима. Для контроля экономичности совместного сжигания топлив можно без ущерба для точности не считаться со слабым влиянием приведенной влажности топлива на потерю тепла от химической неполноты сгорания и представить расчетную формулу в упрощенном виде

$$q_3^{см} = 0{,}026\,(\alpha - \rho_{см})\,Q_{неп.гор},\ \%, \qquad (5\text{-}43а)$$

если $Q_{неп.гор}$ — в кДж/м³, или

$$q_3^{см} = 0{,}11\,(\alpha - \rho_{см})\,Q_{неп.гор},\ \%, \qquad (5\text{-}43б)$$

если $Q_{неп.гор}$ — в ккал/м³.

Здесь $Q_{неп.гор}$ — суммарная теплота сгорания газообразных горючих компонентов (CO; H_2; CH_4), содержащихся в 1 м³ сухих продуктов сгорания, определяемая по (5-44); $\rho_{см}$ — усредненная величина для совместно сжигаемых топлив, характеризующая относительный объем сухих продуктов сгорания (§ 5-2,б) и подсчитываемая по (5-65а).

Точность определения потери тепла q_3 по (5-43а) и (5-43б) вполне достаточна для контроля экономичности совместного сжигания топлив (§ 5-4,в).

Потеря тепла от механического недожога. Потеря тепла q_4 при сжигании твердого топлива совместно с жидким или газообразным относится полностью к твердому топливу. Механическим недожогом жидкого топлива в этом случае можно пренебречь. Можно также пренебречь и зольностью жидкого топлива. Следовательно, содержание горючих в уносе при совместном сжигании различных топлив характеризует недожог только твердого топлива. При этом, если содержание горючих в уносе неизменное, то потеря тепла q_4, входящая в тепловой баланс парогенератора, будет тем выше, чем больше доля твердого топлива по тепловыделению.

Потеря тепла от механического недожога при совместном сжигании двух топлив, входящая в тепловой баланс парогенератора, равна:

$$q_4^{см} = (1 - q')\,q_4,\ \%. \qquad (5\text{-}67)$$

Здесь q' — доля по тепловыделению жидкого или газообразного топлива, сжигаемого совместно с твердым, определяемая по (5-64); q_4 — потеря тепла от механического недожога твердого топлива, определяемая по формулам § 5-5,а.

Из (5-67) следует, что с увеличением доли жидкого или газообразного топлива потеря тепла от недожога для смеси с твердым топливом уменьшается: $\uparrow q' - \downarrow q_4^{см}$. В случае когда доля твердого топлива в

смеси равна нулю, потеря $q_4^{см} = 0$. Но следует иметь в виду, что при совместном сжигании, особенно в комбинированных горелках, увеличение доли жидкого или газообразного топлива часто влечет за собой повышение горючих в уносе и рост величины q_4, т. е. менее экономичное использование самого твердого топлива.

Потерю тепла q_4 рекомендуется определять по (5-57)—(5-59), в которые не входит теплота сгорания топлива, т. е. по зависимости $q_4 = f(a_{ун};\ Г_{ун};\ A^c)$.

Необходимые расчетные коэффициенты определяются приближенно по § 5-5,а. Погрешность в 1—2% (относительных) при определении потери тепла q_4 несущественна (§ 2-9).

Коэффициент полезного действия парогенератора (брутто) при совместном сжигании двух топлив

$$\eta_{пг}^{см} = 100 - q_2^{см} - q_3^{см} - q_4^{см} - q_5 - (1 - q')\,q_{6шл},\ \%, \qquad (5\text{-}68)$$

где q_5 — потеря тепла от наружного охлаждения, принимается в зависимости от номинальной мощности и нагрузки парогенератора по § 5-6; $q_{6шл}$ — потеря с теплом шлака, принимается по § 5-7, а введение множителя $(1-q')$ производится аналогично определению величины $q_4^{см}$ по (5-67).

Глава шестая

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОГЕНЕРАТОРА

6-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Профессор С. Я. Корницкий стремился внедрить прогрессивный метод теплового расчета парогенераторов по приведенным характеристикам топлива еще около 30 лет назад [Л. 3 и 4]. В настоящее время в связи с усложнением расчета, большой мощностью агрегатов и широким ассортиментом топлив важность этого вопроса возросла.

Доступность и крупные преимущества приведенных характеристик топлива в части расчета балансовых соотношений и обобщения рабочих процессов показаны на конкретных примерах. Для этой цели в настоящей главе использованы пример теплового расчета парогенератора энергоблока 300 МВт при работе на донецком угле марки Г (отсев) из нормативного метода [Л. 7] и расчет агрегата той же мощности при работе на мазуте, выполненный Таганрогским котлостроительным заводом.

В последних параграфах настоящей главы принципиально рассмотрена тепловая работа топки при различной рециркуляции газов и дана методика определения балансовых температур по тракту газов.

6-2. ОСНОВЫ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА

На один тепловой расчет парогенератора (или водогрейного котла), выпускаемого промышленностью, приходятся сотни учебных расчетов, выполняемых в институтах и техникумах. Понятно, что методика расчета как для промышленности, так и для учебных целей в основном должна быть единой. Она должна быть проще, нагляднее, по возможности исключающей сколько-нибудь значительные погрешности, легко поддающейся проверке и обобщениям.

По обычной методике теплового расчета определяющей величиной является расход топлива (B). В основу балансовых соотношений положены объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания (V, I), а также тепловосприятия (Q_i), отнесенные к 1 кг (м³) топлива. Все рассмотренные величины сильно зависят от теплоты сгорания топлива ($Q^{р}_{н}$). Так как различные топлива сильно разнятся по величине $Q^{р}_{н}$, грубо от 12 до 42 МДж/кг (от 3000 до 10 000 ккал/кг), то тепловые расчеты серийных парогенераторов на таких топливах пестрят различными значениями этих величин (B, V, I и Q_i), которые разнятся примерно так же значительно, как и теплота сгорания топлива. Обобщение таких расчетов и выявление погрешностей (оценка правильности балансовых соотношений) весьма затруднены.

При тепловом расчете по приведенным характеристикам топлива определяющей величиной является расход тепла. В основу балансовых соотношений положены приведенные объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания ($V^{п}$, $I^{п}$), а также приведенные тепловосприятия ($Q^{п}_{i}$), отнесенные к теплу топлива. Все эти приведенные величины численно не зависят от системы измерений (§ 1-3). Для их определения требуется лишь минимальные сведения о топливе (сорт, $W^{п}$). Обобщенные коэффициенты и приведенные итоговые величины мало разнятся для различных топлив. Влияние качества топлива выражается обычно простой линейной зависимостью

$$X \approx a + cW^{п}.$$

При этом величина приведенной влажности топлива, благодаря относительно малым величинам углового коэффициента c сказывается сравнительно слабо.

Наглядность расчета по приведенным характеристикам топлива исключительно высока. Величины $I^{п}$ и $Q^{п}_{i}$ безразмерны. Будучи уменьшены в 10 раз они выражают все энтальпии и тепловосприятия в процентах от величины $Q^{р}_{н}$. Приведенные характеристики топлива открывают большие возможности для обобщений и в части теплообмена. Важно, что они позволяют легко выявить сколько-нибудь значительные погрешности балансовых расчетов и совершенно исключают «скрытые» ошибки из-за несоответствий состава топлива и его теплоты сгорания (§ 3-8,б).

Достоинства и особенности теплового расчета по приведенным характеристикам топлива детально рассмотрены и обоснованы ниже, в соответствующих параграфах главы. Здесь ограничимся лишь характерными общими оценками.

В нормах [Л. 7], как уже упоминалось, приведены табличные данные по 44 природным и попутным газам. При расчетах парогенератора на каждое из этих топлив должны быть составлены таблицы объемов, I, t-таблицы и диаграммы, а также все необходимые балансовые соотношения. Затем производятся громоздкие расчеты, связанные с теплообменом. Между тем по приведенным характеристикам при отнесении расчетных величин не к 1 м³ газа, а к 1000 ккал (или $4{,}19 \cdot 10^3$ кДж) его теплоты сгорания достаточен лишь один тепловой расчет. При этом используются одинаковые для всех этих 44 топлив приведенные таблицы объемов, энтальпий и одна универсальная приведенная I, t-диаграмма, а также одинаковые балансовые соотношения. Результаты теплового расчета по теплообмену при одинаковых заданиях по режиму и конструкции парогенератора также будут одинаковыми. Это объективно подтверждается высокой стабильностью обобщенных констант для всех этих 44 топлив (табл. 3-7 и 4-10). Все итоговые тепловосприятия, температуры продуктов сгорания и горячего воздуха, поверхности нагрева и к. п. д. парогенератора, рассчитанные однократно по приведенным характеристикам, будут такими же, как в каждом из 44 расчетов по обычной методике.

Спрашивается, сколько бессмысленного труда может быть затрачено в промышленности и, безусловно, студентами при расчетах серийного парогенератора на эти различные газообразные топлива по обычной методике. Ведь отличия в итоговых результатах при одинаковых заданиях будут вызваны лишь ошибками громоздких расчетов.

Можно ли оправдать такой подход к расчетам в учебных целях? По нашему мнению, варьирование учебных расчетов серийного парогенератора, отличающихся в основном только наименованием и теплотой сгорания по существу одинаковых топлив, безусловно вредно. По приведенным характеристикам такое варьирование расчетов вообще невозможно, так как все результаты расчета будут одинаковыми. Полезно для студентов осмысленное варьирование расчетов для отражения переменных условий работы парогенератора, например: расчет серийного парогенератора на один или несколько видов топлива с вариациями по нагрузке, избытку воздуха в топке, рециркуляции газов, величине присосов воздуха, температуре уходящих газов и горячего воздуха и др. Такое варьирование учебных расчетов облегчает их обобщение, расширяет наши познания о работе парогенераторов. Особенно эффективны вариантные расчеты по методике приведенных характеристик.

Все сказанное о полезности унификации тепловых расчетов по приведенным характеристикам на одно представительное газообразное топливо, понятно, относится и к жидким топливам, а также к твердым с учетом их приведенных величин $W^{п}$ и $A^{п}$.

6-3. ТОЧНОСТЬ РАСЧЕТА ПО НОРМАТИВНОМУ МЕТОДУ И ПО ПРИВЕДЕННЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

Сравним точность расчета балансовых соотношений для парогенератора по обычному методу и по приведенным характеристикам. Для этого вначале рассмотрим погрешности расчета по нормативному методу. При подсчете энтальпий озоленных продуктов сгорания разрешается пренебречь физическим теплом золы, если приведенная величина уноса золы из топки соответствует неравенству [Л. 7]:

$$\frac{a_{ун} A^{р}}{Q^{р}_{н}} \cdot 10^{3} \leqslant 6 \text{ или } a_{ун} A^{п} \leqslant 6.$$

Какова погрешность расчета, связанная с этим допущением? Например, для карагандинского угля марки К (при $A^п=5{,}4$; $W^п=1{,}6$; $\alpha_т=1{,}2$) согласно (4-10) и рис. 4-4 погрешность равна:

$$K_{зл}=\frac{I_{зл}}{I_г}100=a_{ун}A^п K'_{зл}=0{,}95\cdot 5{,}4\cdot 0{,}47\approx 2{,}3\%.$$

Таким образом, все температуры продуктов сгорания, начиная от теоретической, завышены примерно на 2%, так как не учтен расход тепла на нагрев взвешенной летучей золы.

При обычной методике расчета кроме рассмотренной явной погрешности могут иметь место «скрытые» погрешности, вызванные несоответствием между теплотой сгорания топлива ($Q^р_н$) и объемами и энтальпиями (V; I). Такие несоответствия обнаружены и в нормативных данных [Л. 7 и 8] при выборочной проверке с помощью приведенных характеристик. Чаще «скрытые» погрешности невелики ($\pm 0{,}5 \div 2\%$), но в отдельных случаях они достигают 4—6% и больше (табл. 3-4 и 3-5). Понятно, что они прямо сказываются на итоговых результатах расчета.

Рассмотрим в виде примера одно топливо — кузнецкий уголь марок Ж, К, ОС (промпродукт): $W^р=7\%$; $Q^р_н=5000$ ккал/кг; $V^г=23\%$ [Л. 7]. Для этого угля во всех данных по объемам и энтальпиям заложена крупная «скрытая» погрешность. По нормам теоретическая энтальпия воздуха при 1000°С для этого угля: $I^0_в=1631$ ккал/кг [Л. 7]. По этой энтальпии и по (4-1а) находим величину коэффициента Y при 1000°С:

$$Y=\frac{1000I^0_в}{Q^р_н+6W^р}=\frac{1000\cdot 1631}{5000+6\cdot 7}\approx 324.$$

Сверим этот коэффициент с его обобщенными значениями. Для всех каменных углей Советского Союза по данным приложений IV и V $Y=377\div 378{,}5$. Расхождение очень большое: около 14%.

Причина погрешности в данном случае заключается в большом несоответствии между объемом воздуха и теплотой сгорания топлива (табл. 3-4).

Большинство данных нормативного метода подсчитано с высокой точностью. Однако «скрытые» ошибки при обычной методике расчета возможны, особенно для новых сортов и месторождений топлив. Напомним, что если несоответствия между величиной $Q^р_н$, с одной стороны, и величинами V и I — с другой, находятся в пределах допустимых расхождений для определений $Q^г_н$ по бомбе и формуле Менделеева (примерно $\pm 2\div 3\%$), то упомянутые погрешности по обычной методике выявить нельзя.

При расчетах по приведенным характеристикам подобные «скрытые» ошибки вообще невозможны, так как расчетные величины объемов и энтальпий определяются по обобщенным константам и относятся они не к 1 кг (м³) топлива, а непосредственно к теплоте сгорания топлива. Более того, обнаружить «скрытые» погрешности можно легко лишь с помощью обобщенных констант.

Погрешности теплового расчета, связанные с применением приведенных характеристик, можно разбить на три группы:

1) погрешность определения общего расхода тепла;

2) неточность расчета теплообмена из-за погрешностей определения объемов (и состава) воздуха и продуктов сгорания;

3) неточность итоговых определений из-за погрешности подсчета энтальпий. Рассмотрим кратко эти погрешности.

1. При определении общего количества тепла, расходуемого парогенератором $\frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}}\cdot 100$, погрешность может возникнуть лишь вследствие подсчета потери тепла q_2 по обобщенной методике. Однако точность методики высока. В большинстве случаев погрешность незначительна: $\Delta q_2<0{,}1\%$ (§ 5-3,ж).

Таким образом расход тепла определяется с точностью до $\pm 0{,}1\%$.

2. При определении объемов воздуха и продуктов сгорания по приведенным характеристикам погрешность в большинстве случаев меньше 1% (§ 3-8,в). Погрешность, равная 1% при определении объемов и соответственно скорости газов, сказывается на коэффициенте теплопередачи примерно лишь на 0,5—0,6% (с учетом «сглаживающего» влияния коэффициента загрязнения). Такая погрешность в 3—4 раза меньше допустимых по нормам расхождений между тепловосприятием по балансу и теплообмену ($Q_б$ и $Q_т$) при поверочных расчетах [Л. 7] отдельных ответственных элементов парогенератора (ширма, конвективный перегреватель):

$$\frac{Q_б-Q_т}{Q_б}\cdot 100=\pm 2\%.$$

Погрешности определения содержания трехатомных газов в продуктах сгорания по приведенным характеристикам (§ 3-5) сказываются на расчете теплообмена в топке и конвективных газоходах незначительно.

3. Погрешность определения энтальпий по приведенным характеристикам в большинстве случаев не выходит за пределы $\pm 0{,}5\div 1\%$ (§ 4-6—4-12). Эта погрешность прямо сказывается на итоговых результатах (тепловосприятия, поверхности нагрева) лишь пропорционально разности энтальпий. Таким образом, для наибольшего тепловосприятия в топке при прямой отдаче $\sigma=0{,}5$ погрешность составит $\pm 0{,}25\div 0{,}5\%$.

Суммарное влияние погрешностей метода приведенных характеристик по расходу тепла ($\pm 0{,}1\%$), по теплообмену ($\pm 0{,}6\%$) и по энтальпиям ($\pm 0{,}5\%$) приводит к итоговой погрешности расчета парогенератора, равной $\sqrt{0{,}1^2+0{,}6^2+0{,}5^2}\approx\pm 0{,}8\%$. Такая небольшая относительная погрешность для данного расчета вполне приемлема, если учесть отсутствие в методике приведенных характеристик «скрытых» погрешностей (см. выше), большую наглядность расчета и сравнительно малую зависимость обобщенных констант и приведенных расчетных параметров от топлива.

6-4. ТОПЛИВО, ОБЪЕМЫ И СОСТАВ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Проиллюстрируем применение методики расчета по приведенным характеристикам на примере сопоставления расчетных величин, полученных по этой методике, с данными примерного расчета парогенератора на донецком угле марки Г, приведенного в нормах [Л. 7].

Для расчета по приведенным характеристикам достаточны следующие минимальные сведения о топливе, соответствующие примерному расчету:

каменный уголь:

$$W^п=\frac{W^р}{Q^р_н}\cdot 10^3=\frac{11}{5000}\cdot 10^3=2{,}2;\quad A^п=\frac{22{,}3}{50\,000}\cdot 10^3=4{,}46.$$

Подсчитываем приведенные теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания по (3-6) и (3-7) с обобщенными константами из табл. 3-1:

$$V_{в}^{п,0} = a + 0{,}007W^{п} = 1{,}1 + 0{,}007 \cdot 2{,}2 = 1{,}115;$$

$$V_{г}^{п,0} = b + 0{,}02W^{п} = 1{,}16 + 0{,}02 \cdot 2{,}2 = 1{,}204.$$

При избытке воздуха в топке $\alpha = 1{,}2$:

$$V_{г}^{п} = V_{г}^{п,0} + (\alpha - 1)\, V_{в}^{п,0} = 1{,}204 + (1{,}2 - 1)\, 1{,}115 = 1{,}427 \approx 1{,}43.$$

Находим при $\alpha=1{,}2$ приведенные содержания трехатомных газов по (3-25) и (3-29) с обобщенными константами из табл. 3-2:

$$V^{п}_{RO_2} = \frac{x}{100} V_{в}^{п,0} = \frac{18{,}2}{100} \cdot 1{,}115 = 0{,}203;$$

$$V^{п}_{H_2O} = \left(\frac{\Delta}{x} + \frac{21 - x}{100} + 0{,}016\alpha\right) V_{в}^{п,0} + 0{,}0124W^{п} =$$

$$= \left(\frac{0{,}05}{1{,}2} + \frac{21 - 18}{100} + 0{,}016 \cdot 1{,}2\right) \cdot 1{,}115 + 0{,}0124 \cdot 2{,}2 = 0{,}13.$$

Объемные доли трехатомных газов при $\alpha=1{,}2$ находим по формулам (3-34) и (3-35):

$$r_{RO_2} = \frac{V^{п}_{RO_2}}{V^{п}_{г}} = \frac{0{,}203}{1{,}43} = 0{,}142; \quad \frac{V^{п}_{H_2O}}{V^{п}_{г}} = \frac{0{,}13}{1{,}43} = 0{,}091;$$

$$r_{п} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0{,}142 + 0{,}091 = 0{,}233.$$

Концентрацию золы в дымовых газах подсчитываем по (3-36):

$$\mu = \frac{a_{ун} A^{п}}{100 V^{п}_{г} \rho^{п}_{г}} = \frac{0{,}8 \cdot 4{,}46}{100 \cdot 1{,}43 \cdot 1{,}3} = 0{,}0192 \text{ кг/кг}.$$

При сжигании твердого топлива рассмотренные характеристики продуктов сгорания достаточны для расчета теплообмена в топке. При сжигании газообразного и жидкого топлива для такого расчета по нормативному методу требуется знание коэффициента ослабления лучей сажистыми частицами (K_c). Необходимое для этого отношение $C^{р}/H^{р}$ берется характерное для месторождений используемого топлива по данным [Л. 7].

Таблица 6-1

Характеристики продуктов сгорания донецкого угля марки Г (отсев) при $\alpha = 1{,}2$

Величины	По приведенным характеристикам	По расчету из нормативного метода [Л. 7]	Расхождение, %
$V_{в}^{0}$, м³/кг	5,575	5,545	0,5
$V_{г}$, м³/кг	7,15	7,15	0,0
r_{RO_2}	0,142	0,140	0,1
r_{H_2O}	0,091	0,091	0,0
$r_{п}$	0,233	0,231	0,1
μ, кг/кг	0,0192	0,0192	0,0

Сравним значения, полученные по приведенным характеристикам, с теми же данными примерного расчета из норм. Для удобства сравнения вместо приведенных объемов вычислим значения удельных объемов, пересчитанные по приведенным характеристикам:

$$V = \frac{Q^{р}_{н}}{1000} V^{п} = \frac{5000}{1000} V^{п} = 5V^{п}, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Из сравнения значений величин, полученных по обобщенной методике, с данными примерного расчета из норм видно, что относительные расхождения незначительны (табл. 6-1).

6-5. ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Сопоставим теоретические энтальпии воздуха и продуктов сгорания, полученные по приведенным характеристикам, с теми же величинами из примерного расчета по нормативному методу [Л. 7]. Для наглядности сравнения помимо приведенных энтальпий вычислены обычные энтальпии, пересчитанные по соотношению:

$$I = \frac{Q^{р}_{н}}{1000} I^{п} = \frac{5000}{1000} I^{п} = 5I^{п}.$$

Приведенные энтальпии взяты из приложения VI по экибастузскому углю, являющемуся «опорным» для каменных углей. Поправочный коэффициент, учитывающий отличие состава горючей массы донецкого угля марки Г, равен: $Э_{тл}=1$ (табл. 4-4). Разница в приведенной влажности «опорного» экибастузского угля ($W^{п}\approx2$) и донецкого марки Г ($W^{п}\approx2{,}2$) незначительна. Поэтому можно сопоставить данные по энтальпиям из I, t-таблицы для экибастузского угля (приложение VI) с энтальпиями примерного расчета из норм (табл. 6-2). Из рассмотрения таблицы видно, что расхождения невелики и допустимы: 0,3—0,8%. При учете небольшой разницы во влажности ($\Delta W^{п}=0{,}2$) погрешность возрастает незначительно — до 0,5—1%. Эта погрешность в 2—3 раза меньше погрешности для рассматриваемого угля вследствие неучета его зольности, которая равна (при значениях $\alpha=1{,}2$; $a_{ун}A^{п}=0{,}8 \cdot 4{,}46 \approx 3{,}6$): $K_{зл}=3{,}6 \cdot 0{,}48 \approx 1{,}7\%$ (рис. 4-4).

Таблица 6-2

Энтальпии воздуха и продуктов сгорания каменного угля ($W^{п} \approx 2$; поправка на состав горючей массы топлива $Э_{тл} = 1$)

Температура, °С	По приведенным характеристикам				По расчету из норм [Л. 7]		Расхождение	
	$I_{в}^{п,0}$	$I_{г}^{п,0}$	$I_{в}^{0}$, ккал/кг	$I_{г}^{0}$, ккал/кг	$I_{в}^{0}$, ккал/кг	$I_{г}^{0}$, ккал/кг	$\delta I_{в}$, %	$\delta I_{г}$, %
200	71,1	81,4	355	407	353	405	+0,6	+0,5
500	183,2	213	915	1065	907	1056	+0,8	+0,8
800	302,1	355	1510	1775	1499	1758	+0,7	+0,7
1100	424,5	503	2122	2515	2115	2503	+0,3	+0,3
1400	554	660	2770	3300	2753	3274	+0,6	+0,8
1700	684,6	819	3420	4095	3402	4063	+0,5	+0,8
2000	817,6	980	4090	4900	4063	4868	+0,6	+0,7

Примечание. Расхождения определялись по формуле $\frac{I_{п.х} - I_{н.м}}{I_{н.м}} \cdot 100\%$.

На этом примере показано, что опорная I, t-диаграмма (рис. 4-6) является универсальной для всех каменных углей. В ряде случаев потребуются небольшие поправки на отклонения состава горючей массы и приведенной влажности от соответствующих характеристик «опорного» топлива.

6-6. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПАРОГЕНЕРАТОРА

По обычной методике расчета парогенератора при отнесении расчетных величин к 1 кг (м³) сожженного топлива важное значение приобретает расчетный расход топлива

$$B_р = B(1-0{,}01q_4) = \frac{Q_{пг}(100-q_4)}{\eta_{пг}(Q^р_н + Q_{в.вн} + i_{тл})} =$$

$$= \frac{Q_{пг}(100-q_4)}{\eta_{пг}Q^р_р}, \text{ кг/с (кг/ч)}. \qquad (6\text{-}1)$$

При расчете по методике приведенных характеристик такое же важное значение приобретает расчетный расход тепла (тепло фактически сожженного топлива)

$$Q_р = B_р Q^р_н = \frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}}(100-q_4)K_Q, \text{ кВт (ккал/ч)}. \qquad (6\text{-}2)$$

Здесь $Q_{пг}$ — тепловая мощность (часовая теплопроизводительность) парогенератора; $Q_{в.вн}$ — тепло, приходящееся на 1 кг топлива, внесенное воздухом за счет подогрева его посторонним источником тепла; $i_{тл}$ — физическое тепло топлива, подогретого теплом извне; $\eta_{пг}$ — к. п. д. парогенератора, %; q_4 — потеря тепла от механической неполноты сгорания, %; K_Q — поправочный коэффициент (≤ 1), отражающий уменьшение расхода топлива за счет предварительного подогрева воздуха и топлива теплом извне (§ 5-3,в), равный

$$K_Q = \frac{Q^р_н}{Q^р_н + Q_{в.вн} + i_{тл}} = \frac{Q^р_н}{Q^р_р}.$$

Преобразуя формулу (6-2), выразим тепловую мощность парогенератора (все тепло, полезно отданное в парогенераторе) в приведенных величинах:

$$Q^п_{пг} = \frac{Q_{пг}\cdot 1000}{B_р Q^р_н} = \frac{10\eta_{пг}}{(1-0{,}01q_4)K_Q}. \qquad (6\text{-}2а)$$

Сравним основные результаты составления теплового баланса, произведенного по приведенным характеристикам, с результатами, полученными в примерном расчете парогенератора энергоблока 300 МВт на донецком угле марки Г при жидком шлакоудалении [Л. 7]. Сохраняем одинаковыми для обеих методик характеристику топлива и принятые исходные данные: $Q^р_н = Q^р_р = 5000$ ккал/кг; $K_Q = 1$; $W^п = 2{,}2$; $A^п = 4{,}46$; $q_3 = 0$; $q_4 = 0{,}5\%$; $q_5 = 0{,}2\%$; $\vartheta_{ух} = 123°C$; $t_{х.в} = 30°C$; $\alpha_{ух} = 1{,}4$; $a_{шл} = 0{,}2$; $t_{шл} = t_3 + 100 = 1350 + 100 = 1450°C$; $Q_{пг} = 630\cdot 10^6$ ккал/ч.

Потерю тепла с уходящими газами можно определить двумя методами:

1) используя табл. 6-2 при $\alpha_{ух} = 1{,}4$, по (5-21б) получаем:

$$q_2 = 0{,}1(I^п_{ух} - \alpha_{ух} I^{п,0}_{х.в})(1-0{,}01q_4) \approx 0{,}1(67 - 1{,}4\cdot 10{,}5)\,0{,}995 = 5{,}2\%;$$

Таблица 6-3

Тепловой баланс парогенератора, расход топлива и тепла (энергоблок 300 МВт; донецкий уголь марки Г; $Q^р_н = Q^р_р$)

Величины	По приведенным характеристикам	По расчету из норм [Л. 7]	Расхождение
q_2, %	5,20	5,18	0,02
$q_3 + q_4 + q_5$, %	0,7	0,7	—
$q_{6шл}$, %	0,36	0,36	0,0
$\eta_{пг}$, %	93,8	93,8	0,0
$B_р$, т/ч	—	133,6	—
$Q_р = \frac{Q_{пг}}{\eta_{пг}}(100-q_4) = B_р Q^р_н$, Гкал/ч	668	668	0,0

2) по обобщенной формуле (5-26):

$$q_2 = (3{,}53\alpha_{ух} + 0{,}46)\left(\vartheta_{ух} - \frac{\alpha_{ух}}{\alpha_{ух}+0{,}14}t_{х.в}\right)(1-0{,}01q_4)\,10^{-2} =$$

$$= (3{,}53\cdot 1{,}4 + 0{,}46)\left(123 - \frac{1{,}4}{1{,}4+0{,}14}30\right)(1-0{,}01\cdot 0{,}5)\,10^{-2} = 5{,}16\%,$$

Потерю с теплом шлака определяем по (5-63):

$$q_{6шл} = 0{,}1 a_{шл} Z' A^п = 0{,}1\cdot 0{,}2\cdot 4\cdot 4{,}46 \approx 0{,}36\%.$$

Из сопоставления видно, что расхождений по обеим методикам практически нет (табл. 6-3).

6-7. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА В ТОПКЕ

При расчете теплообмена в топке пользуются двумя итоговыми формулами, соответствующими следующим функциональным зависимостям [Л. 7]:

при поверочном расчете

$$\vartheta''_т = f(T_а;\ B_р;\ V;\ c_{ср};\ \varphi;\ F_{ст};\ a_т;\ \Psi_{ср};\ M); \qquad (6\text{-}3)$$

при конструкторском расчете

$$F_{ст} = f(T_а;\ B_р;\ Q_л;\ T''_т;\ a_т;\ \Psi_{ср};\ M). \qquad (6\text{-}4)$$

Первые четыре величины в этих зависимостях определяются балансовыми соотношениями и могут быть подсчитаны по приведенным характеристикам просто и достаточно точно. Остальные величины определяются конструкцией топки, составом продуктов сгорания (табл. 6-1), свойствами топлива и не зависят от методики расчета.

Теоретическая температура горения находится по обобщенной I, t-диаграмме и вспомогательным графикам $\vartheta_а = f(\alpha;\ \bar{t}_в)$, составленным для каждого сорта топлива, позволяющим непосредственно определить искомую температуру. Вводятся небольшие поправки на отклонения состава горючей массы ($\pm 1 \div 2\%$) и приведенной влажности топлива. При необходимости учитывается рециркуляция газов, зольность топлива и диссоциация продуктов сгорания (§ 7-2,в—ж).

Комплексы, в которых участвует величина $B_р$, легко переводятся в балансовые соотношения, основанные на приведенных характеристи-

ках. При этом вместо расчетного расхода топлива ($B_р$) вводится расчетный расход тепла ($Q_р$):

1) при определении температуры $\vartheta''_т$ (поверочный расчет) по нормативному методу [Л. 7]

$$\varphi B_р V c_{ср} = \varphi B_р \frac{Q_т - I''_т}{\vartheta_а - \vartheta''_т}; \qquad (6\text{-}5)$$

по приведенным характеристикам

$$\varphi B_р V c_{ср} = \varphi \frac{Q_р}{1000} (V c_{ср})^п = \varphi \frac{Q_р}{1000} \frac{Q^п_т - I^{п\,\prime\prime}_т}{\vartheta_а - \vartheta''_т}; \qquad (6\text{-}5а)$$

2) при определении $F_{ст}$ (конструкторский расчет) по нормативному методу [Л. 7]

$$B_р Q_л = \varphi B_р (Q_т - I''_т); \qquad (6\text{-}6)$$

по приведенным характеристикам

$$B_р Q_л = \varphi \frac{Q_р}{1000} (Q^п_т - I^{п\,\prime\prime}_т). \qquad (6\text{-}6а)$$

Здесь $Q_р$ — расчетный расход тепла, определяется по (6-2); $Q^п_т$ — приведенное полезное тепловыделение в топке, равное:

$$Q^п_т = 1000 \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_4}{K_Q (100 - q_4)} + Q^п_в - Q^п_{в.вн} + r I^п_{г.отб}. \qquad (6\text{-}7)$$

Здесь $I^{п\,\prime\prime}_т$, $Q^п_в$, $Q^п_{в.вн}$ и $I^п_{г.отб}$ — приведенные энтальпии и приведенное тепло, подчиняющиеся соотношениям:

$$I^п = \left(\frac{I}{Q^р_н}\right) \cdot 10^3; \quad Q^п = \left(\frac{Q}{Q^р_н}\right) \cdot 10^3.$$

Сравним расчет теплообмена в топке энергоблока 300 МВт для донецкого угля марки Г по приведенным характеристикам с данными примерного расчета из нормативного метода [Л. 7].

Расчет поверочный, ведется по зависимости (6-3). Сохраняем исходные данные примерного расчета из норм: $Q^р_н = Q^р_р = 5000$ ккал/кг; $K_Q = 1$; $W^п = 2{,}2$; $B_р = 133\,600$ кг/ч; $Q_р = 5000 \cdot 133\,600 = 688 \cdot 10^6$ ккал/ч; $\alpha_т = 1{,}2$; $\Delta\alpha_т = 0$ (наддув); $\Delta\alpha_{пл.у} = 0{,}04$; $t_{г.в} = 337°C$; $t_{х.в} = 30°C$; $\bar{t}_в = 327°C$; $\vartheta''_т = 1200°C$ (предварительно задаемся).

Адиабатную температуру горения находим графически $\vartheta_а = 1995°C$ (рис. 7-5). Поправки на состав горючей массы топлива и приведенную влажность: $Э_{т.л} = 1{,}0$; $Э_г \approx 1{,}0$ (табл. 4-4 и § 4-8). Таким образом, $T_а = 2268$ К.

Определяем приведенное тепло, поступающее в топку с воздухом, взяв энтальпии горячего и холодного воздуха из рис. 4-6 или табл. 6-2:

$$Q^п_а = (\alpha_т - \Delta\alpha_{пл.у}) I^{п,0}_{г.в} + \Delta\alpha_{пл.у} I^{п,0}_{х.в} = 1{,}16 \cdot 120{,}7 + 0{,}04 \cdot 10{,}5 \approx 141.$$

Находим по (6-7) приведенное полезное тепловыделение в топке (потери тепла из § 6-6):

$$Q^п_т = 1000 \frac{100 - 0{,}5 - 0{,}36}{100 - 0{,}5} + 141 = 996 + 141 = 1137.$$

Определяем по I, t-диаграмме или по I, t-таблице (рис. 4-6, табл. 6-2) предварительно энтальпию газов на выходе из топки ($\vartheta''_т = 1200°C$):

$$I^{п\,\prime\prime}_{т.предв} = I^{п,0}_г + (\alpha''_т - 1) I^{п,0}_в = 554 + (1{,}2 - 1)\, 467 \approx 648.$$

По данным примерного расчета из норм находим комплекс, входящий в выражение для лучистого теплообмена по (6-5):

$$\varphi B_р V c_{ср} = \varphi B_р \frac{Q_т - I''_т}{\vartheta_а - \vartheta''_т} = 0{,}998 \cdot 133\,600 \frac{5679 - 3218}{2004 - 1200} \approx 408\,000 \text{ ккал/(ч·°C)}.$$

Подсчитываем этот же комплекс с помощью приведенных характеристик по (6-5а):

$$\varphi B_р V c_{ср} = \varphi \frac{Q_р}{1000} \frac{Q^п_т - I^{п\,\prime\prime}_т}{\vartheta_а - \vartheta''_т} =$$

$$= 0{,}998 \frac{668 \cdot 10^6}{1000} \frac{1137 - 648}{1995 - 1200} \approx 409\,000 \text{ ккал/(ч·°C)}.$$

Определение искомой величины $\vartheta''_т$ по приведенным характеристикам согласно итоговой формуле нормативного метода [Л. 7] производим по формуле

$$\vartheta''_т = \frac{T_а}{M \left(\frac{4{,}9 \cdot 10^{-8} \psi_{ср} F_{ст} T^3_а}{\varphi Q_р \cdot 10^3 (V c_{ср})^п} \right)^{0{,}6} + 1} - 273, \ °C, \qquad (6\text{-}8)$$

где $(V c_{ср})^п$ — приведенная средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания. Она в соответствии с (6-5а) равна:

$$(V c_{ср})^п = \frac{Q^п_т - I^{п\,\prime\prime}_т}{\vartheta_а - \vartheta''_т}.$$

Таблица 6-4

Итоги поверочного расчета теплообмена в топке парогенератора блока 300 МВт (донецкий уголь марки Г)

Величины	По приведенным характеристикам	По расчету из норм [Л. 7]	Расхождение, %
$T_а$, К	2268	2277	0,4
Полезное тепловыделение в топке:			
$Q^п_т$ (приведенное)	1137	—	—
$Q_т$, ккал/кг	5685	5679	0,1
$\varphi B_р V c_{ср}$, ккал/(ч·°C)	—	408 000	
$\varphi \frac{Q_р}{1000} (V c_{ср})^п$, ккал/(ч·°C)	409 000	—	0,2
$\vartheta''_т$, °C	1217	1220	0,2
Тепло, воспринятое в топке:			
$Q^{п.т}_л$ (приведенное)	479	—	—
$Q^т_л$, ккал/кг	2395	2395	0,0

Находим по (6-8) по балансовым данным приведенных характеристик и остальным данным примерного расчета из [Л. 7] температуру в конце топки

$$\vartheta''_{т}=\frac{2268}{0{,}5\left(\frac{4{,}9\cdot10^{-8}\cdot0{,}39\cdot2091\cdot0{,}945\cdot2268^{3}}{40\,900}\right)^{0{,}6}+1}-273=1217°C.$$

Отклонение предварительно принятой температуры ($\vartheta''_{т}=1200°C$) от полученной незначительное. Энтальпия газов на выходе из топки:

$$I''_{т}\approx\frac{1217}{1200}I''_{т.предв}\approx1{,}014\cdot648\approx657.$$

Количество тепла, воспринятое в топке:

$$Q^{п.т}_{л}=\varphi(Q^{п}_{т}-I''_{т})=0{,}998\,(1137-657)\approx479.$$

Сводим итоги расчета в табл. 6-4. Из ее рассмотрения видно, что составление балансовых соотношений по приведенным характеристикам практически не сказывается на результатах расчета теплообмена в топке.

6-8. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ И ШИРМОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Для расчета конвективных и ширмовых поверхностей нагрева используются два уравнения: теплообмена и теплового баланса.

Уравнение теплообмена по обычной методике:

$$Q_i=\frac{kH\Delta t}{B_р},\ \text{кДж/кг (ккал/кг)};\qquad(6\text{-}9)$$

соответственно по приведенным характеристикам:

$$Q^{п}_{i}=\frac{1000}{Q^{р}_{н}}Q_i=\frac{kH\Delta t}{B_р Q^{р}_{н}}\cdot10^{3}=\frac{kH\Delta t}{Q_р}\cdot10^{3},\qquad(6\text{-}10)$$

где k — коэффициент теплопередачи; H — поверхность нагрева, м²; Δt — температурный напор, °C; $B_р$ — расчетный расход топлива; $Q_р$ — расчетный расход тепла, определяемый по формуле (6-2).

Зная приведенное тепловосприятие ($Q^{п}_{i}$), легко найти тепловую мощность данного элемента парогенератора:

$$Q_i=Q^{п}_{i}\frac{B_р Q^{р}_{н}}{1000}=Q^{п}_{i}\frac{Q_{пг}}{10\eta_{пг}}(1-0{,}01q_4)K_Q,\ \text{кВт (ккал/ч)}.\qquad(6\text{-}10а)$$

Здесь $Q_{пг}$ — тепловая мощность всего парогенератора, (ккал/ч); $\eta_{пг}$ — к. п. д. парогенератора, %; $K_Q=Q^{р}_{н}/Q^{р}_{р}$ (§ 5-3,в) кВт.

Уравнение теплового баланса составляется на основе равенства между теплом, отданным дымовыми газами, и теплом, воспринятым паром, водой и воздухом.

Тепло, отданное газами, по обычной методике

$$Q_i=\varphi(I'-I''+\Delta\alpha I^{0}_{прс}),\ \text{кДж/кг (ккал/кг)};\qquad(6\text{-}11)$$

соответственно по приведенным характеристикам

$$Q^{п}_{i}=\varphi(I^{п\prime}-I^{п\prime\prime}+\Delta\alpha I^{п,0}_{прс}),\qquad(6\text{-}12)$$

где $\varphi=1-0{,}01q_5$ — коэффициент сохранения тепла, позволяющий распределять потерю тепла Q_5 пропорционально тепловосприятиям; I' и I'' — энтальпии газов на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее; $\Delta\alpha I^{0}_{прс}$ — количество тепла, вносимое в газоход присасываемым воздухом; $I^{0}_{прс}$ находится с помощью I, t-таблицы: для всех газоходов кроме воздухоподогревателя — по температуре холодного воздуха $t_{х.в}$, для воздухоподогревателей — по средней температуре воздуха $t_{ср}=0{,}5(t'_{вп}+t''_{вп})$.

Тепло, воспринятое обогреваемой средой, для ширмового и конвективного перегревателя по обычной методике определяется по формуле

$$Q=\frac{D}{B_р}(i''-i')-Q_л,\ \text{кДж/кг (ккал/кг)};\qquad(6\text{-}13)$$

соответственно по приведенным характеристикам

$$Q^{п}=\frac{Q}{Q^{р}_{н}}\cdot10^{3}=\frac{D}{Q_р}(i''-i')\,10^{3}-Q^{п}_{л}.\qquad(6\text{-}14)$$

Здесь из величины тепловосприятия вычтено тепло, полученное перегревателем излучением из топки $Q_л$.

Тепло, воспринятое перегревателем, экономайзером и переходной зоной прямоточного котла, расположенных в конвективном газоходе, по обычной методике определяется по формуле

$$Q=\frac{D}{B_р}(i''-i'),\ \text{кДж/кг (ккал/кг)};\qquad(6\text{-}15)$$

соответственно по приведенным характеристикам

$$Q^{п}=\frac{Q}{Q^{р}_{н}}\cdot10^{3}=\frac{D}{Q_р}(i''-i')\,10^{3},\qquad(6\text{-}16)$$

где D — расход пара (воды) через рассчитываемую поверхность нагрева, (кг/ч); i'' и i' — энтальпии пара (воды) на выходе и входе, кДж/кг (ккал/кг).

При расчете котельных пучков с постоянной температурой внутренней среды уравнение тепловосприятия обогреваемой среды не составляется.

Тепло, воспринятое воздухонагревателем, по обычной методике определяется по формуле

$$Q=\left(\beta''_{вп}+\frac{\Delta\alpha_{в.п}}{2}+\beta_{рц}\right)(I^{0''}_{вп}-I^{0'}_{вп}),\ \text{кДж/кг (ккал/кг)};\qquad(6\text{-}17)$$

соответственно по приведенным характеристикам

$$Q^{п}=\frac{Q}{Q^{р}_{н}}\cdot10^{3}=\left(\beta''_{вп}+\frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}+\beta_{рц}\right)(I^{п,0''}_{вп}-I^{п,0'}_{вп}),\qquad(6\text{-}18)$$

где $\Delta\alpha_{вп}$ — присос воздуха в воздухоподогреватель, принимаемый равным утечке с воздушной стороны (пояснения к материальному балансу даны в § 4-15); деление величины $\Delta\alpha_{вп}$ на два отвечает полному нагреву только половины утечки; $\beta_{рц}$ — доля рециркулирующего воздуха; $I^{0''}_{вп}$ и $I^{0'}_{вп}$ — энтальпии теоретически необходимого воздуха на выходе и входе в воздухоподогреватель, кДж/кг (ккал/кг).

Напоминаем, что все приведенные тепловосприятия и энтальпии ($Q^п$; $I^п$) — безразмерные величины, численные значения которых не зависят от системы измерений. Уменьшенные в 10 раз, они представляют собой доли тепла в процентах от теплоты сгорания топлива:

$$\delta Q = Q^п \cdot 10^{-1} = \frac{Q}{Q^р_н} 100, \%; \quad \delta I = I^п \cdot 10^{-1} = \frac{I}{Q^р_н} \cdot 100, \%.$$

Определение коэффициентов теплопередачи при расчетах по обеим методикам дает практически одинаковый результат, так как скорости газов (объемные расходы) и их состав определяются по приведенным характеристикам с достаточно высокой точностью. В большинстве случаев погрешность меньше 1% (§ 3-8,в; табл. 6-1 и 6-3), что не может сколько-нибудь существенно сказаться на коэффициенте теплопередачи.

Самым крупным тепловосприятием в парогенераторе является обычно тепло, воспринятое в топке $Q^т_л$. Расчет этой величины по обычной методике и по приведенным характеристикам не дал расхождений (табл. 6-4).

6-9. НЕВЯЗКА ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА ПАРОГЕНЕРАТОРА

В ходе расчета, после уточнения потери тепла q_2 и тепловосприятий всех элементов парогенератора, определяется расчетная невязка теплового баланса. По обычной методике невязка составляет [Л. 7]:

$$\Delta Q = Q^р_р \frac{\eta_{пг}}{100} (Q_л + Q_к + Q_{п.з} + Q_{пе} + Q_{вт} + Q_{эк}) \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \text{ кДж/кг (ккал/кг)}, \qquad (6\text{-}19)$$

где $Q_л$, $Q_к$, $Q_{п.з}$, $Q_{пе}$, $Q_{вт}$, $Q_{эк}$ — количества тепла, воспринятые соответственно в топке, котельным пучком, ширмовым перегревателем, переходной зоной, первичным и вторичным перегревателями (кроме радиационных) и экономайзером; в формулу подставляются значения из уравнений баланса; $\eta_{пг}$ — в процентах.

В формуле (6-19) все тепловосприятия отнесены к 1 кг сожженного топлива. В связи с этим введена поправка на механический недожог. При правильном выполнении расчета невязка не должна превышать 0,5% величины $Q^р_р$.

Соответственно по приведенным характеристикам после несложных преобразований с использованием соотношения $K_Q = Q^р_н / Q^р_р$ выражение для расчетной невязки теплового баланса принимает вид:

$$\Delta Q^п = \eta_{пг} \cdot 10 - (Q^п_л + Q^п_к + Q^п_{п.з} + Q^п_{пе} + Q^п_{вт} + Q^п_{эк})(1 - 0{,}01 q_4) K_Q, \qquad (6\text{-}20)$$

причем допустимое значение невязки:

$$\delta Q = 0{,}1 \Delta Q^п \leqslant \pm 0{,}5\%.$$

Важно, что сумма приведенных тепловосприятий всех элементов парогенератора, работающих под давлением, не зависит от теплоты сгорания топлива и выражается сравнительно мало изменяющейся величиной:

$$\Sigma Q^п_i = Q^п_{пг} = \frac{10 \eta_{пг}}{(1 - 0{,}01 q_4) K_Q}.$$

Если пренебречь небольшими поправками на q_4 и $Q^р_р$, то сумма приведенных тепловосприятий равна $10\eta_{пг}$. Для серии парогенераторов значение этой величины может изменяться в зависимости от топлива лишь в небольших пределах: ±1÷2%. Пример определения невязки теплового баланса дан в следующем разделе.

6-10. СВОДКА И АНАЛИЗ ТЕПЛОВОСПРИЯТИЙ ПО ПАРОГЕНЕРАТОРУ

Приведенные тепловосприятия наглядны и относительно мало колеблются. Их балансовые значения так же легко определяются по приведенным характеристикам, как и энтальпии продуктов сгорания и воздуха. Рассмотрим, например, итоги заводского теплового расчета однокорпусного парогенератора ТГМП-314 блока 300 МВт, работающего на мазуте (рис. 6-1). Регулирование вторичного перегрева пара предусмотрено с помощью рециркуляции газов. Газы отбираются за экономайзером, вводятся в нижнюю часть топки и направляются вместе с воздухом в ядро горения через горелки. Основные данные расчета сведены в табл. 6-5. Сводка тепловосприятий дана в табл. 6-6.

Используя формулу (6-20) и данные табл. 6-5 и 6-6, определяем невязку теплового баланса (q_4=0):

$$\Delta Q^п = \eta_{пг} \cdot 10 - \Sigma Q^п_i (1 - 0{,}01 q_4) K_Q = 93{,}3 \cdot 10 - 949{,}5 \cdot 1 \cdot 0{,}985 = -2{,}3,$$

где $K_Q = Q^р_н / Q^р_р = 9330/9471 \approx 0{,}985$.

Таким образом, невязка теплового баланса меньше допустимой:

$$\delta Q = 0{,}1 \Delta Q^п = -0{,}23\%.$$

Из сопоставления и анализа тепловосприятий по парогенератору (табл. 6-6) напрашивается ряд выводов.

1. Тепловосприятия по обычной методике расчета сами по себе ничего не говорят о ходе процесса. Иначе дело обстоит с приведенными тепловосприятиями. Например, приведенная величина $Q^{п.т}_л$=500 позволяет сразу выявить, что тепло, воспринятое в топке, составляет 50% тепла (фа-

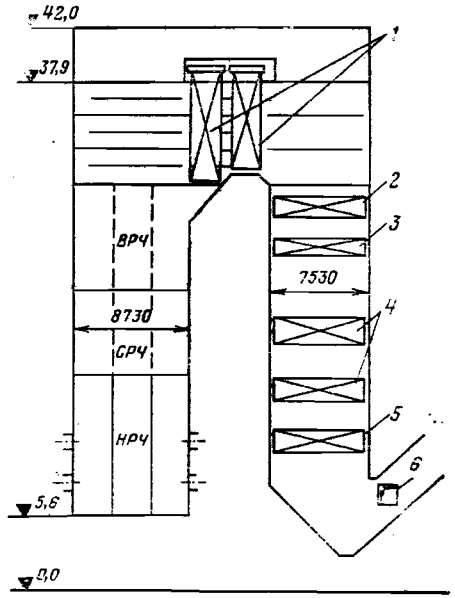


Рис. 6-1. Схема парогенератора ТГМП-314 энергоблока 300 МВт.

1 — ширмовые пароперегреватели в. д. — III и IIII; 2 — конвективный пароперегреватель высокого давления II в. д.; 3 — вторичный пароперегреватель II ступени — IIII н. д.; 4 — вторичный пароперегреватель I ступени — III н. д.; 5 — водяной экономайзер; 6 — отбор газов на рециркуляцию.

Основные данные теплового расчета парогенератора ТГМП-314, выполненного заводом на полную нагрузку при работе на мазуте Таблица 6-5

Величины	Значения	Величины	Значения
Низшая теплота сгорания топлива $Q^{р}_{н}$, ккал/кг	9330	Температура воздуха, °С: $t_{х.в}$	30
Располагаемая теплота сгорания топлива $Q^{р}_{р}$, ккал/кг	9471	$t'_{в.п}$	52
Паропроизводительность $D_{пе}$, т/ч	1000	$t''_{в.п}$	346
Расход вторичного пара $D_{вт}$, т/ч	780	Температура продуктов сгорания (с учетом рециркуляции газов), °С: $\vartheta_{э}$	2060
Давление, кгс/см²: перегретого пара $p_{п.п}$	255	$\vartheta''_{т}$	1230
вторичного пара $p_{вт}$	40,3/37,8	$\vartheta''_{эк}$	385
питательной воды $p_{п.в}$	322	$\vartheta_{ух}$	144
Температура, °С: перегретого пара $t_{п.п}$	545/545	Потеря тепла, %: с уходящими газами q_2	5,7
вторичного пара $t'_{вт}$	297	от химической неполноты сгорания q_3	0,5
питательной воды $t_{п.в}$	265	от механической неполноты сгорания q_4	0,0
Избыток воздуха: $\alpha''_{т}$	1,03	от наружного охлаждения q_5	0,2
$\alpha_{эк}$	1,11	Прочие потери $q_{пр}$, %	0,3
$\alpha_{ух}$	1,31	К. п. д. парогенератора $\eta_{пг}$	93,3
Присос в топку $\Delta\alpha_{т}$	0,05	Расход топлива B, т/ч	71,2
Коэффициент рециркуляции r	0,15		

Тепловосприятия по парогенератору ТГМП-314 при полной нагрузке (D=1000 т/ч) и работе на мазуте, вычисленные по нормативному методу (в ккал/кг) и по методу приведенных характеристик Таблица 6-6

Величины	Нормативный метод	Метод приведенных характеристик
Полезное тепловыделение в топке без учета рециркуляции ($q_3 = 0,5\%$) $Q'_{т}$	10 469	1121
То же с учетом рециркуляции $Q_{т}$	10 698	1152
Энтальпия газов на выходе из топки $I''_{т}$	6026	645
Тепло воспринятое: в топке ($\varphi = 1-0,01\ q_3 = 0,998$) $Q_{тл}$	4663	500
в области газохода ширмы I (без лучистого тепла из топки) $\Sigma Q^{б}_{шI}$	385	41,3
то же в области газохода ширмы II $\Sigma Q^{б}_{шII}$	319	34,2
в области поворотной камеры $\Sigma Q_{п.к}$	425	45,5
в области газохода конвективного перегревателя высокого давления $\Sigma Q_{пе}$	925	99,1
в области газохода конвективного перегревателя II низкого давления $\Sigma Q_{втII}$	683	73,2
в том числе: перегревателем II низкого давления $Q_{втII}$	620	66,4
подвесными трубами $Q_{п.тр}$	63	6,9
конвективным перегревателем I низкого давления $Q_{втI}$	940	100,7
экономайзером $Q_{эк}$	520	55,7
Сумма тепловосприятий поверхностей нагрева под давлением ΣQ_i	8860	949,7
Тепло, воспринятое в воздухоподогревателе $Q_{вп}$	1048	112,3

Примечание. Пересчет производился по соотношению: $Q^{п}_{i} = Q_i \cdot 10^3/Q^{р}_{н}$.

ктически сожженного) топлива, т. е. прямая отдача топки (§ 7-2,з) равна:

$$\sigma = \frac{Q^{т}_{л}}{Q^{р}_{н}} = \frac{Q^{п.т}_{л}}{1000} = 0,5.$$

2. Так же легко выявляется относительная величина тепла, переданного конвективным поверхностям нагрева, работающим под давлением:

$$\delta Q_{конв} = \frac{\Sigma Q_{конв}}{Q^{р}_{н}} 100 = (\Sigma Q^{п}_{i} - Q^{п}_{л}) \cdot 10^{-1} = (949,7 - 500)\ 10^{-1} \approx 45,0\%.$$

3. Полезное тепловыделение в топке без рециркуляции газов $Q^{п}_{т} = 1121$, а с учетом рециркуляции $Q^{п}_{т} = 1146$. Следовательно, тепло, внесенное в топку с воздухом, составляет 12,1%, а за счет рециркуляции оно возрастет всего до 14,6%, т. е. лишь на 2,5%.

4. Тепловосприятие воздухоподогревателя равно $Q^{п}_{вп} = 112,3$, или 11,23%. Эта величина меньше тепла, внесенного в топку с воздухом, равного 12,1%. Разница объясняется тем, что последняя величина отсчитывается от 0°С, а первая определяется по разности энтальпий воздуха до и после воздухоподогревателя.

5. Тепло, затраченное на перегрев вторичного пара, значительно:

$$\delta Q_{вт} = (Q^{п}_{вт\ I} + Q^{п}_{вт\ II}) \cdot 10^{-1} = (100,7 + 66,4) \cdot 10^{-1} \approx 16,7\%.$$

6. Тепло, воспринятое водяным экономайзером, сравнительно невелико: $\delta Q_{эк} = 5,57\%$.

6-11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННЫХ ТЕПЛОВОСПРИЯТИЙ ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОГЕНЕРАТОРА ПО ТАБЛИЦАМ ВОДЯНОГО ПАРА

Отнесем суммарное приращение энтальпий рабочей среды в парогенераторе со вторичным перегревом пара условно к 1 кг первичного пара

$$\Delta i_{пг} = i_{п.п} - i_{п.в} + \frac{D_{вт}}{D_{пе}} (i''_{вт} - i'_{вт}),\ \text{кДж/кг (ккал/кг)}. \qquad (6\text{-}20а)$$

Здесь все обозначения в правой части формулы соответствуют принятым в нормативном методе [Л. 7].

Если приращение энтальпий в отдельном элементе парогенератора также отнесено к 1 кг первичного пара и составляет $\Delta i_{эл}$, то его приведенное тепловосприятие

$$Q^{п}_{i} = \frac{Q_i}{Q^{р}_{н}} 10^3 = \frac{\Delta i_{эл}}{\Delta i_{пг}} Q^{п}_{пг}$$

или из (6-2а):

$$Q^{п}_{i} = \frac{\Delta i_{эл}}{\Delta i_{пг}} \frac{10\eta_{пг}}{(1 - 0,01 q_4) K_Q}, \qquad (6\text{-}20б)$$

где Q_i — тепловосприятие элемента, кДж (ккал), отнесенное к 1 кг сожженного топлива; $Q^{п}_{пг}$ — приведенная теплопроизводительность парогенератора; $\eta_{пг}$ — к. п. д. парогенератора, %; $K_Q = Q^{р}_{н}/Q^{р}_{р}$ (§ 5-3,в).

В качестве примера определим по таблицам водяного пара приведенное тепловосприятие вторичного перегревателя парогенератора ТГМП-314 блока 300 МВт по таблицам водяного пара и по данным теплового расчета (табл. 6-5).

Суммарное приращение энтальпий рабочей среды в парогенераторе определим по (6-20а):

$$\Delta i_{пг} = 795{,}3 - 276{,}7 + \frac{780}{1000}(848 - 705{,}7) = 629{,}6 \text{ ккал/кг}.$$

Приращение энтальпии вторичного пара, условно отнесенное к 1 кг первичного пара, составляет:

$$\Delta i_{эл} = \frac{780}{1000}\cdot(848 - 705{,}7) = 111 \text{ ккал/кг}.$$

Приведенное тепловосприятие вторичного пароперегревателя определим по (6-20б):

$$Q^{п}_{вт} = \frac{111}{629{,}6}\cdot\frac{10\cdot 93{,}3}{1\cdot 0{,}985} = 167{,}1,$$

или в относительных величинах

$$\delta Q_{вт} = \frac{Q_{вт}}{Q^{р}_{н}}\cdot 100 = Q^{п}_{вт}\cdot 10^{-1} \approx 16{,}7\ \%.$$

Полученная величина равна заводской расчетной (§ 6-10).

Аналогично определим по таблицам водяного пара суммарное тепловосприятие пароперегревателя барабанного парогенератора без вторичного перегрева пара с параметрами: $p_{н.п}=155$ кгс/см²; $p_{п.п}=140$ кгс/см²; $p_{п.в}=160$ кгс/см²; $t_{п.п}=560$°С; $t_{п.в}=230$°С. Принимаем: $\eta_{пг}=92\%$; $q_4=0$; $Q^{р}_{н}=Q^{р}_{р}$.

Приращение энтальпий в парогенераторе по (6-20а)

$$\Delta i_{пг}=833{,}2-237{,}2=596 \text{ ккал/кг}.$$

Суммарное приращение энтальпии пара в перегревателе

$$\Delta i_{эл}=i_{п.п}-i_{н.п}=833{,}2-622{,}5\approx 211 \text{ ккал/кг}.$$

Приведенное суммарное тепловосприятие перегревателя по (6-22):

$$Q^{п}_{пе}=\frac{211}{596}\cdot 10\cdot 92 = 326;\quad \delta Q_{пе}=\frac{Q_{пе}}{Q^{р}_{н}}\cdot 100 = Q^{п}_{пе}\cdot 10^{-1} = 32{,}6\ \%.$$

6-12. ТЕПЛОВАЯ РАБОТА ТОПКИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СТЕПЕНИ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ГАЗОВ[1]

Рассмотрим рециркуляцию газов в нижнюю часть топки с направлением газов в ядро факела. Установлено, что такая рециркуляция, помимо поддержания нормального перегрева вторичного пара при пониженных нагрузках блока, дает дополнительные преимущества: снижается мощность теплового потока в зоне максимального тепловыделения и, следовательно, повышается надежность работы топочных экранов (НРЧ); снижаются температуры газов и концентрация кислорода в зоне активного горения, благодаря чему уменьшается содержание в газах окислов азота (NO_x) и серного ангидрида (SO_3); облегчается регулирование вторичного перегрева пара при попеременном сжигании в одной топке различных топлив с резко отличающимися эмиссионными свойствами факела (например, мазут и природный газ).

Наряду с этим происходит снижение к. п. д. — нетто парогенератора за счет роста потери тепла q_2 и повышения расхода электроэнергии на собственные нужды, но оно невелико и по данным ЦКТИ (Н. С. Рассудов, О. Н. Мишин, 1972 г.) составляет примерно 0,3—0,5% на 10% рециркуляции. При этом следует иметь в виду, что повышенная рециркуляция газов будет иметь место преимущественно при пониженных нагрузках парогенератора.

[1] Влияние рециркуляции на теоретическую (адиабатную) температуру горения рассмотрено в § 7-2,е.

Тепловая работа топки в зависимости от степени рециркуляции газов четко выявляется расчетом по методике приведенных характеристик. Проиллюстрируем принципиальную сторону этого вопроса на примере рециркуляции газов при сжигании мазута со следующими исходными параметрами: $W^{п}=0{,}3$; $\alpha_{т}=1{,}05$; $\alpha_{г.отб}=\alpha''_{эк}=1{,}15$; $t_{возд}=300$°С; $\vartheta_{г.отб}=350$°С (обе температуры условно приняты постоянными, не зависящими от рециркуляции, что близко к действительности); $\delta D=100\%$.

В основу расчета возьмем следующую формулу для расчета прямой отдачи топки с упрощающими допущениями ($q_3+q_6=0$; $\varphi=1$; $Q^{р}_{н}=Q^{р}_{р}$), незначительно сказывающимися на результатах (§ 7-2,з):

$$\sigma = \frac{Q_{л}}{Q^{р}_{н}} = 1 + (Q^{п}_{в} + rI^{п}_{г.отб} - I^{п''}_{т.р})\cdot 10^{-2}. \qquad (6\text{-}21)$$

Здесь $I^{п}_{г.отб}$ — приведенная энтальпия газов, отбираемых на рециркуляцию; $I^{п''}_{т.р}$ — приведенная энтальпия газов на выходе из топки с учетом рециркулирующих газов; остальные обозначения и вывод формулы даны в § 7-2,з.

Коэффициент рециркуляции [Л. 7]:

$$r = \frac{V_{рц}}{V_{г.отб}} = \frac{V^{п}_{рц}}{V^{п}_{г.отб}},$$

где $V_{рц}$ и $V_{г.отб}$ или $V^{п}_{рц}$ и $V^{п}_{г.отб}$ — объемы газов (удельные или приведенные), отбираемых на рециркуляцию и в сечении газохода за местом отбора.

Зависимость $\sigma=f(r)$ выявлена для двух характерных случаев: 1) температура на выходе из топки снижается с ростом степени рециркуляции по линейному закону: $\vartheta''_{т}=1250-250r$, °С; 2) температура на выходе из топки не изменяется с рециркуляцией: $\vartheta''_{т}=1250$°С (idem). Первый случай был получен в промышленных исследованиях ВТИ, а второй — в расчетах ВТИ по нормативному методу [Л. 57].

Ход расчета по приведенным характеристикам покажем для одного варианта: $\vartheta''_{т}=1250$°С; $r=0{,}3$.

Приведенное тепло, поступающее в топку с воздухом (приложение VI; $t=300$°С):

$$Q^{п}_{в} = \alpha_{т} I^{п,0}_{в} = 1{,}05\cdot 106 = 111.$$

Приведенное тепло, поступающее в топку с рециркулирующим газом (приложение VI; $\vartheta_{г.отб}=350$°С):

$$rI^{п}_{г.отб} = r\,[I^{п,0}_{г.отб} + (\alpha_{г.отб} - 1)\,I^{п,0}_{в.отб}] = 0{,}3\,(141{,}6 + 0{,}15\cdot 125) = 0{,}3\cdot 160 = 48.$$

Приведенная энтальпия газов, покидающих топку, без учета рециркуляции (приложение VI; $\vartheta=1250$°С; $r=0$):

$$I^{п''}_{т} = [I^{п,0''}_{т} + (\alpha_{т} - 1)\,I^{п,0''}_{в}] = 563 + 0{,}05\cdot 483 = 587.$$

Таблица 6-7

Тепловая работа топки в зависимости от степени рециркуляции газов. Топливо — мазут

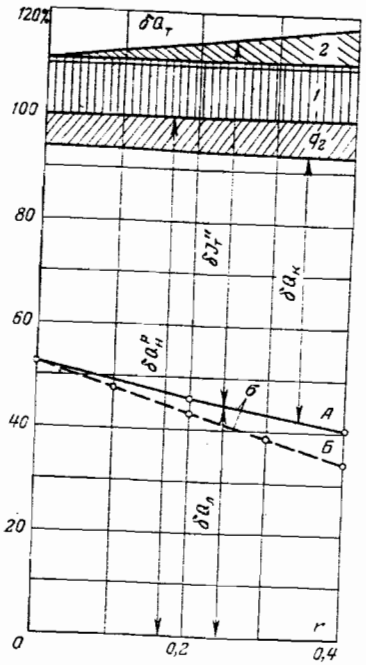
Величины	r				
	0	0,1	0,2	0,3	0,4
Тепло, поступающее с воздухом, $\delta Q_в$, %	11,1	11,1	11,1	11,1	11,1
То же с рециркулирующим газом $r\delta I_{г.отб}$, %	0	1,6	3,2	4,8	6,4
Полезное тепловыделение в топке $\delta Q_т = 100 + \delta Q_в + r\delta I_{г.отб}$, %	111,1	112,7	114,3	115,9	117,5
Теоретическая температура горения (табл. 7-4) $\vartheta_а$, °C	2215	2057	1930	1815	1720
А. $\vartheta''_т = 1250 - 250\,r$, °C					
Температура газов на выходе из топки $\vartheta''_т$, °C	1250	—	1200	—	1150
Коэффициент прямой отдачи топки σ, %	52,4	—	46,1	—	40,7
Тепло газов, покидающих топку $\delta I''_т$, %	58,7	—	68,2	—	76,8
Б. $\vartheta''_т = 1250$°C (idem)					
Температура газов на выходе из топки $\vartheta''_т$, °C	1250	1250	1250	1250	1250
Коэффициент прямой отдачи топки σ, %	52,4	47,8	43,2	38,6	34,0
Тепло газов, покидающих топку, $\delta I''_т$, %	58,7	64,9	71,1	77,3	83,5

Приведенная энтальпия рециркулирующих газов, покидающих топку (приложение VI; $\vartheta = 1250$°C; $r = 0{,}3$):

$$rI^п_{г.отб} = r\,[I^{п,0}_{г.отб} + (\alpha_{г.отб} - 1)\,I^{п,0}_в] = 0{,}3\,(563 + 0{,}15 \cdot 483) = 0{,}3 \cdot 620 = 186.$$

Приведенная энтальпия газов, покидающих топку, с учетом рециркуляции

$$I^{п''}_{т.р} = 587 + 186 = 773.$$



Приведенное полезное тепловыделение в топке:

$$Q^п_т = 1000 + Q^п_в + rI^п_{г.отб} = 1000 + 111 + 48 = 1159.$$

Коэффициент прямой отдачи топки по формуле (6-21):

$$\sigma = \frac{Q_л}{Q^р_н} = 1 + (111 + 48 - 773) \cdot 10^{-3} = 0{,}386.$$

Рис. 6-2. Примерное распределение тепла в парогенераторе при полной нагрузке в зависимости от количества рециркулирующих газов. Топливо — мазут.

1 — тепло, поступающее в топку с воздухом; *2* — то же с рециркулирующими газами; *r* — коэффициент рециркуляции (газы подводятся в ядро горения); $\delta Q_т$ — полезное тепловыделение в топке; q_2 — потеря тепла с уходящими газами; $\delta I''_т$ — тепло с газами, покидающими топку; $\delta Q_к$ — тепло, воспринятое конвективными поверхностями нагрева (без воздухоподогревателя); $\delta Q_л$ — тепло, воспринятое в топке; σ — коэффициент прямой отдачи топки: *А* — при $\vartheta''_т = 1250-250$°C; *Б* — при $\vartheta''_т = 1250$°C (idem).

Результаты расчета сведены в табл. 6-7 и показаны на рис. 6-2. Все расчетные величины даны в процентах от теплоты сгорания топлива, для чего приведенные количества тепла (и энтальпии) уменьшены в 10 раз: $\delta Q = Q^п \cdot 10^{-1}$%.

Для более полного представления о распределении тепла в парогенераторе на рис. 6-2 показано примерное увеличение потери тепла q_2 с ростом степени рециркуляции газов, соответствующее данным промышленных исследований мазутного парогенератора [Л. 58]. Принято, что при росте степени рециркуляции от 0 до 0,4 потеря тепла q_2 увеличивается примерно на 1,6% (с 6 до 7,6%).

Результаты расчета по приведенным характеристикам для рассмотренного случая ($\delta D = 100$%) позволяют сделать ряд выводов: тепло, внесенное в топку с рециркулирующим газом, при $r = 0{,}1 \div 0{,}4$ составляет лишь 1,6—6,4% теплоты сгорания топлива $Q^р_н$, тогда как тепло, внесенное с воздухом, — около 11%; все полезное тепловыделение в топке, складывающееся из относительного тепла топлива ($\delta Q^р_н = 100$%) и тепла, вносимого с воздухом и рециркулирующим газом, растет с рециркуляцией примерно от 111% ($r = 0$) до 117,5% ($r = 0{,}4$); тепло, воспринятое в топке, падает с увеличением рециркуляции примерно от 52% ($r = 0$) до 34—41% ($r = 0{,}4$) за счет возрастающей энтальпии газов, покидающих топку; значительное уменьшение прямой отдачи топки с ростом рециркуляции при сравнительно мало изменяющейся температуре в конце топки свидетельствует об уменьшении отдачи тепла факелом в зоне максимального тепловыделения, т. е. о снижении тепловых потоков в этой зоне; тепло, воспринятое конвективными поверхностями нагрева, работающими под давлением ($\delta Q_к$), растет с рециркуляцией примерно от 42% ($r = 0$) до 51—58% ($r = 0{,}4$).

6-13. БАЛАНСОВЫЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПО ГАЗОВОМУ ТРАКТУ ПАРОГЕНЕРАТОРА И СВЕДЕНИЕ ЧАСТНЫХ ТЕПЛОВЫХ БАЛАНСОВ

Для определения эффективности и надежности отдельных элементов парогенератора важно знание фактических температур по тракту продуктов сгорания и сведение частных тепловых балансов. Прямые измерения представительных температур усложняются в связи с большим увеличением мощности современных агрегатов. Требуется снятие полей температур и скоростей в газоходах очень больших размеров. При высоких температурах необходимы газодинамические пирометры. Особенно сложны и трудоемки эти измерения на выходе из топок.

В таких случаях обычно наряду с прямыми измерениями в местах, где это доступно, определяются расчетные балансовые температуры продуктов сгорания по данным расходов, температур и давлений рабочей среды. Балансовые температуры хорошо характеризуют усредненную температуру в сечении газохода, так как они соответствуют фактическим тепловосприятиям. Они могут служить для контроля измеряемых температур и в ряде случаев могут заменить прямые измерения.

Решение рассматриваемой проблемы намного облегчается, если расчеты балансовых температур производятся по методике приведенных характеристик топлива. При этом, как известно, достаточны лишь минимальные сведения о сжигаемом топливе (вид, приведенная влажность),

а в основу расчета кладется тепло, выработанное и расходуемое агрегатом. Состав и расход топлива, а также уточненные сведения о его теплоте сгорания не нужны.

Ниже рассмотрена методика расчета температур и энтальпий по газовому тракту от выхода из топочной камеры до сечения газохода за водяным экономайзером применительно к парогенераторам сверхкритического давления. Эта методика может быть использована и для парогенераторов докритического давления, за исключением элементов, состоящих из развитых кипятильных поверхностей нагрева.

а) МЕТОДИКА РАСЧЕТА

Вначале необходимо ознакомление с тепловым расчетом парогенератора, его конструктивными данными и схемой пароводяного тракта.

Приведенные тепловосприятия конвективных элементов парогенератора, в соответствии с (6-10а) и с учетом дополнительных поверхностей нагрева, расположенных в газоходе элемента, подсчитываются по формуле:

$$Q^{п}_{i} = \left(1 + \frac{H_{доп}}{H_i} K_{\Delta t}\right) Q_i \frac{10\eta_{пг}}{Q_{пг}(1 - 0{,}01 q_4)}. \qquad (6\text{-}22)$$

Здесь H_i — поверхность нагрева элемента, м²; $H_{доп}$ — дополнительные поверхности нагрева, расположенные в газоходе, м²; $K_{\Delta t}$ — поправка на температурный напор для дополнительной поверхности нагрева (см. ниже); $Q_i = D\Delta i \cdot 10^3$ — тепловая нагрузка (тепловосприятие элемента, кВт (Мкал/ч); D — расход рабочего тела, кг/с (кг/ч); Δi — приращение энтальпии рабочего тела, кДж/кг (ккал/кг), определяется по показаниям манометров и термометров; $\eta_{пг}$ — к. п. д. парогенератора, %, определяется по обратному балансу (§ 5-1); $Q_{пг}$ — тепловая мощность (полезно выработанное тепло) парогенератора, кВт (Мкал/ч), определяется по нормативному методу [Л. 7].

Множитель $(1 + H_{доп}/H_i K_{\Delta t})$ отражает увеличение перепада энтальпий продуктов сгорания в газоходе элемента за счет дополнительных поверхностей нагрева и вследствие изменения (обычно роста) температурного напора для этих поверхностей. При этом принято, как и в тепловых расчетах парогенераторов, что коэффициент теплопередачи одинаков для основных и дополнительных поверхностей нагрева. Таким образом тепловосприятия в газоходе элемента удовлетворяют двум уравнениям:

$$Q_i = k\Delta t_i H_i; \quad Q_{доп} = k\Delta t_{доп} H_{доп}.$$

Поправка на температурный напор берется по данным теплового расчета парогенератора (при сопоставимых нагрузках) и подсчитывается по формуле:

$$K_{\Delta t} = \frac{\Delta t_{доп}}{\Delta t_i}. \qquad (6\text{-}23)$$

Зная приведенную энтальпию продуктов сгорания за элементом парогенератора и приведенное тепловосприятие в газоходе этого элемента,

легко найти приведенную энтальпию дымовых газов до элемента:

$$I^{п\prime}_{г} = I^{п\prime\prime}_{г} + \frac{Q^{п}_{i}}{\varphi} - \Delta\alpha_i I^{п,0}_{х.в}, \qquad (6\text{-}24)$$

где $\varphi = 1 - 0{,}01\, q_5$ — коэффициент сохранения тепла; $\Delta\alpha_i$ — величина присоса воздуха в газоходе элемента парогенератора, принимается по данным испытаний или теплового расчета; $I^{п,0}_{х.в}$ — приведенная энтальпия холодного воздуха (при $\alpha = 1$), подсасываемого в агрегат, обычно определяется, исходя из $t_{х.в} = 30°C$.

В правой части балансового уравнения (6-24) тепло присосанного воздуха вычитается, так как это тепло проникает в газоход снаружи, из помещения. Количество этого тепла очень мало. Так, например, при относительно большом присосе $\Delta\alpha_i = 0{,}05$ и при обычном перепаде температур в элементе $\Delta\vartheta_i = 200°C$ тепло присоса меньше тепловосприятия элемента примерно в 250 раз. Таким образом, если пренебречь этим теплом, то погрешность в перепаде энтальпий составит всего около 0,25%. При большей плотности газохода погрешность еще меньше.

Поэтому при определении балансовых температур по газовому тракту достаточны лишь два газовых анализа — за экономайзером и поближе к топке, например за конвективным пароперегревателем высокого давления. Избытки воздуха и присосы его по всем сечениям газового тракта распределяются в соответствии с состоянием обсрудования.

Определив по (6-24) энтальпию газов $I^{п}_{г}$, легко находим искомую температуру продуктов сгорания перед элементом $\vartheta'_{г}$. Для этого можно воспользоваться I, t-диаграммами (рис. 4-5—4-15), позволяющими легко найти искомую температуру

$$\vartheta = \frac{\vartheta_{дг}}{Э_{тл} Э_{г}}, \ °C. \qquad (6\text{-}25)$$

Из (6-25), аналогичной (4-27), видно, что искомая температура ϑ может отличаться от найденной по диаграмме $\vartheta_{дг}$. Небольшая поправка на состав горючей массы топлива $Э_{тл}$ обычно не выходит за пределы 0,99—1,01 (§ 4-7—4-12). Для мазута, нефти, природных и попутных газов и торфа $Э_{тл} = 1{,}0$. Другая поправка $Э_{г}$ вводится лишь для твердых топлив, если их приведенная влажность значительно отличается от влажности опорного топлива по диаграмме (при $\Delta W^{п} \geqslant 1$). Эта поправка определяется один раз для серии испытаний и находится графически либо аналитически (§ 4-7—4-12) по простым линейным зависимостям:

$$Э_{г} = f(\Delta W^{п};\ \alpha).$$

При рециркуляции газов расчетная формула (6-24) остается в силе, но вместо энтальпий $I^{п}_{г}$ вводится энтальпия продуктов сгорания с учетом рециркуляции:

$$I^{п}_{г.рц} = I^{п}_{г} + rI^{п}_{г.отб} = I^{п,0}_{г} + (\alpha - 1) I^{п,0}_{в} + rI^{п}_{г.отб}, \qquad (6\text{-}26)$$

где r — коэффициент рециркуляции (§ 6-12); $I^{п}_{г.отб}$ — приведенная энтальпия продуктов сгорания при температуре их в расчетном сечении газохода, но с избытком воздуха, соответствующим месту отбора газов на рециркуляцию.

Отбор газа на рециркуляцию обычно производится из газохода за водяным экономайзером. Следовательно, все балансовые температуры определяются с учетом рециркуляции газов. В таких случаях для об-

легчения перехода от энтальпий к температурам составляются вспомогательные I, t-таблицы (табл. 6-11) или I, t-диаграммы.

Все балансовые температуры продуктов сгорания для конвективных элементов агрегата, вплоть до наиболее высокой температуры газов перед конвективным перегревателем высокого давления, определяются с помощью балансового уравнения (6-24) по тепловосприятиям элементов. Выше этого сечения расположена обычно поворотная камера (рис. 6-1). Охлаждение газов в ней может быть вычислено, для этого имеются все данные. Однако без особого ущерба для точности (см. ниже) этот перепад температур газов может быть взят из теплового расчета данного агрегата при сопоставимых нагрузках.

Условия охлаждения дымовых газов в поворотной камере, в ширмах и других поверхностях нагрева, расположенных на пути газов от топки, определяются конструкцией и тепловым расчетом агрегата. Пример решения этой задачи ниже дан применительно к парогенератору ТГМП-314 (рис. 6-1).

Расчетный перепад температур продуктов сгорания в полностью экранированных поворотных камерах парогенераторов энергоблоков 300 МВт (с учетом расположенных в них подвесных труб) колеблется в сравнительно узких пределах. Так, при полной нагрузке он составляет около 70°С на донецком угле марки Г (отсев), по данным примерного расчета из [Л. 7], и около 80°С на мазуте для агрегата ТГМП-314, по данным теплового расчета завода.

В современных парогенераторах СКД устанавливаются развитые ширмовые пароперегреватели, состоящие из 2—3 ступеней (рис. 6-1). В дальнейшем берется их суммарное тепловосприятие, а балансовые температуры определяются до и после ширм.

Определение энтальпии и температуры газов в конце топки (перед ширмами) усложняется тем, что по приращению энтальпий рабочей среды можно установить лишь полное тепловосприятие ширмового пароперегревателя, включающее в себя лучистое тепло, воспринятое из топки. Необходимо же определить тепловосприятие ширм только за счет теплообмена в области ширм, т. е. без лучистого тепла из топки. Действительно, в соответствии с (6-24) приведенная энтальпия газов на выходе из топки равна (при $\Delta\alpha_{ш}=0$):

$$I^{п''}_{т} = I^{п''}_{ш} + \frac{Q^{п}_{ш} - Q^{п}_{л.ш}}{\varphi}, \qquad (6\text{-}24а)$$

где $Q^{п}_{ш}$ и $Q^{п}_{л.ш}$ — приведенные тепловосприятия ширмовых пароперегревателей, соответственно полное и за счет лучистого тепла из топки.

Второе слагаемое в правой части формулы равно, с учетом поправок, перепаду энтальпий газов в ширмах. Следовательно, для определения этого слагаемого необходимо определить лучистое тепло из топки, воспринятое ширмами. Оно равно:

$$Q_{л.ш} = Q_{л.вх} - Q_{л.вых} = \left(1 - \frac{Q_{л.вых}}{Q_{л.вх}}\right) Q_{л.вх},$$

где $Q_{л.вх}$ — лучистое тепло, воспринятое плоскостью входного сечения ширм; $Q_{л.вых}$ — тепло излучения из топки и ширм на поверхности нагрева за ширмами.

Отношение $Q^{II}_{л.вых}/Q^{I}_{л.вх}$ для обеих ширм агрегата ТГМП-314 (ШI и ШII) равно примерно 0,25 (при полной нагрузке агрегата). Таким

образом, $Q_{л.ш} \approx 0{,}75 Q_{л.вх}$. Здесь уместно напомнить, что вся величина $Q_{л.вх}$ для ширм обычно относительно мала. В данном случае она составляет всего $\delta Q_{л.вх} = (Q_{л.вх}/Q^{р}_{н})\,100 \approx 1{,}9\%$ (см. ниже).

Приведенное лучистое тепло из топки, воспринятое ширмами, в соответствии с [Л. 7]:

$$Q^{п}_{л.ш} = \left(1 - \frac{Q_{л.вых}}{Q_{л.вх}}\right) \beta \eta_{в} Q^{п}_{л} \frac{F_{ш}}{\chi F_{ст}}. \qquad (6\text{-}27)$$

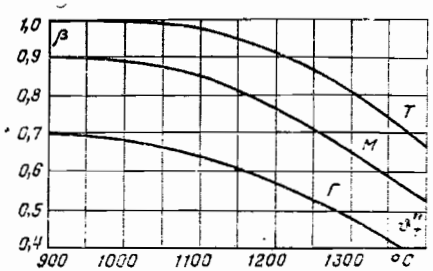


Рис. 6-3. Коэффициент β, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и ширмовым пароперегревателем в зависимости от температуры на выходе из топки [Л. 7].

Т — твердое топливо; *М* — мазут; *Г* — газ.

Здесь β — коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и ширмой, определяется по рис. 6-3 в зависимости от температуры в конце топки; $\eta_{в}$ — коэффициент распределения тепловой нагрузки по высоте топки [Л. 7]; для ширмовых перегревателей, расположенных на выходе из топки, $\eta_{в} \approx 0{,}6$ (газ, мазут, АШ, тощие и каменные угли) и $\eta_{в} \approx 0{,}8$ (бурые угли); $Q^{п}_{л}$ — все приведенное количество тепла, воспринятое в топке, определяется по формуле

$$Q^{п}_{л} = \varphi\,(Q^{п}_{т} - I^{п''}_{т}), \qquad (6\text{-}28)$$

где $Q^{п}_{т}$ — приведенное полезное тепловыделение в топке, определяется по формуле (6-7); $I^{п''}_{т}$ — приведенная энтальпия газов на выходе из топки; $F_{ш}$ — площадь ограждения топки, образованная первым рядом труб ширм, м²; $F_{ст}$ — площадь всех ограждений топки, м²; $\chi = H_{л}/F_{ст}$ — степень экранирования топки; при отсутствии в топке зажигательных поясов и закрытого пода обычно $\chi \approx 0{,}97$.

Для определения коэффициента β и величины $Q^{п}_{л}$ следует предварительно задаться температурой на выходе из топки ($\vartheta''_{т}$).

Полное тепловосприятие ширм ($Q^{п}_{ш}$) определяется по измерениям расхода, температуры и давления пара. Расчет приведенной величины $Q^{п}_{ш}$ ведется по (6-22) с учетом дополнительных поверхностей, расположенных в газоходе ширм, а энтальпия на выходе из топки — по (6-24а). Эта энтальпия и температура продуктов сгорания в конце топки являются замыкающим звеном всего расчета. По перепаду энтальпий газов в ширмах методом последовательных приближений уточняется предварительно выбранная температура газов в конце топки.

Погрешность определения балансовых температур продуктов сгорания зависит в основном от точности измерений температур и расходов рабочей среды. Точность самой методики расчета балансовых температур достаточно высока (погрешность ~2%).

Ход расчета часто целесообразно начинать с газохода за экономайзером, где прямое измерение представительной температуры газов осуществимо с небольшими погрешностями.

б) ПРИМЕРНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ БАЛАНСОВЫХ ТЕМПЕРАТУР ПО ГАЗОВОМУ ТРАКТУ ПАРОГЕНЕРАТОРА ТГМП-314

Исходные данные по режиму принимаем из заводского теплового расчета (ТКЗ; заводской № 08.0645.115. 16/XI 1971); топливо — мазут; $W^{п}=0,3$; $D_{пе}=278$ кг/с (1000 т/ч); $D_{пт}=217$ кг/с (780 т/ч); $p_{п.п}=25$ МПа (255 кгс/см²); $t_{п.п}=545/545$°С; $t_{п.в}=265$°С; тепловая мощность $Q_{пг}=734$ МВт (полезная теплопроизводительность 630 Гкал/ч); $\eta=93,3\%$; $q_3=0,5\%$; $q_4=0$; $t_{х.в}=30$°С; $t'_{вп}=52$°С; $t_{г.в}=346$°С; $\alpha_т=1,03$; $\Delta\alpha_т=0,05$; $\alpha''_{эк}=1,11$; $\Delta\alpha_{вп}=0,2$; $\beta'_{вп}=1,18$; коэффициент рециркуляции газов $r=0,15$; $\alpha_{г.отб}=\alpha''_{эк}=1,11$; $\vartheta_{г.отб}=\vartheta''_{эк}=385$°С; $K_Q=Q^{р}_{н}/Q^{р}_{р}=0,985$ (§ 5-3,в).

Данные из теплового расчета и конструктивные характеристики парогенератора (табл. 6-8).

Вычисляем приведенные тепловосприятия для газоходов парогенератора по данным расходов и приращений энтальпий рабочего тела (табл. 6-9) по (6-22). Последовательность движения продуктов сгорания по тракту парогенератора видна из рис. 6-1 и табл. 6-8, а рабочей среды — из табл. 6-9. Результаты определений сведены в табл. 6-10.

Составляем I, t-таблицу с учетом рециркуляции газов ($\alpha_{г.отб}=1,11$; $r=0,15$). Исходные приведенные энтальпии продуктов сгорания и воздуха при $\alpha=1$ берем из приложения VI. Результаты подсчета сводим в табл. 6-11.

Вычисляем балансовую температуру газов до экономайзера. После экономайзера $\vartheta''_{эк}=385$°С; $\alpha''_{эк}=1,11$. Приведенное тепловосприятие экономайзера, подсчитанное по (6-22): $Q^{п}_{эк}=55,5$ (табл. 6-10).

Приведенная энтальпия газов за экономайзером по I, t-таблице (табл. 6-11) (с интерполяцией):

$$I^{п''}_{эк.рц}=(1+0,15)\left[132+\frac{85}{100}(179+132)\right]=1,15\cdot 172\approx 198.$$

Приведенная энтальпия газов до экономайзера ($\alpha'_{эк}=1.09$) по (6-24):

$$I^{п'}_{эк.рц}=I^{п''}_{эк.рц}+\frac{Q^{п}_{эк}}{\varphi}-\Delta\alpha I^{п,0}_{х.в}=198+\frac{55,5}{0,998}-0,02\cdot 10,5\approx 254.$$

Температура газов до экономайзера по I, t-таблице (табл. 6-11) (с интерполяцией):

$$\vartheta'_{эк}=400+\frac{254-203}{256-203}100=496°С.$$

Определяем балансовую температуру газов до вторичного пароперегревателя I ступени. Его приведенное тепловосприятие: $Q^{п}=100.3$ (табл. 6-10).

Приведенная энтальпия газов до вторичного пароперегревателя I ступени—ПI низкого давления ($\alpha'=1,06$) по (6-24):

$$I^{п'}_{г.рц}=254+\frac{100,3}{0,998}-0,03\cdot 10,5\approx 354.$$

Температура газов до ПI низкого давления по I, t-таблице (табл. 6-11) (с интерполяцией):

$$\vartheta'=600+\frac{354-305}{361-305}\cdot 100=687°С.$$

Аналогично просчитываем балансовые температуры по выше расположенным газоходам, вплоть до температуры газов перед конвективным перегревателем высокого давления: $\vartheta'_{пе\ в.д}=1005$°С; $I^{п'}_{г}=526$; $\alpha'_{пе}=1,03$.

Перепад температур и энтальпий газов в поворотной камере принимаем в соответствии с рекомендацией $\Delta\vartheta=75$°С (§ 6-13,а).

Температура газов за ширмовым пароперегревателем II ступени (рис. 6-1):

$$\vartheta''_{ш}=1005+75=1080°С.$$

Энтальпия газов за ширмами ($\alpha=1,03$) по I, t-таблице (табл. 6-11) (с интерполяцией):

$$I^{п}_{г.рц}=523+\frac{80}{100}(582-523)=570.$$

Таблица 6-8

Данные по парогенератору ТГМП-314 энергоблока 300 МВт (из теплового расчета завода)

Газоходы (по ходу газов)	α''	H_t, м²	$H_{доп}$, м²	$K_{\Delta t}$	$1+H_{доп}/K_{\Delta t}$
Ширма I	1,03	560	92	1,03	1,169
Ширма II	1,03	500	66	1,06	1,14
Поворотная камера	1,03	675	—	—	—
Конвективный пароперегреватель высокого давления	1,06	2020	67	1,35	1,045
Пароперегреватель II низкого давления	1,07	2690	193	1,40	1,10
Пароперегреватель I низкого давления	1,09	6200	—	—	1,0
Экономайзер	1,11	3960	—	—	1,0

Примечание. $K_{\Delta t}$ подсчитано по (6-23).

Таблица 6-9

Характеристики рабочей среды по тракту парогенератора ТГМП-314 (данные из теплового расчета завода при полной нагрузке и работе на мазуте со степенью рециркуляции $r=0,15$, без паропарового теплообменника)

Потоки по ходу рабочей среды	D, т/ч	i, ккал/кг	t, °С	p, кгс/см²
А. Первичный тракт				
Перед водяным экономайзером	938	276,7	265	316
Перед нижней радиационной частью	938	316,1	301	314
Перед подвесными трубами	938	479	392	306
Перед средней радиационной частью	938	502,4	397	300
Перед верхней радиационной частью	938	592.5	413	296
Перед фронтовым и потолочным пароперегревателем	938	643.9	429	290
Перед экраном поворотной камеры	938	680	443	282
После экрана поворотной камеры перед 1-м впрыском	938	703,4	458	276
После 1-го впрыска — перед ширмой I	980	684,9	444	273
Перед ширмой II	980	716,9	466	267
Перед ширмой II — перед 2-м впрыском	980	741,6	487	262
После 2-го впрыска — перед конвективным пароперегревателем	1000	732,3	476	262
На выходе из парогенератора	1000	795,3	545	255
Б. Вторичный тракт				
Перед перегревателем I ступени	780	705,7	297	40,3
Перед перегревателем II ступени	780	791,4	445	39
На выходе из парогенератора	780	848	545	37,8

Таблица 6-10

Тепловосприятия по элементам парогенератора ТГМП-314 (рис. 6-1)

Газоходы	Ширма I	Ширма II	Пароперегреватель н. д.	Пароперегреватель II и. д.	Пароперегреватель I н. д.	Экономайзер
Расход рабочего тела D, кг/с (т/ч)	272 (980)	272 (980)	278 (1000)	217 (780)	217 (780)	260,8 (938)
Приращение энтальпии рабочего тела Δi, кДж/кг (ккал/кг)	134 (32,0)	103,4 (24,7)	264 (63,0)	237 (56,6)	359 (85,7)	165 (39,4)
Тепловосприятие элемента: $Q_t=D\Delta i\cdot 10^{-3}$ МВт (Гкал/ч)	36,5 (31,4)	28,2 (24,2)	73,3 (63,0)	51,4 (44,15)	77,8 (66,9)	43,0 (37,0)
Приведенное тепловосприятие в области газохода $Q^{п}_{t}$ по (6-22)	55,0	41,4	98,8	72,9	100,3	55,5

Таблица 6-1

I, t-таблица для продуктов сгорания мазута с учетом рециркуляции

Величины	Температура, °C										
	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
Исходные энтальпии при $\alpha = 1$ (из приложения VI)											
$I_г^{п,о}$	120,5	163	206	251	297	343	391	440	489	538	588
$I_в^{п,о}$	106	143	181	219	258	298	338	379	420	462	504
Рециркулирующие газы ($\alpha_{г.отб} = 1,11$; $r = 0,15$)											
$0,11 I_в^{п,о}$	12	16	20	24	29	33	38	42	47	51	56
$I^п_{г.рц} = I_г^{п,о} + 0,11 I_в^{п,о}$	132	179	226	275	326	376	429	482	536	589	644
$\Delta I^п_{рц} = 0,11 I^п_{г.рц}$	20	27	34	41	49	56	64	72	80	88	96
$\alpha = 1,03$											
$0,03 I_в^{п,о}$	—	—	—	—	—	—	—	11	13	14	15
$I^п_{г.рц} = I_г^{п,о} + (\alpha - 1) I_в^{п,о} + \Delta I^п_{рц}$	—	—	—	—	—	—	—	523	582	640	699
$\alpha = 1,06$											
$0,06 I_в^{п,о}$	—	—	11	13	15	18	20	23	—	—	—
$I^п_{г.рц}$	—	—	251	305	361	417	475	535	—	—	—
$\alpha = 1,09$											
$0,09 I_в^{п,о}$	—	13	16	20	23	—	—	—	—	—	—
$I^п_{г.рц}$	—	203	256	312	369	—	—	—	—	—	—

Примечание. Расчет проводился по (6-26).

Приведенное тепловосприятие в поворотной камере:

$$Q^п_{п.к} = (570 - 526)\, 0,998 \approx 44.$$

Балансовая температура газов на выходе из топки.

Суммарное тепловосприятие в области газохода обеих ширм: $Q^п = 55 + 41,4 = 96,4$ (табл. 6-10).

Задаемся температурой газов на выходе из топки $\vartheta''_т = 1220°C$.

Приведенная энтальпия газов для принятой температуры по *I, t*-таблице (табл. 6-11) (с интерполяцией):

$$I^п_{г.рц} = 640 + \frac{20}{100}(699 - 640) \approx 652.$$

Приведенное полезное тепловыделение в топке, определяемое по (6-7), берем из табл. 6-6: $Q^п_т = 1152$.

Приведенное количество тепла, воспринятого в топке, по (6-28):

$$Q^п_л = 0,998\,(1152 - 652) \approx 500.$$

Приведенное количество лучистого тепла из топки, воспринятого ширмами, находим по (6-27):

$$Q^п_{л.ш} = \left(1 - \frac{Q_{л.вых}}{Q_{л.вх}}\right) \beta \eta_в Q^п_л \frac{F_ш}{\chi F_{ст}} = 0,75 \cdot 0,75 \cdot 0,6 \cdot 500 \frac{169}{0,97 \cdot 2079} \approx 14.$$

Таблица 6-12

Температуры по газовому тракту парогенератора ГТМП-314 (балансовые — по приведенным характеристикам топлива; расчетные — по данным завода)

Газоход	Температуры газов, °C		Расхождение, %
	балансовые	из расчета ТКЗ	
За экономайзером ($\alpha = 1,11$)	—	385	—
На входе в экономайзер	496	496	0
На входе во вторичный пароперегреватель I ступени	687	689	0,3
На входе во вторичный пароперегреватель II ступени	817	825	1,0
На входе в конвективный пароперегреватель высокого давления	1005	1018	1,3
На выходе из ширмового пароперегревателя ($\alpha = 1,03$)	1080	1099	1,6
На выходе из топки ($\alpha = 1,03$)	1222	1230	0,7

Примечание. В тепловом расчете завода (ТКЗ, заводской № 08.0545.115), вместо расчета энтальпии продуктов сгорания с учетом рециркуляции газов по формуле $I_{г.рц} = I_г + rI_{г.отб}$ энтальпия рассчитана приближенно по уравнению: $I_{г.рц} = (1 + r) I_г$. Это привело к увеличению расхождений температур с уменьшением избытка воздуха в продуктах сгорания.

Коэффициент $\beta = 0,75$ определен по рис. 6-3, а коэффициент $\eta_в = 0,6$ взят по рекомендациям [Л. 7]. Конструктивные характеристики взяты из теплового расчета завода: $F_{ст} = 2079$ м²; $F_ш = 169$ м²; $\chi \approx 0,97$.

Все лучистое тепло, воспринятое плоскостью входного сечения ширм, равно:

$$Q^п_{л.вх} = \frac{Q^п_{л.ш}}{0,75} \approx 19; \quad \delta Q_{л.вх} = \left(\frac{Q_{л.вх}}{Q^р_н}\right) 100 = 1,9\%.$$

Полное тепловосприятие в области газохода обеих ширм (табл. 6-10): $Q^п_ш = 55 + 41,4 = 96,4$.

Балансовую энтальпию газов на выходе из топки определяем по (6-24а):

$$I_т^{п''} = 570 + \frac{96,4 - 14}{0,998} \approx 653.$$

Балансовую температуру газов на выходе из топки находим по *I, t*-таблице (табл. 6-11) (с интерполяцией):

$$\vartheta''_т = 1200 + \frac{653 - 640}{699 - 640} 100 \approx 1222°C.$$

Эта температура близка к принятой, пересчет не нужен.

Вычисленное приведенное тепловосприятие в области газохода обеих ширм, без лучистого тепла из топки, $Q^п_ш - Q^п_{л.ш} \approx 96,4 - 14 = 82,4$ существенно больше данных заводского расчета (табл. 6-4): $41,3 + 34,2 = 75,5$. Это объясняется в основном тем, что нами в отличие от заводского расчета учтено приведенное тепло излучения из топки и ширм, падающее на экраны поворотной камеры, $Q^п_{л.вых} = 19 - 14 = 5$.

Результаты вычислений сведены в табл. 6-12. Из сопоставления полученных балансовых температур с температурами из теплового расчета завода видно, что точность методики, основанной на приведенных характеристиках, достаточно высока.

Глава седьмая

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ РАСЧЕТЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

7-1. ОБЩИЕ СООБРАЖЕНИЯ

В данную главу включены отдельные вспомогательные расчеты и определения, упрощение которых достигнуто практически без ущерба для точности. Их относительная погрешность в большинстве случаев не выходит за пределы $\pm 1\%$, что обычно меньше погрешности непосредственных измерений.

Сравнительно малое количество и разрозненность отдельных определений, вошедших в эту главу, объясняется недостатком литературы в данной области. Это в свою очередь вызвано недооценкой возможностей использования приведенных характеристик с целью упрощения и уточнения теплотехнических расчетов. В качестве примера приведем методику определения плотности дымовых газов. В действующих нормах аэродинамического расчета [Л. 59] графическое определение этой величины основано на обычных методах расчета, требующих знания состава продуктов сгорания, тогда как метод определения этой величины, основанный на приведенных характеристиках, оказался намного проще и существенно точнее (§ 7-4,а).

Приведенные характеристики до сих пор используются недостаточно. Материалы этой главы, разработанные в основном автором, следует рассматривать как начало многообещающей работы по более полному использованию приведенных характеристик и других обобщенных методов и констант для упрощения теплотехнических расчетов.

7-2. ТОПЛИВО И ТОПОЧНЫЕ ПРОЦЕССЫ

а) СУШКА ТОПЛИВА НА СКЛАДЕ

При правильном и недолгом хранении топлива на складе сушка его происходит без заметного окисления. В таких случаях при постоянстве состава горючей массы уменьшается масса хранящегося топлива

$$\frac{B_2}{B_1} = \frac{100 - W^{р}_{1}}{100 - W^{р}_{2}} < 1.$$

Несмотря на это, количество химически связанного тепла в подсушенном топливе возрастает, что отражено формулой

$$\frac{B_2 Q^{р}_{н2}}{B_1 Q^{р}_{н1}} = \left(\frac{100 - W^{р}_{1}}{100 - W^{р}_{2}}\right) \frac{Q^{р}_{н2}}{Q^{р}_{н1}} > 1.$$

(Здесь и в дальнейшем индексами 1 и 2 или одним штрихом и двумя штрихами обозначаются величины, относящиеся соответственно к исходному и подсушенному топливам.)

Подставив в последнее выражение вместо правой части равенства его значение из (1-15), найдем после сокращений, что увеличение количества химически связанного тепла в подсушенном топливе по отношению к исходному равно:

$$\frac{B_2 Q^{р}_{н2}}{B_1 Q^{р}_{н1}} = 1 + 0{,}006 \Delta W^{п}. \qquad (7\text{-}1)$$

Здесь $(100 - W^{р}_{1}) / (100 - W^{р}_{2})$ — отношение массы подсушенного топлива к исходной массе, кг/кг; $\Delta W^{п} \approx W^{п}_{1} - W^{п}_{2}$ — приведенный съем влаги (§ 7-5,б); B — запас топлива на складе, кг.

Следовательно, в результате естественной сушки топлива на складе выигрыш в тепле равен:

$$\delta Q = \left(\frac{B_2 Q^{р}_{н2}}{B_1 Q^{р}_{н1}} - 1\right) 100 = 0{,}6 \Delta W^{п}\ \%. \qquad (7\text{-}1а)$$

Эта формула справедлива и для разомкнутой сушки при условии постоянства состава горючей массы топлива (§ 7-5,б).

Таким образом, уменьшение количества сырого топлива на складе за счет его естественной сушки приводит к экономии топлива. Расчетная формула (7-1а) наглядно показывает, что уменьшение приведенной влажности топлива на одну единицу ($\Delta W^{п} = 1$) в результате «даровой» сушки топлива на складе дает экономию топлива, равную 0,6%.

б) НОМОГРАММЫ И УПРОЩЕННЫЕ ФОРМУЛЫ ДЛЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА АНТРАЦИТОВ, ТОЩИХ И ДРУГИХ УГЛЕЙ

На электростанциях для повседневного контроля анализов и качества топлива, а также для контроля работы парогенераторов полезны упрощенные формулы и номограммы, связывающие три основные характеристики рабочего топлива: $W^{р}$, $A^{р}$ и $Q^{р}_{н}$. С их помощью можно быстро и достаточно точно определить любую из указанных величин по двум другим. Так, например, часто требуется проверить соответствие между теплотой сгорания и балластом топлива либо подсчитать теплоту сгорания по влажности и зольности топлива. Такие определения позволяют вести эксплуатационный учет и анализ работы парогенераторов в течение довольно длительных промежутков времени между определениями теплоты сгорания по калориметрической бомбе, когда качество топлива контролируется только по анализам на влажность и зольность. Инструкцией по определению качества угля для учета удельных расходов топлива на электростанциях (Госэнергоиздат, 1954 г.) разрешено определять $Q^{р}_{н}$ по калориметрической бомбе 1 раз в среднем за 10 дней.

Преобразовав формулу

$$Q^{р}_{н} = Q^{г}_{н} \frac{100 - A^{р} - W^{р}}{100} - 6W^{р}, \text{ ккал/кг},$$

в выражение

$$Q^{р}_{н} = \frac{Q^{г}_{н}}{100}\left[100 - A^{р} - \left(1 + \frac{600}{Q^{г}_{н}}\right) W^{р}\right], \text{ ккал/кг},$$

и подставив в скобках этого выражения приближенное значение $Q^{г}_{н} = 8000$ ккал/кг, близко соответствующее низшей теплоте сгорания горючей массы антрацитов и тощих углей, получим обобщенную формулу, более удобную для номографирования и не зависимую от системы измерений, в которой величины теплоты сгорания могут быть выражены в ккал/кг либо в кДж/кг:

$$Q^{р}_{н} = \frac{Q^{г}_{н}}{100}(100 - A^{р} - 1{,}075 W^{р}), \qquad (7\text{-}2)$$

Погрешность формулы (7-2) в редких случаях, при весьма больших отклонениях $Q^{г}_{н}$ для отмеченных топлив (7500—8500 ккал/кг), состав-

ляет всего ±2,5÷3,0 ккал/кг или ±0,04÷0,05%. Незначительность погрешности позволяет пользоваться этой формулой и для самых точных расчетов. Для других топлив требуется только подстановка иного значения усредненной величины $Q^{г}_{н}$.

Для эксплуатационного контроля предлагается дальнейшее упрощение, заключающееся в подстановке в (7-2) усредненных значений $Q^{г}_{н}$ из [Л. 8]. В итоге получаются следующие расчетные формулы для донецких углей:

для АШ

$$Q^{р}_{н} = K \cdot 332 (100 - A^{р} - 1{,}075 W^{р}),\ \text{кДж/кг}, \qquad (7\text{-}3)$$

или

$$Q^{р}_{н} = K \cdot 79{,}3 (100 - A^{р} - 1{,}075 W^{р}),\ \text{ккал/кг}, \qquad (7\text{-}3а)$$

для полуантрацита

$$Q^{р}_{н} = K \cdot 343 (100 - A^{р} - 1{,}075 W^{р}),\ \text{кДж/кг}, \qquad (7\text{-}4)$$

или

$$Q^{р}_{н} = K \cdot 81{,}9 (100 - A^{р} - 1{,}075 W^{р}),\ \text{ккал/кг}; \qquad (7\text{-}4а)$$

для тощего угля

$$Q^{р}_{н} = K \cdot 345 (100 - A^{р} - 1{,}075 W^{р}),\ \text{кДж/кг}, \qquad (7\text{-}5)$$

или

$$Q^{р}_{н} = K \cdot 82{,}4 (100 - A^{р} - 1{,}075 W^{р}),\ \text{ккал/кг}. \qquad (7\text{-}5а)$$

В эти формулы введен поправочный коэффициент, отражающий влияние изменений горючей массы топлива по данным калориметрирования:

$$K = \frac{Q^{р}_{н\ \text{по бомбе}}}{Q^{р}_{н\ \text{по расчету}}},$$

где $Q^{р}_{н\ \text{по расчету}}$ — теплота сгорания топлива, определенная по одной из приведенных формул.

По многолетнему опыту ряда крупных электростанций, работающих на АШ из различных районов Донбасса, колебания этого коэффициента для АШ по отношению к среднему его значению невелики: ±0,5÷1% [Л. 60]. Рекомендуется на каждой электростанции установить и периодически проверять среднее характерное значение коэффициента K. Несмотря на сравнительно небольшие колебания его величины, упрощенное определение теплоты сгорания может быть рекомендовано для текущего эксплуатационного контроля в дозволенные периоды между определениями $Q^{р}_{н}$ по бомбе.

По формуле (7-3) построены номограммы для АШ. Для повышения точности и удобства определений даны две номограммы: для нормальной и повышенной зольности (рис. 7-1 и 7-2). Действительная теплота сгорания АШ будет равна:

$$Q^{р}_{н} = K Q^{р}_{н.дг}.$$

Здесь $Q^{р}_{н.дг}$ — теплота сгорания по диаграмме.

Аналогичные номограммы могут быть построены для полуантрацита и тощего угля. Для каменных и бурых углей использование подобных номограмм и упрощенных формул также возможно и полезно, но для этих топлив колебания состава горючей массы и соответственно поправочного коэффициента K могут быть значительно больше.

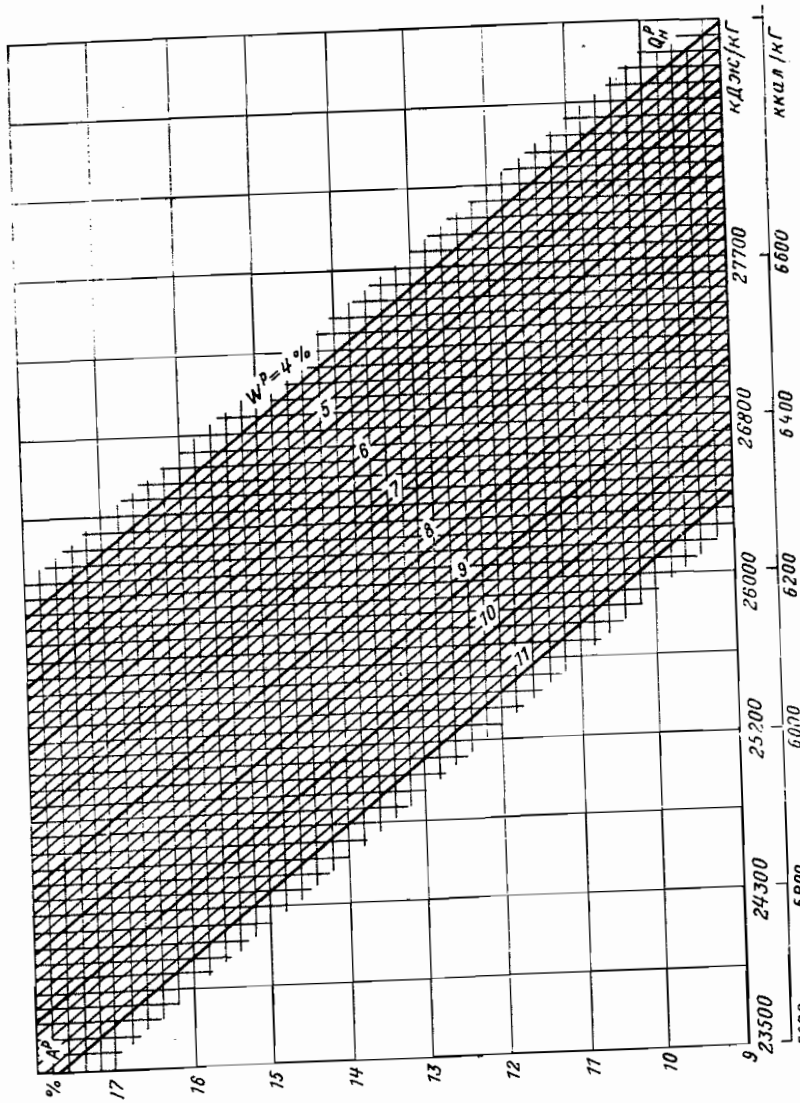


Рис. 7-1. Номограмма определения теплоты сгорания АШ при $A^{р} \leqslant 18\%$.

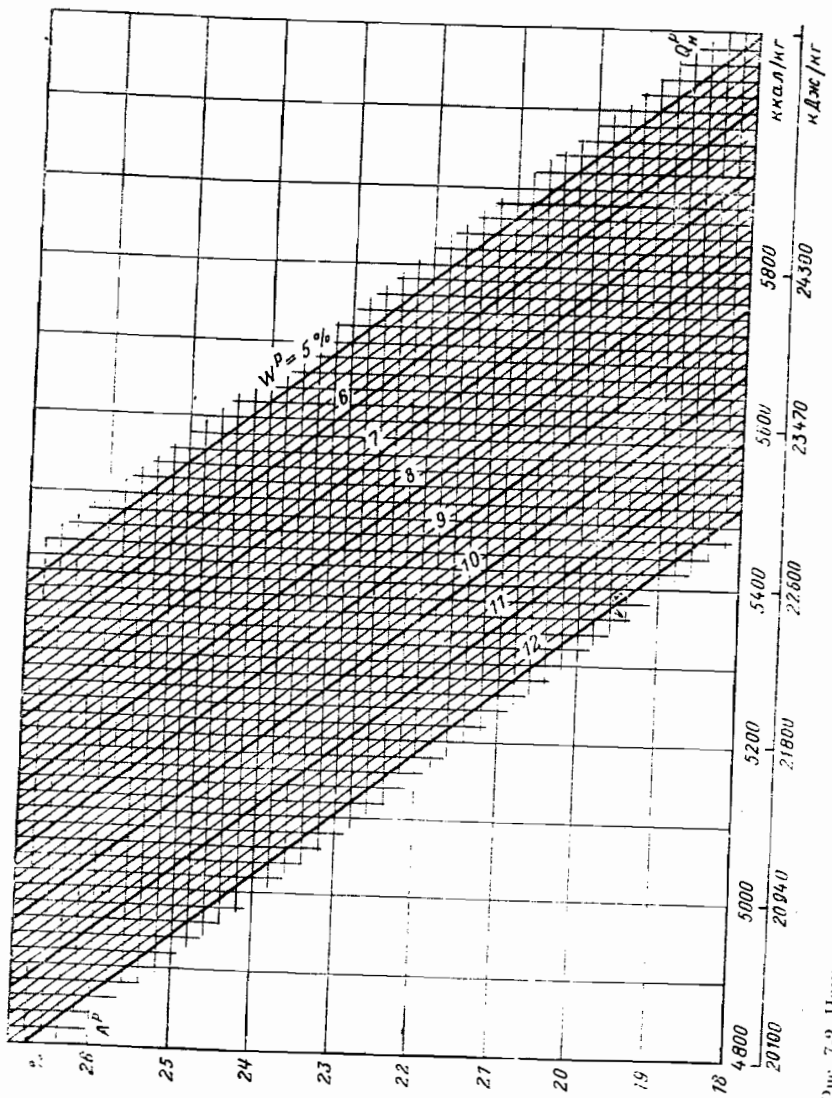


Рис. 7-2. Номограмма определения теплоты сгорания АШ при $A^p \geq 18\%$.

в) ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ГОРЕНИЯ

Теоретическая (адиабатная) температура горения ($\vartheta_а$) является важной характеристикой излучения в топке и самого топлива. При отсутствии рециркуляции газов и условии $Q^р_н = Q^р_р$ эта температура определяется из равенства

$$Q^р_н \frac{100 - q_3 - q_4 - q_5}{100 - q_4} + \alpha_т I^0_в = (Vc)_г \vartheta_а.$$

Такое определение в соответствии с нормативным методом [Л. 7] обычно производится для заданного топлива, для которого предварительно подсчитаны энтальпии воздуха и продуктов сгорания в достаточно широком интервале температур.

Однако нередко требуется знание теоретической температуры горения для изменившегося качества топлива и других режимных условий. По обычной методике такие определения связаны с громоздкими расчетами. Обобщенные методы позволяют произвести эти определения просто с достаточной точностью (погрешность около 1%) для любых условий без предварительного определения энтальпий. Так, по обобщенной методике:

$$\vartheta_а = f(\alpha_т;\ \bar{t}_{возд};\ W^п;\ \text{сорт топлива}).$$

При этом отпадают погрешности, нередко возникающие при обычной методике вследствие несоответствий между теплотой сгорания топлива и объемами (и энтальпиями) воздуха и продуктов сгорания (§ 3-8,б).

Графический метод. Определение теоретической температуры горения возможно по I, t-диаграммам (§ 4-6,г). Диаграммы составлены для шести опорных топлив, представляющих подавляющее большинство энергетических топлив Советского Союза. При этом для каждого опорного топлива дается зависимость:

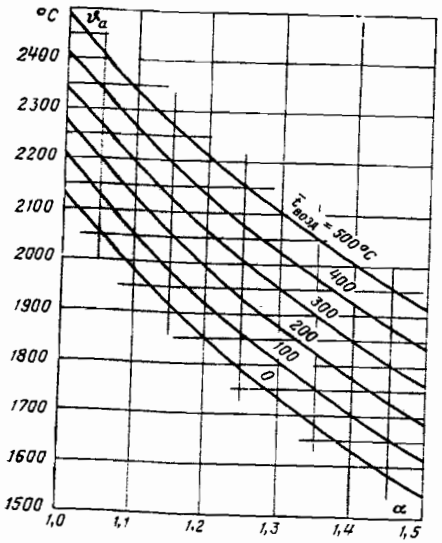
$$\vartheta_{а.дг} = f(\alpha;\ \bar{t}_{возд}).$$

Теоретическая температура горения при $q_3 + q_{6шл} = 0$, без учета золы, рециркуляции газов и диссоциации[1], определяется путем перерасчета по формуле

$$\vartheta_а = \frac{\vartheta_{а.дг}}{Э_{тл} Э_г},\ °C. \qquad (7\text{-}8а)$$

Здесь $\vartheta_{а.дг}$ — теоретическая температура горения, найденная графически (по I, t-диаграмме либо по графикам); $Э_{тл}$ — поправка на отличие горючей массы заданного топлива от опорного (табл. 4-3—4-7); эта поправка колеблется в узких пределах, например для группы топлив — антрацит, полуантрацит, тощий уголь и коксик (опорное топливо — АШ) $Э_{тл} = 1{,}00 \div 1{,}01$, а для торфов, мазутов, нефти, природного и попутного газов $Э_{тл} \approx 1{,}00$; $Э_г$ — коэффициент, учитывающий изменение приведенной влажности заданного топлива по отношению к приведенной влажности опорного топлива, находится в линейной зависимости $Э_г = f(W^п, \alpha)$, определяется по графикам (рис. 4-5 и последующие) либо аналитически (§ 4-6,б); для мазута и нефти $Э_г \approx 1{,}0$, для природных и попутных газов $Э_г = 1{,}0$.

[1] Влияние и учет этих перечисленных факторов рассмотрены ниже.



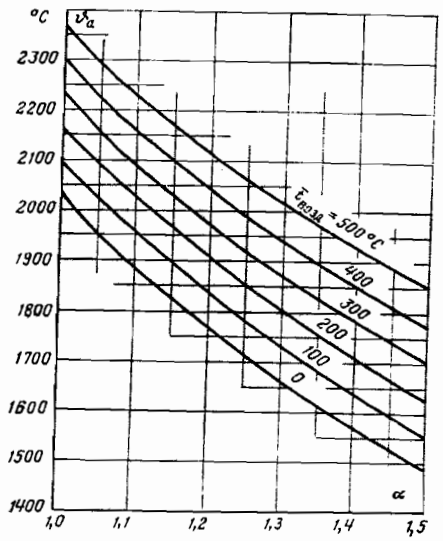


Рис. 7-3. Теоретическая температура горения донецкого антрацитового штыба ($W^п \approx 1,2$).

Рис. 7-4. Теоретическая температура горения экибастузского каменного угля ($W^п = 2$).

Рассмотрим графики для каждого из опорных топлив.

1. Определение теоретической температуры горения антрацитов, полуантрацитов и тощих углей производится по рис. 7-3 по зависимости $\vartheta_а = f(\alpha_т;\ t_{возд})$ для опорного топлива — донецкого АШ; $W^п = 1,2$. Пересчет на заданное топливо ведется по (7-6). Коэффициент $Э_{тл}$, учитывающий состав горючей массы топлива, берется из табл. 4-3, а коэффициент $Э_г$, учитывающий изменения приведенной влажности топлива

$$Э_г = f(W^п;\ \alpha),$$

определяется по вспомогательному графику на рис. 4-5.

2. Определение теоретической температуры горения каменных углей производится по рис. 7-4 по зависимости $\vartheta_а = f(\alpha_т;\ t_{возд})$ для опорного топлива — экибастузского каменного угля; $W^п = 2$. Пересчет на заданное топливо ведется по (7-6). Коэффициент $Э_{тл}$, учитывающий состав горючей массы топлива, берется из табл. 4-4 и 4-5, а коэффициент $Э_г$, отражающий влияние приведенной влажности топлива

$$Э_г = f(W^п;\ \alpha),$$

берется по вспомогательному графику на рис. 4-6.

3. Определение теоретической температуры горения бурых углей производится по рис. 7-5 по зависимости $\vartheta_а = f(\alpha_т;\ t_{возд})$ для опорного топлива — назаровского бурого угля; $W^п = 12,5$. Пересчет на заданное топливо ведется по формуле (7-6). Коэффициент $Э_{тл}$ берется из табл. 4-6 и 4-7, а коэффициент $Э_г$, отражающий влияние приведенной влажности топлива, — по графику рис. 4-8.

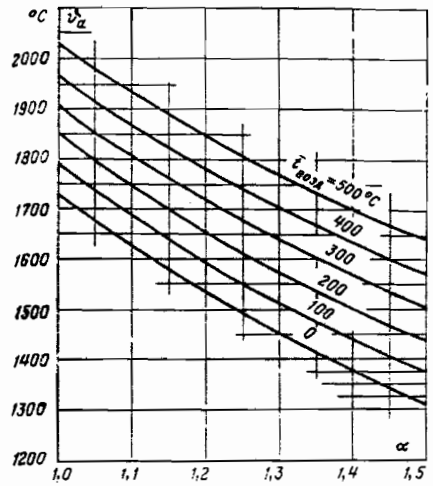


Рис. 7-5. Теоретическая температура горения назаровского бурого угля ($W^п = 12,5$).

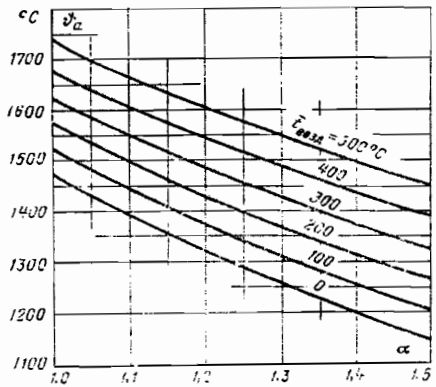


Рис. 7-6. Теоретическая температура горения фрезерного торфа ($W^п = 24,6$).

4. Определение теоретической температуры горения торфов производится по зависимости $\vartheta_а = (\alpha_т;\ t_{возд})$ рис. 7-6 для опорного топлива — фрезерного торфа; $W^п = 24,6$. Пересчеты на заданный торф ведутся по (7-6). Коэффициент $Э_{тл} = 1$, а коэффициент $Э_г$ берется по графику рис. 4-10.

5. Определение теоретической температуры горения мазутов и нефти производится по рис. 7-7 по зависимости $\vartheta_а = f(\alpha_т;\ t_{возд})$ для опорного топлива — высокосернистого мазута; $W^п = 0,3$. Пересчет на заданное топливо ведется по (7-6). Коэффициент $Э_{тл} = 1,0$, а коэффициент $Э_г$ берется по вспомогательному графику рис. 4-11. В большинстве случаев $Э_г \approx 1$.

При повышенной температуре жидкого топлива, подаваемого в топку ($t_{тл} \geqslant 100$°C), рекомендуется вводить поправку на нагрев топлива согласно (7-11).

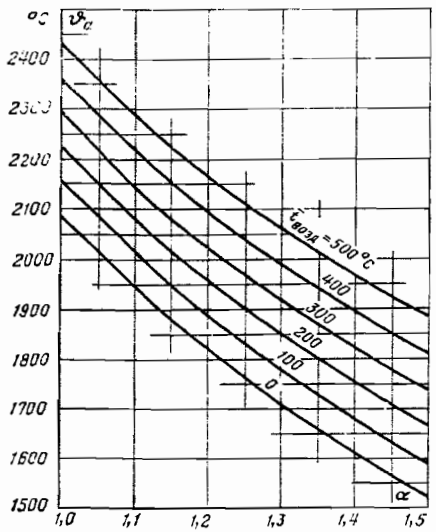
6. Определение теоретической температуры горения природных и попутных газов с повышенным содержанием метана ($CH_4 \geqslant 70\%$) производится по рис. 7-8, составленному для природного незабалластированного газа ($N_2 < 10\%$). Для упомянутых газов пересчет по (7-6) не требуется: $Э_{тл} = 1$; $Э_г = 1$. Лишь при большом содержании в горючем газе азота ($N_2 > 10\%$), что для рассматриваемых газов редко имеет место[1], вводится поправка на балластирование горючего газа азотом согласно (4-2а):

$$\vartheta_{а.бал} = \frac{\vartheta_а}{Э_{N_2}},\ °C, \qquad (7\text{-}6б)$$

где

$$Э_{N_2} = 1 + 0,9\,\frac{1,25N_2 \cdot 10^{-3}}{1,11\alpha + 0,14}. \qquad (7\text{-}7)$$

[1] Из 32 природных газов, приведенных в нормах [Л. 7], лишь в двух $N_2 > 10\%$. В попутных газах с повышенным содержанием метана ($CH_4 > 70\%$), приведенных в нормах, содержание балластных газов незначительно: $N_2 + CO_2 < 2\%$ [Л. 7].



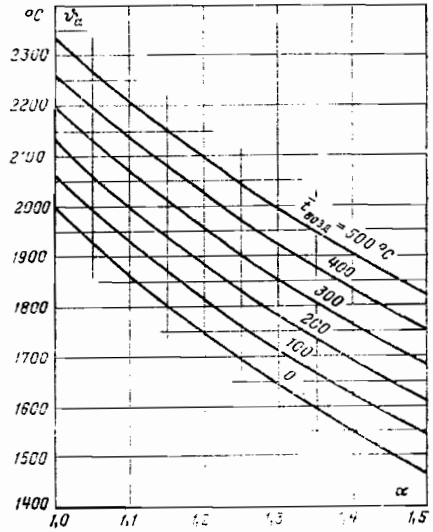


Рис. 7-7. Теоретическая температура горения мазута ($W^п=0,3$).

Рис. 7-8. Теоретическая температура горения природного газа ($N_2<10\%$).

Приведем пример использования поправки $Э_{N_2}$ для определения теоретической температуры горения природного газа из газопровода Первомайск — Сторожовка [Л. 7], сильно забалластированного азотом ($N_2=30,2\%$), при $\alpha_т=1,2$; $\bar{t}_{возд}=300°C$.

	ϑ_a, °C
Способ определения:	
по нормативному методу [Л. 7]	1915
по обобщенному методу (рис. 7-8)	1955
то же с учетом поправки $\frac{\vartheta_{a.дг}}{Э_{N_2}}=\frac{1955}{1,023}$	1910

Поправка на балластирование азотом равна:

$$Э_{N_2}=1+0,9\frac{1,25\cdot 30,2\cdot 10^{-3}}{1,11\cdot 1,2+0,14}\approx 1,023.$$

Расхождение в результатах определения температуры ϑ_a по нормативному методу и по приведенным характеристикам незначительное:

$$\delta\vartheta_a=\frac{1910-1915}{1915}100\approx -0,3\%.$$

Аналитический метод В. Е. Егорова. По нормативному методу расчет теоретической температуры горения основан, во-первых, на использовании табличных данных по энтальпиям воздуха и продуктов сгорания и, во-вторых, на определении искомой температуры ϑ_a из равенства

$$(Vc)_г\vartheta_a=Q^р_р(1-0,01q_3)+Q_в,$$

что можно выполнить с помощью метода последовательных приближений.

При изменении качества топлива требуются громоздкие пересчеты энтальпий. В этом сложность обычного метода определения температуры ϑ_a.

Метод, разработанный В. Е. Егоровым [Л. 61], впервые позволяет аналитически определить теоретическую температуру горения просто, точно, без помощи метода последовательных приближений для любого качества топлива и с минимальными сведениями о топливе (сорт; $W^п$).

Метод основан на использовании приведенных характеристик и выявленной нами зависимости

$$m=f(W^п;\ \alpha;\ \text{вид топлива}),$$

где $m=\frac{c_в V^п_в}{c_г V^п_г}$ — отношение водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания (§ 7-3,а).

Определение теоретической температуры горения по [Л. 61] для условия $q_3+q_{6шл}=0$ без учета зольности и диссоциации продуктов горения ведется по зависимости

$$\vartheta_a=f(\alpha_т;\ \bar{t}_{возд};\ W^п;\ \text{вид топлива}),$$

а сам расчет производится по формуле:

$$\vartheta_a=m\frac{I^п_a\bar{t}_{возд}}{Э_{тл}\alpha_т I^{п,0}_в}. \qquad (7\text{-}8)$$

Здесь $I^п_a=1000+\alpha_т I^{п,0}_в$ — приведенная энтальпия продуктов сгорания при теоретической температуре горения; $I^{п,0}_в$ — приведенная теоретическая энтальпия воздуха, поступающего в топку, подсчитываемая по формуле (4-3); $\alpha_т$ — избыток воздуха в топке; $\bar{t}_{возд}$ — температура воздуха, поступающего в топку, °C; $Э_{тл}$ — поправочный коэффициент на состав горючей массы углей отдельных месторождений (табл. 4-3—4-7), колеблется в небольших пределах: $Э_{тл}=0,98\div1,02$; для мазутов, торфов, природных и попутных газов $Э_{тл}\approx1,0$; m — отношение водяных эквивалентов воздуха, поступающего в топку, и продуктов сгорания при температуре ϑ_a, определяемое по формулам:

$$m=\frac{\alpha_т m^0}{1+(\alpha_т-1)m^0}; \qquad (7\text{-}9)$$

$$m^0=m^0_{W=0}\frac{1+0,006W^п}{1+0,0175W^п}+a_t(t_{возд}-100), \qquad (7\text{-}10)$$

где m^0 — отношение водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания при $\alpha=1$ и соответствующих температурах; $m^0_{W=0}$ — то же отношение при $\alpha=1$, при $W^п=0$ и $t_{возд}=100°C$, зависящее от сорта топлива; a_t — температурный коэффициент, отражающий изменение этого отношения в зависимости от температуры воздуха; обе последние величины берутся в зависимости от сорта топлива из табл. 7-1.

Сравнение теоретической температуры горения, определенной аналитически по методу В. Е. Егорова и по нормативному методу для 32 различных топлив, включая АШ, Т, каменные и бурые угли, мазут и природный газ, по данным [Л. 8], при широких колебаниях приведенной влажности (0—32), избытка воздуха (1,0—1,5) и температуры воздуха (250—500°C), показало, что расхождения получаются небольшими: $\delta\vartheta_a=\pm0,1\div0,9\%$ [Л. 61].

Для иллюстрации метода приводим определение теоретической температуры горения без учета золы и диссоциации (при $q_3 = q_{6шл} = 0$) для трех характерных топлив (табл. 7-2).

Приведенные теоретические энтальпии воздуха, поступающего в топку, определенные по формуле (4-1) и расчетным коэффициентам из приложения IV соответственно равны:

$$1)\ I_в^{п,0} = (1 + 0{,}006W^п) = 140{,}7\,(1 + 0{,}006 \cdot 12{,}5) \approx 151;$$

$$2)\ I_в^{п,0} = 106\,(1 + 0{,}006 \cdot 0{,}3) \approx 106{,}2;$$

$$3)\ I_в^{п,0} = 106{,}5.$$

Приведенные энтальпии продуктов сгорания при $\vartheta_а$:

$$1)\ I^п_а = 1000 + \alpha_т I_в^{п,0} = 1000 + 1{,}2 \cdot 151 = 1181;$$

$$2)\ I^п_а = 1000 + 1{,}05 \cdot 106{,}2 \approx 1111;$$

$$3)\ I^п_а = 1000 + 1{,}2 \cdot 106{,}5 = 1128.$$

Определяем величину m^0 по (7-10):

$$1)\ m^0 = 0{,}725\,\frac{1 + 0{,}006 \cdot 12{,}5}{1 + 0{,}0175 \cdot 12{,}5} + 4 \cdot 10^{-5}\,(400 - 100) = 0{,}639 + 0{,}012 = 0{,}651;$$

$$2)\ m^0 = 0{,}729\,\frac{1 + 0{,}006 \cdot 0{,}3}{1 + 0{,}0175 \cdot 0{,}3} + 4 \cdot 10^{-5}\,(300 - 100) \approx 0{,}735;$$

$$3)\ m^0 = 0{,}695 + 4 \cdot 10^{-5}\,(300 - 100) = 0{,}703.$$

Таблица 7-1

Значения коэффициентов, необходимых для аналитического определения теоретической температуры горения

Топливо	$m^0_{W^п=0}$	c_t
Антрациты, полуантрациты, тощие угли и кокс	0,753	$3 \cdot 10^{-5}$
Каменные угли, мазут	0,729	$4 \cdot 10^{-5}$
Бурые угли	0,725	$4 \cdot 10^{-5}$
Торф	0,700	$4 \cdot 10^{-5}$
Природные газы	0,695	$4 \cdot 10^{-5}$

Таблица 7-2

Сопоставление теоретической температуры горения, определенной аналитически по нормативному методу, аналитически по обобщенному методу В. Е. Егорова и графически по приведенным характеристикам

Топливо [Л. 7]	$\alpha_т$	$t_{возд}$, °C	$\vartheta_а$, °C			Расхождение с нормативным методом, %
			по нормативному методу	по В. Е. Егорову	по приведенным характеристикам	
Назаровский Б2; $W^п = 12{,}5$ . . .	1,20	400	1793	1802	1795	0,1—0,5
Мазут высокосернистый; $W^п = 0{,}3$	1,05	300	2220	2234	2215	0,2—0,6
Газ природный; $N_2 = 30{,}2\%$:						
без учета балласта (азота)	1,20	300	—	1955	1955	—
с учетом балласта (азота) . .	1,20	300	1915	1910	1910	0,3

Примечания: 1. $\vartheta_а$ определяется без учета влияния золы и нагрева топлива.
2. $\vartheta_а$ по приведенным характеристикам — см. рис. 7-5, 7-7 и 7-8.

Таблица 7-3

Сопоставление теоретической температуры горения попутных газов ($N_2 \leqslant 0{,}1\%$), определенной аналитически по нормативному методу [Л. 7] и аналитически по В. Е. Егорову [Л. 6]

Производственное объединение по [Л. 7]	$Q^с_н$, ккал/м³	$\vartheta_а$, °C		Расхождение, %
		по нормативному методу	по В. Е. Егорову	
Туркменнефть	9100	1944	1955	+0,6
Краснодарнефть	9140	1958	1955	—0,3
Грознефть	11 230	1978	1955	—1,2

Находим величину m по (7-9):

$$1)\ m = \frac{1{,}2 \cdot 0{,}651}{1 + (1{,}2 - 1)\,0{,}651} = 0{,}692;$$

$$2)\ m = \frac{1{,}05 \cdot 0{,}735}{1 + (1{,}05 - 1)\,0{,}735} = 0{,}745;$$

$$3)\ m = \frac{1{,}2 \cdot 0{,}703}{1 + (1{,}2 - 1)\,0{,}703} = 0{,}741.$$

Определяем теоретическую температуру горения по (7-8):

$$1)\ \vartheta_а = 0{,}692\,\frac{1187 \cdot 400}{1{,}0 \cdot 1{,}2 \cdot 151} = 1802°C;$$

$$2)\ \vartheta_а = 0{,}745\,\frac{1111 \cdot 300}{1{,}0 \cdot 1{,}05 \cdot 106} = 2234°C;$$

$$3)\ \vartheta_а = 0{,}741\,\frac{1128 \cdot 300}{1{,}0 \cdot 1{,}2 \cdot 106{,}5} = 1955°C.$$

Выбранный для примера природный газ сильно забалластрирован азотом: $N_2 = 30{,}2\%$ [Л. 7]. С учетом поправки на балластирование [см. пример, приведенный выше, и (7-6б)]:

$$\vartheta_а = \frac{1955}{Э_{N_2}} = \frac{1955}{1{,}023} \approx 1910°C.$$

Результаты расчета по В. Е. Егорову сопоставлены с аналитическими определениями по нормативному методу и графическими по приведенным характеристикам (табл. 7-2). Расхождения небольшие: 0,1—0,6%.

Проверена возможность применения аналитического метода В. Е. Егорова в [Л. 6] и для попутных газов с повышенным содержанием метана ($CH_4 > 70\%$). Погрешность метода также невелика, но несколько больше, чем для природных газов: ±0,3—1,2% (табл. 7-3).

г) ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ТЕМПЕРАТУРА ГОРЕНИЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ НАГРЕВА ТОПЛИВА И ЕГО ПРИВЕДЕННОЙ ВЛАЖНОСТИ

Нагрев топлива теплом извне повышает располагаемое тепло топлива ($Q^р_р$) и соответственно теоретическую температуру его горения. Рассмотрим это положение применительно к мазуту.

Поправка на нагрев мазута. Вязкие мазуты подаются в топку при температуре 120—180°C. При определении их теоретической темпера-

туры горения следует учесть физическое тепло топлива путем введения поправки на нагрев топлива:

$$\vartheta_{а.нагр} \approx K_{нагр}\vartheta_а \approx (1+0{,}055 t_{маз}\cdot 10^{-3})\vartheta_а,\ ^\circ C, \qquad (7\text{-}11)$$

где $\vartheta_{а.нагр}$ и $\vartheta_а$ — теоретические температуры горения соответственно с учетом нагрева мазута и без него; $t_{маз}$ — температура мазута, подаваемого в топку, °С.

Выше была определена теоретическая температура горения мазута при $\alpha_т=1{,}05$; $t_{возд}=300$°С графически, по обобщенной методике: $\vartheta_а \approx$ ≈ 2215°С (табл. 7-2). Это значение $\vartheta_а$ действительно для горения холодного мазута (0°С). С учетом нагрева мазута, например, до 160°С его теоретическая температура горения составит:

$$\vartheta_а=(1+0{,}055\cdot 160\cdot 10^{-3})\,2215=1{,}0088\cdot 2215\approx 2235^\circ C.$$

Влияние приведенной влажности. Широкие колебания приведенной влажности характерны для твердых топлив. Можно сказать, что качество твердого топлива определяется в основном его влажностью и зольностью, т. е. его приведенной влажностью.

Обобщенная методика позволяет определить теоретическую температуру горения различных топлив любого качества без громоздких расчетов и с достаточно высокой точностью. Так, при неизменном составе горючей массы топлива (поправочный коэффициент $Э_{т.л}=1$) пересчет температуры $\vartheta_{аI}$, найденной для определенной влажности ($W^п_I$), на другую приведенную влажность ($W^п_{II}$) производится по несложным формулам:

$$\vartheta_{аII}=\frac{\vartheta_{аI}}{Э_г};\quad Э_г \approx \frac{Э^\circ_г+(\alpha-1)Э_в}{\alpha};$$

$$Э_в=1+\frac{0{,}006\,(W^п_{II}-W^п_I)}{1+0{,}006W^п_I}; \qquad (7\text{-}12)$$

$$Э^\circ_г=1+\frac{0{,}0175\,(W^п_{II}-W^п_I)}{1+0{,}0175W^п_I}. \qquad (7\text{-}13)$$

Для каждого из опорных твердых и жидких топлив, для которых составлены обобщенные I, t-диаграммы (§ 4-7—4-11), даны вспомогательные графики для определения величины

$$Э_г=f(\Delta W^п;\ \alpha).$$

Эти графики даны на I, t-диаграммах (рис. 4-5, 4-6 и 4-11) и отдельно (рис. 4-8 и 4-10).

Проиллюстрируем методику таких определений на двух примерах.

1. Для донецкого АШ при $W^п_I \approx 1$; $\alpha=1{,}2$ и $t_{возд}=300$°С теоретическая температура горения, определенная графически (рис. 7-3), $\vartheta_{аI}\approx 2065$°С. Требуется определить теоретическую температуру горения при резком ухудшении качества топлива для случая $W^п_{II}=3$.

Находим по (7-12) и (7-13):

$$Э_в=1+\frac{0{,}006\,(3-1)}{1+0{,}006\cdot 1}\approx 1{,}012;\qquad Э^\circ_г=1+\frac{0{,}0175\,(3-1)}{1+0{,}0175\cdot 1}\approx 1{,}0344.$$

Затем определяем:

$$Э_г=\frac{1{,}0344+(1{,}2-1)\cdot 1{,}012}{1{,}2}\approx 1{,}03;\quad \vartheta_{аII}=\frac{2065}{1{,}03}\approx 2005^\circ C.$$

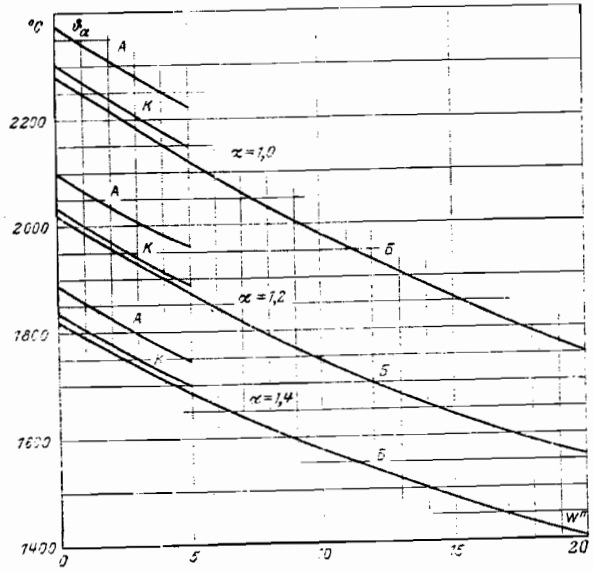


Рис. 7-9. Теоретическая температура горения твердых и жидких топлив без учета золы и диссоциации газов при $t_{возд}=300$°С; $\vartheta_а=f(W^п;\ \alpha)$.

А — антрациты, полуантрациты, коксик и тощие угли; *К* — каменные угли и мазут; *Б* — бурые угли.

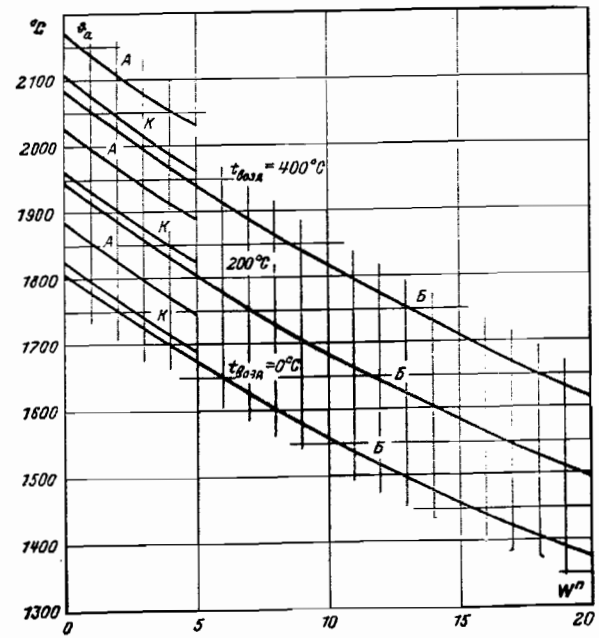


Рис. 7-10. Теоретическая температура горения твердых и жидких топлив без учета золы и диссоциации газов при $\alpha=1{,}2$; $\vartheta_а=f(W^п;\ t_{возд})$.

А — антрациты, полуантрациты, коксик и тощие угли; *К* — каменные угли и мазут; *Б* — бурые угли.

Кстати, на этом примере наглядно показано, что при хорошей организации сжигания АШ и других сухих углей сильное ухудшение качества топлива не должно значительно снизить теоретическую температуру горения, она остается достаточно высокой. Для рассмотренного примера она снижается сравнительно мало — с 2065 до 2005°С.

2. Определим повышение теоретической температуры горения назаровского бурого угля при переходе с влажного угля ($W^п$=12,5) на сушонку ($W^п$=3,3, разомкнутый цикл сушки). Пусть для обоих вариантов характеристики топочного режима одинаковы: $\alpha_т$=1,10; $\bar{t}_в$=400°С. Адиабатную температуру для сырого угля ($W^п$=12,5) определяем по I, t-диаграмме: $\vartheta_а$=1870°С (рис. 4-7). Для пересчета на сушонку находим значение поправочного коэффициента по графику: $Э_г$=0,878 (рис. 4-8). Теоретическая температура горения сушонки по формуле (7-6) при $Э_{т.л}$=1:

$$\vartheta_а = \frac{\vartheta_{а.дг}}{Э_г} = \frac{1870}{0,878} \approx 2130°С.$$

Приведенная энтальпия продуктов сгорания при этой температуре по (4-4) и данным приложения IV:

$$I^п_а = (164 + 1,1 \cdot 861)(1 + 0,066 \cdot 3,3) + 12,5 \cdot 3,3 \approx 1170.$$

Теоретическая температура горения сушонки с учетом зольности (см. ниже) равна 2100°С.

Для представления о влиянии приведенной влажности в широких пределах ее изменения для различных топлив и характеристик режима на рис. 7-9 и 7-10 показаны зависимости $\vartheta_а = f(W^п;\ \alpha;\ t_{возд})$.

д) ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ТЕМПЕРАТУРА ГОРЕНИЯ С УЧЕТОМ ЗОЛЫ ТОПЛИВА

Теоретическая температура горения определяется из условия равенства энтальпии продуктов полного сгорания топлива при этой температуре ($I_а$) и полезного тепловыделения в топке (при q_3=0):

$$Q_т = Q^р_н(1 - 0,01q_{6шл}) + I_в,\ кДж/кг\ (ккал/кг),$$

где $q_{6шл}$ — потеря с физическим теплом шлаков, %; $I_в$ — энтальпия воздуха, поступающего в топку, ккал/кг. Помножив левую и правую части последнего выражения на $1000/Q^р_н$, получим то же равенство, но в приведенных величинах:

$$Q^п_т = 1000(1 - 0,01q_{6шл}) + I^п_в.$$

Потерю тепла $q_{6шл}$ можем также выразить в приведенных величинах:

$$q_{6шл} = \frac{c_{шл}t_{шл}a_{шл}A^р}{Q^р_н} = c_{шл}t_{шл}a_{шл}A^п \cdot 10^{-3}, \qquad (7\text{-}14)$$

где $c_{шл}$, $t_{шл}$ и $a_{шл}$ — соответственно теплоемкость шлака, его температура и доля золы, удаляемой со шлаком.

Температура шлака принимается при твердом шлакоудалении равной 600°С, при жидком — равной температуре нормального жидкого шлакоудаления $t_{н.ж}$, а при отсутствии данных — на 100°С выше температуры начала жидкоплавкого состояния, $t_{шл} = t_з + 100°С$ [Л. 7].

Таким образом, по нормативному методу теоретическая температура горения твердого топлива зависит от температуры шлака, которая в свою очередь определяется способом шлакоудаления и плавкостью золы. Как будет видно из дальнейшего, при определении теоретической температуры горения более правильно исходить из простого условия: $t_{шл} = \vartheta_а$. Это условие при сжигании угольной пыли в большей

степени отражает действительность и позволяет точнее выразить влияние золы топлива на теоретическую и максимальную температуры горения. Действительно, тонко измельченная и взвешенная зола топлива нагревается практически полностью до высоких температур топочных газов, развивающихся в начале факела, независимо от того, в твердом или жидком виде удаляется шлак.

При определении теоретической температуры горения принятое условие ($t_{шл} = \vartheta_а$) дает исключительно простое и унифицированное решение независимо от типа топочного устройства, способа шлакоудаления и значений $t_з$, $a_{ун}$ и $a_{шл}$.

С учетом физического тепла золы равенство энтальпии продуктов сгорания и полезного тепловыделения в топке выражается формулами:

а) в удельных величинах (отнесенных к 1 кг топлива)

$$I_а + 0,01c_{зл}\vartheta_а a_{ун}A^р = Q^р_н(1 - 0,01q_{6шл}) + I_в,\ кДж/кг\ (ккал/кг);$$

б) в приведенных величинах

$$I^п_а + 0,01c_{зл}\vartheta_а a_{ун}A^п = 1000(1 - 0,01q_{6шл}) + I^п_в.$$

Решив эти уравнения совместно с уравнением (7-14) и приняв равенство $c_{зл}\vartheta_а = c_{шл}t_{шл}$, найдем, что при учете такого нагрева золы энтальпия незапыленных продуктов сгорания при теоретической температуре горения снижается и равна:

а) в удельных величинах

$$I_а = Q^р_н + I_в - 0,01c_{зл}\vartheta_а A^р,\ кДж/кг\ (ккал/кг); \qquad (7\text{-}15)$$

б) в приведенных величинах

$$I^п_а = 1000 + I^п_в - 0,01c_{зл}\vartheta_а A^п. \qquad (7\text{-}16)$$

В последних формулах величина $a_{ун}$ отсутствует, так как суммирование ее с долей золы шлака дает единицу ($a_{ун} + a_{шл} = 1$). Таким образом, энтальпия газов при адиабатной температуре снижается на величину, равную энтальпии золы при полном нагреве ее до этой же температуры, т. е. на величину

а) $I_{зл} = 0,01c_{зл}\vartheta_а A^р$, кДж/кг (ккал/кг);

б) $I^п_{зл} = 0,01c_{зл}\vartheta_а A^п$.

Теоретическая температура горения с учетом золы топлива в соответствии с формулой (4-10б) равна

$$\vartheta_{а.зл} = (1 - 0,01K_{зл})\vartheta_а,\ °С. \qquad (7\text{-}17)$$

Здесь $\vartheta_{а.зл}$ и $\vartheta_а$ — теоретическая температура горения соответственно с учетом и без учета золы топлива; $K_{зл}$ — поправочный коэффициент, который может быть подсчитан по обобщенной формуле (4-11) или определен графически (рис. 4-4) при $a_{ун}$=1.

Поправочный коэффициент $K_{зл}$ одновременно выражает относительную погрешность определения теоретической температуры горения без учета золы. Из рассмотрения (4-11) и рис. 4-4 видно, что эта погрешность возрастает с уменьшением избытка воздуха и приведенной влажности топлива.

Рассмотрим степень точности обобщенного метода определения коэффициента $K_{зл}$ на примере подсчета теоретической температуры горения. Для сравнения проведем подсчет по нормативному методу без уче-

та золы ($\vartheta_а$) и с учетом золы ($\vartheta_{а.зл}$). Возьмем назаровский бурый уголь с приведенной зольностью $A^п=10$, избытком воздуха $\alpha=1{,}2$ и его температурой $\bar{t}_{возд}=300°C$. Результаты подсчета таковы:

$W^п$	0	10
$\vartheta_а$, °C	2018	1778
$\vartheta_{а.зл}$, °C	1915	1700
$K_{зл} \approx \frac{\vartheta_а - \vartheta_{а.зл}}{\vartheta_а} 100$, %	5,1	4,39
$K_{зл}$ по обобщенной формуле (4-11), %	5,3	4,49

Погрешность обобщенного метода определения коэффициента $K_{зл}$ незначительна. Так, для весьма высокой зольности топлива $A^п=10$ погрешность составляет всего $\Delta K_{зл}=0{,}1 \div 0{,}2\%$.

Приведем пример учета золы при обобщенном методе определения теоретической температуры горения. Выше дано значение этой температуры $\vartheta_а=1793°C$ для назаровского бурого угля с приведенной влажностью $W^п=12{,}5$ при $\alpha=1{,}2$; $t_{возд}=400°C$ (табл. 7-2). Приведенная зольность угля: $A^п \approx 2{,}5$. Для нашего случая $a_{ун}=1$. Поправочный коэффициент находим по (4-11):

$$K_{зл} = \frac{(0{,}57 + 8 \cdot 10^{-5} \vartheta_г) a_{ун} A^п}{(1{,}1 + 0{,}0066 W^п) + 0{,}013 W^п + 0{,}06} =$$

$$= \frac{(0{,}57 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot 1800)\, 1 \cdot 2{,}5}{(1{,}1 + 0{,}0066 \cdot 12{,}5)\, 1{,}2 + 0{,}013 \cdot 12{,}5 + 0{,}06} = 1{,}08\%.$$

Искомая температура по (7-17)

$$\vartheta_{а.зл} = (1 - 0{,}01 \cdot 1{,}08)\, 1793 = 1774°C.$$

е) ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ТЕМПЕРАТУРА ГОРЕНИЯ С УЧЕТОМ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ГАЗОВ

Рециркуляция охлажденных дымовых газов в нижнюю часть топки используется для регулирования вторичного перегрева пара. Дополнительными преимуществами рециркуляции являются снижение мощности локальных тепловых потоков в зоне максимального тепловыделения в топке и уменьшение концентрации свободного кислорода в зоне активного горения. Это повышает надежность работы топочных экранов, пароперегревателей и низкотемпературных поверхностей нагрева (за счет уменьшения содержания SO_3), а также снижает уровень образования высокотоксичных окислов азота.

При большой рециркуляции газов существенно снижается температура горения. Это может сказаться на устойчивости и экономичности топки, особенно при пониженных нагрузках парогенератора. Для оценки положения важно знать зависимость теоретической температуры горения от степени рециркуляции. Для этой цели проведем соответствующий расчет. В основу расчета положен коэффициент рециркуляции, равный

$$r = \frac{V_{рц}}{V_{г.отб}} = \frac{V^п_{рц}}{V^п_{г.отб}},$$

где $V_{рц}$, $V_{г.отб}$ и $V^п_{рц}$, $V^п_{г.отб}$ — объемы газов соответственно удельные (в м³/кг) и приведенные; в числителе — объем газа, отбираемого на рециркуляцию, в знаменателе — объем газа в сечении газохода за местом отбора.

Данный расчет можно сравнительно просто и достаточно точно (с погрешностью 0—1%) выполнить по обобщенной методике для топлива любого качества, зная только его сорт и приведенную влажность.

Напомним, что численные значения всех приведенных величин, включая приведенную теплоемкость продуктов сгорания

$$(V_г c_г)^п = \frac{I^п_г}{\vartheta},$$

не зависят от системы единиц измерений, а их размерность опускается (§ 1-3).

Выполним в качестве примера указанный расчет для мазута с $W^п=0{,}3$ при $\alpha_т=1{,}05$; $\bar{t}_{возд}=300°C$; $\alpha_{г.отб}=1{,}15$ (газоход перед РВВ); $\vartheta_{г.отб}=350°C$; $r=0{,}1$. Для упрощения дальнейших выводов принимаем также $Q^р_р=Q^р_н$ и $q_3+q_6=0$.

Теоретическую температуру горения мазута без учета рециркуляции определим по обобщенной методике (§ 7-2,в; рис. 7-7):

$$\vartheta'_а = f(\alpha_т;\ \bar{t}_{возд};\ W^п) = 2215°C.$$

Приведенное полезное тепловыделение в топке без учета рециркуляции

$$Q^{п\prime}_т = 1000 + Q^п_в = 1000 + \alpha_т I^{п,0}_в = 1000 + \alpha_т Y (1 + 0{,}006 W^п) =$$

$$= 1000 + 1{,}05 \cdot 106 \cdot 1{,}002 \approx 1111.$$

Значение коэффициента Y для $t=300°C$ берем из I, t-таблицы (приложение IV).

Приведенная теплоемкость продуктов сгорания при температуре $\vartheta'_а$ без учета рециркуляции

$$(V_г c_г)^{п\prime}_а = \frac{Q^{п\prime}_т}{\vartheta'_а} = \frac{1111}{2215} = 0{,}502.$$

Энтальпия газов в месте отбора на рециркуляцию

$$I^п_{г.отб} = (X + \alpha_{отб} Y)(1 + 0{,}006 W^п) + Z W^п =$$

$$= (16{,}1 + 1{,}15 \cdot 123{,}6)\, 1{,}002 + 1{,}6 \cdot 0{,}3 \approx 160.$$

Коэффициенты X, Y и Z для $\vartheta=350°C$ также берутся из I, t-таблицы (приложение IV).

Приведенная теплоемкость продуктов сгорания в месте отбора газа на рециркуляцию

$$(V_г c_г)^п_{отб} = \frac{I_{г.отб}}{\vartheta_{отб}} = \frac{160}{350} \approx 0{,}46.$$

Приведенная теплоемкость продуктов сгорания в условной точке смешения топочных газов с газами, отобранными на рециркуляцию:

$$(V_г c_г)^п_{рец} = (V_г c_г)^{п\prime}_а + r (V_г c_г)^п_{отб} = 0{,}502 + 0{,}1 \cdot 0{,}46 = 0{,}548.$$

Приведенное полезное тепловыделение в топке с учетом рециркуляции

$$Q^п_т = Q^{п\prime}_т + r I_{г.отб} = 1111 + 0{,}1 \cdot 160 = 1127.$$

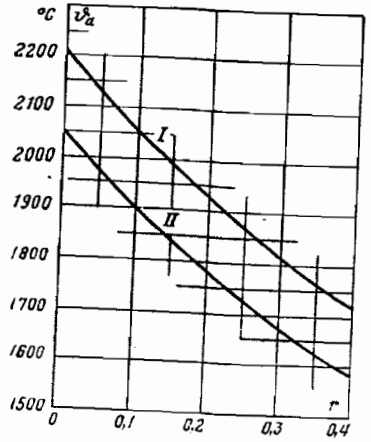


Рис. 7-11. Теоретическая температура горения мазута ($W^п=0,3$) в зависимости от степени рециркуляции газов: $\vartheta_a=f(r)$.

I и *II* — различные режимы работы парогенератора (табл. 7-4).

Искомая теоретическая температура горения с учетом рециркуляции

$$\vartheta_a=\frac{Q^п_г}{(V_г c_г)^п_{рец}}=\frac{1127}{0,548}\approx 2057\,°C.$$

На рис. 7-11 и в табл. 7-4 представлены зависимости теоретической температуры горения мазута ($W^п=0,3$) от коэффициента рециркуляции газов для двух характерных режимов, подсчитанные по описанной методике. Режим *I* отвечает полной, а режим *II* — пониженной нагрузке парогенератора (табл. 7-4).

Из рассмотрения полученной зависимости $\vartheta_a=f(r)$ можно сделать вывод, что при хорошей организации процесса сжигания мазута коэффициент рециркуляции газов в нижнюю часть топки можно довести до значения порядка 0,4.

Тепловая работа топки в зависимости от степени рециркуляции газов рассмотрена в § 6-12.

Таблица 7-4

Результаты расчета зависимости теоретической температуры горения мазута ($W^п\approx 0,3$) от коэффициента рециркуляции газов $\vartheta_a=f(r)$

Величины	Режимы работы парогенератора		Величины	Режимы работы парогенератора	
	I	II		I	II
Избыток воздуха в топке $\alpha_т$	1,05	1,15	Теоретическая температура горения ϑ_a °C при r:		
То же в месте отбора $\alpha_{г.отб}$	1,15	1,25	0	2215	2050
Температура газов в отборе $\vartheta_{г.отб}$	350	300	0,1	2057	1900
Температура воздуха поступающего в топку $t_в$, °C	300	250	0,2	1930	1780
			0,3	1815	1673
			0,4	1720	1583

ж) УЧЕТ ДИССОЦИАЦИИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

При сжигании мазута, природного газа и сухих твердых топлив с малым избытком и высоким подогревом воздуха в утепленных топках и при больших тепловых нагрузках объема развиваются высокие топочные температуры. Так, при атмосферном давлении воздуха, не обогащенном кислородом, максимальные температуры повышаются до 1800°C и больше, а теоретические температуры горения достигают 2100—2300°C (рис. 7-3, 7-4, 7-7 и 7-8). При таких температурах существенную роль играет диссоциация углекислого газа и водяных паров. Она начинает

Таблица 7-5

Степени диссоциации двуокиси углерода (a_{CO_2}, %) и водяного пара (a_{H_2O}, %)

Парциальное давление, кгс/см²	Составляющие продуктов сгорания	Температура продуктов сгорания, °C										
		1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500
0,03	a_{CO_2}	0,6	2,2	4,1	6,9	11,1	18,0	25,9	36,6	47,6	59,0	69,1
	a_{H_2O}	—	0,9	1,60	2,7	4,45	6,3	9,35	13,4	17,5	24,4	30,9
0,04	a_{CO_2}	0,5	2,0	3,8	6,3	10,1	16,5	23,9	35,1	44,7	56,0	66,3
	a_{H_2O}	—	0,85	1,45	2,4	4,05	5,75	8,55	12,3	16,0	22,5	28,5
0,05	a_{CO_2}	0,5	1,9	3,5	5,9	9,5	15,4	22,4	33,1	42,5	53,7	64,1
	a_{H_2O}	—	0,80	1,35	2,25	3,8	5,35	7,95	11,5	15,4	21,0	26,8
0,06	a_{CO_2}	0,5	1,8	3,3	5,5	8,9	14,6	21,3	31,5	40,7	51,8	62,2
	a_{H_2O}	—	0,75	1,27	2,1	3,6	5,05	7,5	10,8	15,0	20,0	25,6
0,07	a_{CO_2}	0,5	1,7	3,1	5,2	8,5	13,9	20,3	30,3	39,2	50,2	60,6
	a_{H_2O}	—	0,70	1,20	2,0	3,4	4,8	7,1	10,3	14,3	19,1	24,5
0,08	a_{CO_2}	0,5	1,6	3,0	5,0	8,1	13,4	19,6	29,2	37,9	48,8	59,3
	a_{H_2O}	—	0,65	1,16	1,9	3,25	4,6	6,8	9,9	13,7	18,4	23,5
0,09	a_{CO_2}	0,5	1,55	2,9	4,8	7,8	12,9	18,9	28,3	36,9	47,6	58,0
	a_{H_2O}	—	0,63	1,12	1,85	3,1	4,45	6,55	9,6	13,3	17,7	22,7
0,10	a_{CO_2}	0,5	1,5	2,8	4,6	7,6	12,5	18,3	27,5	35,9	46,5	56,9
	a_{H_2O}	—	0,60	1,08	1,8	3,0	4,3	6,35	9,3	12,9	17,2	22,1
0,12	a_{CO_2}	0,5	1,45	2,6	4,4	7,2	11,8	17,3	26,1	34,3	44,6	55,0
	a_{H_2O}	—	0,58	1,02	1,7	2,85	4,0	6,0	8,8	12,2	16,3	20,9
0,14	a_{CO_2}	0,5	1,4	2,5	4,2	6,8	11,2	16,6	25,0	32,9	43,1	53,4
	a_{H_2O}	—	0,56	0,95	1,6	2,7	3,8	5,7	8,35	11,6	15,6	20,0
0,16	a_{CO_2}	0,4	1,35	2,4	4,0	6,5	10,8	15,9	24,1	31,8	41,8	52,0
	a_{H_2O}	—	0,54	0,90	1,53	2,6	3,65	5,45	7,95	11,1	15,0	19,3
0,18	a_{CO_2}	0,4	1,3	2,3	3,8	6,3	10,4	15,3	23,2	30,9	40,6	50,7
	a_{H_2O}	—	0,52	0,85	1,46	2,5	3,5	5,25	7,65	10,7	14,4	18,6
0,20	a_{CO_2}	0,4	1,3	2,2	3,7	6,1	10,0	14,9	22,6	30,0	39,6	49,7
	a_{H_2O}	—	0,50	0,80	1,4	2,4	3,4	6,1	7,4	10,4	13,9	18,0
0,25	a_{CO_2}	0,4	1,2	2,0	3,5	5,6	9,4	13,9	21,2	28,2	37,5	47,3
	a_{H_2O}	—	0,48	0,76	1,3	2,2	3,15	4,8	6,9	9,6	13,0	16,8
0,30	a_{CO_2}	0,4	1,1	1,9	3,3	5,3	8,8	13,1	20,1	26,9	35,8	45,4
	a_{H_2O}	—	0,46	0,73	1,25	2,1	2,95	4,55	6,5	9,1	12,2	15,9
0,35	a_{CO_2}	0,4	1,0	1,8	3,1	5,1	8,4	12,5	19,2	25,7	34,5	43,9
	a_{H_2O}	—	0,44	0,70	1,2	2,0	2,8	4,3	6,25	8,7	11,7	25,2
0,40	a_{CO_2}	0,4	0,95	1,75	3,0	4,9	8,0	12,0	18,5	24,8	33,3	42,6
	a_{H_2O}	—	0,42	0,67	1,15	1,9	2,65	4,1	5,9	8,4	11,2	14,6

Примечание. Степень диссоциации при более высоких парциальных давлениях и температурах газов — см. [Л. 5 и 6].

заметно сказываться уже при 1600—1700°С. Реакции диссоциации протекают с поглощением тепла по уравнениям:

$$2CO_2 \longrightarrow 2CO + O_2 - 3020 \text{ ккал/м}^3 \text{ CO};$$

$$2H_2O_г \longrightarrow 2H_2 + O_2 - 2580 \text{ ккал/м}^3 H_2.$$

В результате этих эндотермических реакций часть физического тепла продуктов сгорания переходит в химически связанное тепло, заключенное в горючих газах CO и H_2. Объемы этих газов равны объемам CO_2 и H_2O, подвергшимся диссоциации. С повышением температуры и снижением парциального давления степень диссоциации в соответствии с принципом Ле-Шателье возрастает. Степень диссоциации CO_2 и H_2O оценивается величинами:

$$a_{CO_2} = \frac{(V_{CO_2})_{дис}}{V_{CO_2}} \cdot 100, \ \%,$$

и

$$a_{H_2O} = \frac{(V_{H_2O})_{дис}}{V_{H_2O}} \cdot 100, \ \%.$$

Диссоциация двуокиси углерода происходит в большей степени, чем диссоциация водяного пара. Так, при температуре 1800°С и одинаковом парциальном давлении 0,2 кгс/см² степени диссоциации их составляют: $a_{CO_2} = 3{,}7\%$; $a_{H_2O} = 1{,}4\%$ (табл. 7-5).

Действительная температура продуктов сгорания с учетом диссоциации определяется по обобщенной методике М. Б. Равича [Л. 6]:

$$\vartheta_{дис} = \frac{I_г - Q_{дис}}{\Sigma V c}. \qquad (7\text{-}18)$$

Здесь $I_г$ — энтальпия продуктов сгорания без учета диссоциации (калориметрическая), ккал/кг (ккал/м³); $Q_{дис}$ — тепловой эффект диссоциации, ккал/кг (ккал/м³); ΣVc — произведение удельного объема продуктов сгорания на их теплоемкость.

Погрешность методики, вследствие того что величина ΣVc определяется без учета диссоциации, незначительна [Л. 6]. Так же незначительна и погрешность, вызываемая тем, что не учитываются более высокотемпературная диссоциация с образованием атомарных газов и закиси азота (H, O, NO), что справедливо при температурах примерно до 2200°С. Суммарная погрешность упрощенной методики для большинства энергетических топлив составляет около 10—20°С.

Для удобства расчета исключим из основной формулы (7-18) величину ΣVc путем подстановки ее значения

$$\Sigma Vc = I_г : \vartheta.$$

Определение теоретической температуры горения, максимальной и позонных температур топки с учетом диссоциации производится по одной из формул:

$$\vartheta_{дис} = \left(1 - \frac{Q_{дис}}{I_г}\right)\vartheta, \ °C; \qquad (7\text{-}19)$$

$$\vartheta_{дис} = \left(1 - \frac{Q^п_{дис}}{I^п_г}\right)\vartheta, \ °C. \qquad (7\text{-}20)$$

Здесь ϑ — температура продуктов сгорания без учета диссоциации.

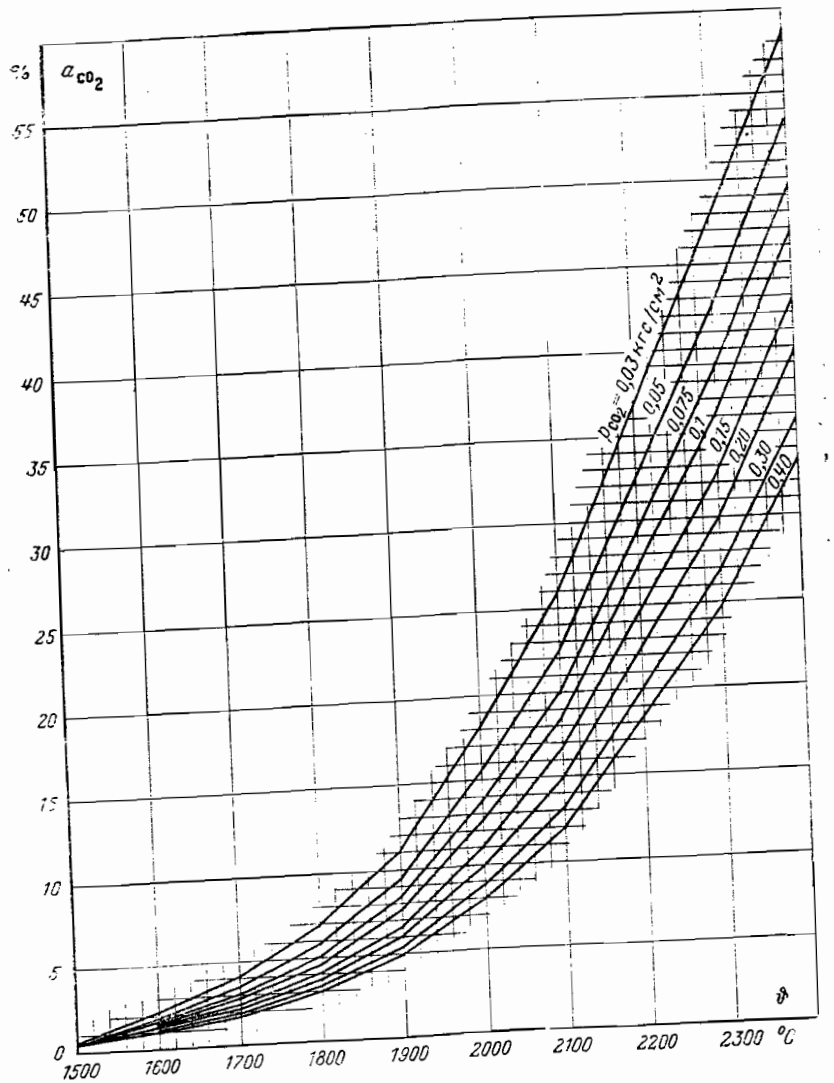


Рис. 7-12. Степень диссоциации двуокиси углерода a_{CO_2}.

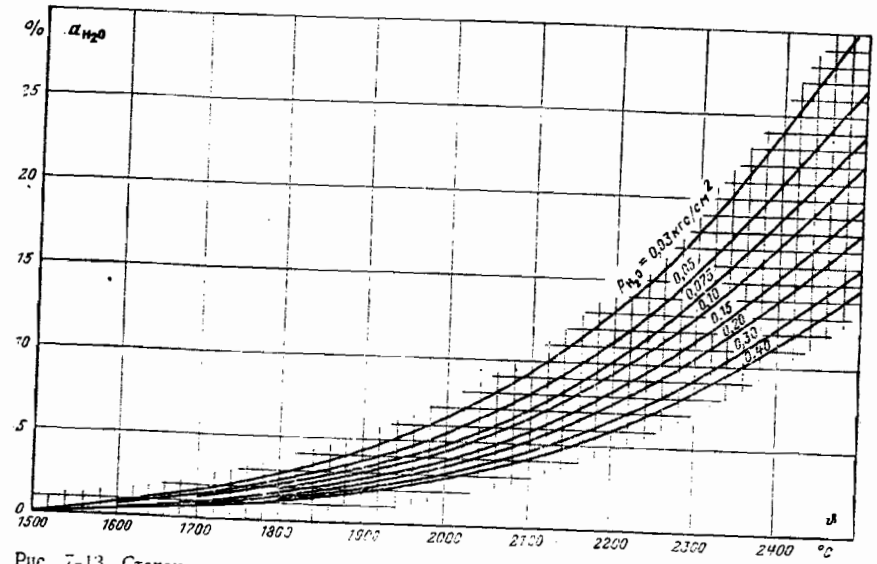


Рис. 7-13. Степень диссоциации водяного пара a_{H_2O}.

Для топлив усредненного состава, для которых данные по удельным объемам и энтальпиям можно получить из таблиц, расчет производится по (7-19). Формула (7-20), основанная на приведенных характеристиках, предусмотрена преимущественно для различных топлив любого качества, для которых нет табличных данных.

Тепловой эффект диссоциации подсчитывается по одной из формул[1]:

$$Q_{дис} = a_{CO_2} V_{RO_2} \cdot 30{,}2 + a_{H_2O} V_{H_2O} \cdot 25{,}8, \text{ ккал/кг (ккал/м}^3\text{)}; \qquad (7\text{-}21)$$

$$Q^{п}_{дис} = a_{CO_2} V^{п}_{RO_2} \cdot 30{,}2 + a_{H_2O} V^{п}_{H_2O} \cdot 25{,}8. \qquad (7\text{-}22)$$

Значения a_{CO_2} и a_{H_2O} (степени диссоциации CO_2 и H_2O) берутся из табл. 7-5 или по рис. 7-12 и 7-13 в зависимости от действительной температуры продуктов сгорания $\vartheta_{дис}$ и парциальных давлений RO_2 и H_2O, которые при атмосферном давлении (при давлении 1 кгс/см²) численно равны объемным долям этих газов:

$$p_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_г} = \frac{V^{п}_{RO_2}}{V^{п}_г}; \quad p_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_г} = \frac{V^{п}_{H_2O}}{V^{п}_г}.$$

При наличии табличных данных по топливу вычисление парциальных давлений производится по [Л. 7]. Для топлив, по которым нет готовых табличных данных, это вычисление производится по (3-34) и (3-35), причем значения коэффициентов берутся из табл. 3-2 и приложений II и III.

[1] При подсчете теплового эффекта диссоциации принято $V_{RO_2} = V_{CO_2}$. Это допущение, упрощающее расчет, связано с незначительной погрешностью.

Объемы V_{RO_2} и V_{H_2O} для топлив усредненного состава берутся из таблиц [Л. 7], а при расчете по приведенным характеристикам они подсчитываются по (3-25) и (3-29), причем значения коэффициентов берутся из табл. 3-2.

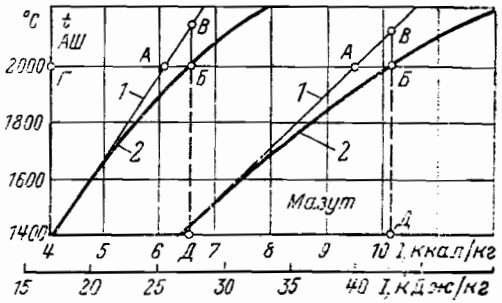


Рис. 7-14. *I*, *t*-диаграмма продуктов сгорания донецкого АШ и сернистого мазута; давление в топке атмосферное; $\alpha = 1{,}1$ [Л. 62].

1 — температура без учета диссоциации (калориметрическая); *2* — действительная температура с учетом диссоциации.

Энтальпия газов, соответствующая теоретической температуре продуктов сгорания без учета диссоциации ϑ, при расчете по (5-19) подсчитывается по табличным данным, например, из [Л. 7], а при расчете по приведенным характеристикам определяется обобщенно (§ 4-4).

Некоторое затруднение, требующее одного-двух пересчетов, вызывается тем, что степень диссоциации трехатомных газов находится в зависимости от температуры $\vartheta_{дис}$, которая является искомой.

Систематические расчеты облегчаются путем построения *I*, *t*-диаграммы с учетом диссоциации [Л. 62]. В качестве примера на рис. 7-14 показано построение таких диаграмм по методике, изложенной в указанном источнике. Сначала строится зависимость $\vartheta = f(I_г)$ без учета диссоциации (тонкие линии). Затем для ряда точек на полученной кривой при температурах выше 1600°C (на графике — точки *А*) определяется тепловой эффект диссоциации $Q_{дис}$. Найденные величины $Q_{дис}$ откладываются от точек *А* вправо параллельно оси абсцисс (при ϑ=const). Полученные таким путем точки *Б* определяют искомую зависимость $\vartheta_{дис} = f(I^{п}_г)$, показанную жирными линиями. При этом абсциссы точек *Б* соответствуют полной энтальпии газов, абсциссы точек *А* показывают физическое тепло газов, а отрезки *А—Б* — химически связанное тепло диссоциированных продуктов сгорания.

При заданной энтальпии газов, соответствующей точке *Д*, действительная температура их измеряется ординатой точки *Б*, а не *В*. Таким образом, снижение температуры вследствие диссоциации равно отрезку *Б — В*. Для рассматриваемого случая (рис. 7-14) это снижение равно ~145°C для АШ и 120°C для мазута.

С дальнейшим повышением температуры степень диссоциации сильно возрастает и при 2500°C достигает 45—65% для CO_2 и 15—30% для H_2O (табл. 7-5). При этом температура продуктов сгорания снижается вследствие диссоциации примерно на 500°C: $\vartheta_{дис} \approx 2500$°C; $\vartheta = 3000$°C [Л. 6].

Приводим расчет теоретической температуры горения с учетом диссоциации для сушонки назаровского бурого угля при следующих условиях: $W^{п} = 3{,}3$; $A^{п} = 2{,}5$; $t_{возд} = 400$°C; $\alpha = 1{,}1$. Для этого угля ранее были определены приведенные объемы (§ 3-9):

$$V^{п0}_в = 1{,}1; \quad V^{п0}_г = 1{,}23.$$

Приведенный объем продуктов сгорания

$$V^{п}_г = 1{,}23 + (\alpha - 1) \cdot 1{,}016 \cdot 1{,}1 \approx 1{,}34.$$

Приведенные объемы трехатомных газов в продуктах сгорания подсчитываем по (3-25) и (3-29) со значениями коэффициентов из табл. 3-2:

$$V^{п}_{RO_2}=\frac{19,4}{100}1,1=0,213;$$

$$V^{п}_{H_2O}=\left(\frac{0,07}{1,08}+\frac{21-19,4}{100}+0,016\cdot 1,1\right)\cdot 1,1+0,0124\cdot 3,3=0,15.$$

Парциальные давления этих газов при давлении в топке, равном 1 кгс/см²:

$$p_{RO_2}=\frac{0,213}{1,34}=0,159\ \text{кгс/см}^2;\quad p_{H_2O}=\frac{0,15}{1,34}=0,112\ \text{кгс/см}^2.$$

Теоретическая температура горения без учета диссоциации $\vartheta_а=2100°C$; энтальпия газов при этой температуре $I^{п}_{а}=1170$ (см. § 7-2.г).

По этой температуре $\vartheta_а$ с помощью рис. 7-14 оцениваем предварительно теоретическую температуру горения с учетом диссоциации: $\vartheta'_{дис}\approx 1970°C$ ($\Delta\vartheta\approx 130°C$).

По табл. 7-5 или рис. 7-12 и 7-13 находим значения степеней диссоциации CO_2 и H_2O для данных условий соответственно $a_{CO_2}=9,5\%$ и $a_{H_2O}=3,8\%$.

Тепловой эффект диссоциации подсчитываем по формуле (7-22):

$$Q^{п}_{дис}=9,5\cdot 0,213\cdot 30,2+3,8\cdot 0,15\cdot 25,8=76.$$

Теоретическую температуру горения с учетом диссоциации определяем по формуле (7-20):

$$\vartheta_{дис}=\left(1-\frac{76}{1170}\right)\cdot 2100=0,935\cdot 2100\approx 1965°C.$$

Подсчитанная температура весьма близка к предварительно оцененной. Следовательно, пересчета делать не надо.

Другой пример учета диссоциации продуктов сгорания см. ниже при определении прямой отдачи циклонного предтопка.

Понятно, что диссоциация не приводит к потерям тепла, а лишь к снижению максимальной температуры горения.

3) ПРЯМАЯ ОТДАЧА ТОПКИ

Коэффициент прямой отдачи топки равен отношению количества тепла, воспринятого в топке (отнесенного к 1 кг топлива), к низшей теплоте сгорания топлива, т. е.

$$\sigma=\frac{Q_л}{Q^{р}_{н}}. \qquad (7\text{-}23)$$

Этот коэффициент является важной характеристикой топочного режима и самого топлива. Он показывает, как в парогенераторе тепло топлива распределяется между лучистыми и конвективными поверхностями нагрева, работающими под давлением. Зависит он от условий сжигания и качества топлива (6-10).

Помножив числитель и знаменатель правой части уравнения (7-23) на $1000/Q^{р}_{н}$, получим выражение коэффициента прямой отдачи в приведенных характеристиках:

$$\sigma=\frac{Q^{п}_{л}}{1000}. \qquad (7\text{-}23а)$$

Развернутое выражение для определения этого коэффициента в соответствии с нормативным методом [Л. 7] имеет вид:

$$\sigma=\frac{\varphi(Q_т-I''_т)}{Q^{р}_{н}}=\frac{\varphi\left(K_Q^{-1}Q^{р}_{н}\frac{100-q_3-q_4-q_6}{100-q_4}+Q_в-Q_{в.\,вн}+rI_{г.\,отб}-I''_т\right)}{Q^{р}_{н}}.$$

Выразим его в приведенных характеристиках (умножив числитель и знаменатель выражения на величину $1000/Q^{р}_{н}$):

$$\sigma=\varphi\frac{Q^{п}_{т}-I^{п''}_{т}}{1000}=\varphi\left(\frac{1000}{K_Q}\frac{100-q_3-q_4-q_6}{100-q_4}+Q^{п}_{в}-Q^{п}_{в.\,вн}+\right.$$
$$\left.+rI^{п}_{г.\,отб}-I^{п''}_{т}\right)\cdot 10^{-3}. \qquad (7\text{-}24)$$

Здесь коэффициент $K_Q=Q^{р}_{н}/Q^{р}_{р}$ отражает увеличение располагаемого тепла, отнесенного к 1 кг топлива, за счет подогрева воздуха и топлива теплом извне и определяется по (5-30); $Q^{п}_{в}$ — приведенное количество тепла, вносимого в топку с воздухом; $Q^{п}_{в.вн}$ — приведенное количество тепла воздуха, подогретого теплом извне (отборным паром и т. п.); r — коэффициент рециркуляции газов; $I^{п}_{г.отб}$ — приведенная энтальпия газов, отбираемых на рециркуляцию; $I^{п''}_{т}$ — приведенная энтальпия газов, покидающих топку.

Упростим последнее выражение, приняв $\varphi\approx 1$; $K_Q=\frac{Q^{р}_{н}}{Q^{р}_{р}}\approx 1$ (обычно этот коэффициент близок к единице: 0,97 — 1); $q_3+q_6=0$; $Q_{в.\,вн}=0$. Тогда получим:

$$\sigma=\frac{Q_л}{Q^{р}_{н}}=Q^{п}_{л}\cdot 10^{-3}=(1000+Q^{п}_{в}+rI^{п}_{г.\,отб}-I^{п''}_{т})\cdot 10^{-3}. \qquad (7\text{-}24а)$$

При дальнейшем упрощении, когда нет рециркуляции газов:

$$\sigma=1+(Q^{п}_{в}-I^{п''}_{т})\cdot 10^{-3}. \qquad (7\text{-}25)$$

По (7-25) построена зависимость коэффициента прямой отдачи топки от приведенной влажности топлива и температуры газов в конце топки для бурых углей (рис. 7-15). Приближенно по этому графику можно судить о прямой отдаче и для других топлив.

Из рассмотрения графика

$$\sigma=\frac{Q_л}{Q^{р}_{н}}=f(W^{п};\ \vartheta''_т)$$

видно, что коэффициент прямой отдачи топки при $\vartheta''_т=1100\div 1200°C$ для сухих топлив ($W^{п}\leqslant 2$) близок к $\sigma\approx 0,5$, а для влажных ($W^{п}=12\div 15$) при той же температуре в конце топки снижается до $\sigma\approx 0,4$ (рис. 7-15).

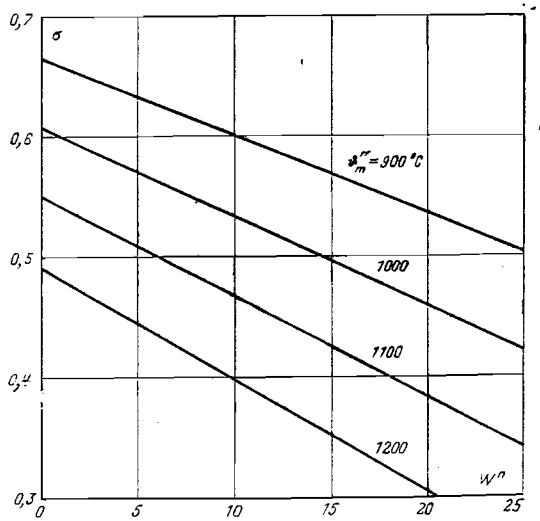


Рис. 7-15. Коэффициент прямой отдачи топки в зависимости от приведенной влажности топлива и температуры на выходе из топки.

Топливо — бурый уголь; $\alpha_т=1,2$; $t_{возд}=300°C$.

Приведем пример определения прямой отда-

чи высокофорсированного газомазутного предтопка с учетом диссоциации продуктов сгорания. Пусть сжигается природный газ при $\alpha''_{прт}=1{,}1$; $\bar{t}_в=400°C$; $q_3=0$. По измерениям на выходе из предтопка $\vartheta''_{прт}=1900°C$.

Прежде всего определим тепловой эффект диссоциации, так как калориметрическая температура газов на выходе из предтопка существенно выше измеренной вследствие диссоциации.

По (3-7а), (3-12) и (3-13) определим приведенные объемы воздуха и продуктов сгорания:

$$V_в^{п,0}=1{,}11;\ V_г^{п,0}=1{,}25;$$

$$V^п_г=1{,}25+(1{,}1-1)\cdot 1{,}016\cdot 1{,}11\approx 1{,}36.$$

Содержания трехатомных газов в продуктах сгорания и их объемные доли определяем по формулам (3-25), (3-29), (3-34), (3-35) и данным табл. 3-2:

$$V^п_{RO_2}=\frac{x}{100}V_в^{п,0}=\frac{10{,}6}{100}1{,}11=0{,}118;$$

$$V^п_{H_2O}=\left(\frac{\Delta}{a}+\frac{21-x}{100}+0{,}016\alpha\right)V_в^{п,0}=$$

$$=\left(\frac{0{,}12}{1{,}11}+\frac{21-10{,}6}{110}+0{,}016\cdot 1{,}1\right)\cdot 1{,}11=0{,}256;$$

$$r_{RO_2}=\frac{V^п_{RO_2}}{V^п_г}=\frac{0{,}118}{1{,}36}\approx 0{,}09;\quad r_{H_2O}=\frac{V^п_{H_2O}}{V^п_г}=\frac{0{,}256}{1{,}36}=0{,}188\approx 0{,}19.$$

Определим степень диссоциации CO_2 и H_2O по рис. 7-12 и 7-13 либо по табл. 7-5 (парциальные давления трехатомных газов численно равны их объемным долям, так как давление в топке близко к 1 кгс/см²). Находим: $a_{CO_2}=7{,}8\%$; $a_{H_2O}=2{,}45\%$.

Тепловой эффект диссоциации подсчитываем по формуле (7-22):

$$Q^п_{дис}=a_{CO_2}V^п_{RO_2}\cdot 30{,}2+a_{H_2O}V^п_{H_2O}\cdot 25{,}8=7{,}8\cdot 0{,}09\cdot 30{,}2+2{,}45\times$$

$$\times 0{,}188\cdot 25{,}8\approx 32.$$

Таким образом, относительная величина $Q^п_{дис}$ составляет:

$$\delta Q_{дис}=Q^п_{дис}\cdot 10^{-1}=32\cdot 10^{-1}=3{,}2\%.$$

Энтальпия продуктов сгорания при измеренной температуре 1900°C по (4-4) и данным из приложения IV:

$$I^п_г=X+\alpha Y=171+1{,}1\cdot 769=1017.$$

В действительности с учетом эффекта диссоциации энтальпия продуктов сгорания на выходе из предтопка будет выше:

$$(I^п_г)''_{прт}=I^п_г+Q^п_{дис}=1017+32=1049.$$

Теоретическую температуру горения природного газа без учета диссоциации ($\alpha=1{,}1$; $\bar{t}_в=400°C$) определяем графически: $\vartheta_а=2135°C$ (рис. 4-15 или 7-8). Энтальпию воздуха, поступающего в топку, подсчитываем по (4-3) и данным приложения IV:

$$Q^п_в=I^п_в=\alpha I_в^{п,0}=\alpha Y=1{,}1\cdot 143{,}5\approx 158.$$

Коэффициент прямой отдачи предтопка определяем по (7-25):

$$\sigma=1+Q^п_в\cdot 10^{-3}-(I^п_г)''_{прт}\cdot 10^{-3}=1+158\cdot 10^{-3}-1049\cdot 10^{-3}=0{,}109.$$

Если определение величины σ вести по измеренной температуре $\vartheta''_{прт}$, то коэффициент прямой отдачи получается завышенным:

$$\sigma=1+158\cdot 10^{-3}-1017\cdot 10^{-3}=0{,}141.$$

и) ВРЕМЯ, РАСПОЛАГАЕМОЕ ДЛЯ ГОРЕНИЯ В КАМЕРНЫХ ТОПКАХ

Оценка времени, располагаемого для горения топлива в камерных топках, производится обычно по величине тепловой нагрузки топочного объема. Между тем для анализа топочных процессов значительный интерес представляет знание действительной продолжительности времени, располагаемого для горения. Оно определяется тепловой нагрузкой объема топки, но зависит еще от коэффициента избытка воздуха, температуры топочных газов, сорта топлива, степени заполнения топки факелом и пр.

Предположим, что камерная топка полностью заполнена факелом и что время пребывания в ней топочных газов $\tau_{преб}$ равно времени, располагаемому для горения любого вида топлива, включая угольную пыль.

Второе допущение близко к истине, поскольку отставание взвешенных грубых пылинок от движущихся вверх топочных газов лишь незначительно увеличивает время пребывания их в топке. Так, например, для сферической частицы угля с начальным диаметром 200 мкм и средним диаметром за время горения около 130 мкм при средней температуре топочных газов 1300°C и средней скорости восходящего потока около 6 м/с скорость парения примерно 0,25 м/с, а увеличение времени пребывания в топке за счет отставания от топочных газов всего около 4%. Если же учесть эффект Монгольфьера, т. е. воздействие высоконагретой оболочки газов вокруг горящей пылинки, направленное противоположно гравитационной силе, и большую «парусность» пылинок (по сравнению с шаром), то увеличение времени пребывания их в топке по сравнению со временем пребывания газов в ней будет еще значительно меньше.

В соответствии с обоими допущениями время, располагаемое для горения (время пребывания газов в топке), равно:

$$\tau_{преб}=\frac{V_т}{V_{г.с}}=\frac{V_т\cdot 3600\cdot 273p_т}{B_рV_г(\vartheta_г+273)}=\frac{Q^р_н\cdot 3600\cdot 273p_т}{q_VV_г(\vartheta_г+273)},\ с.$$

Здесь $V_{г.с}$ и $V_г$ — объемы продуктов сгорания соответственно в м³/с (при $\vartheta_г$ и $p_т$) и м³/кг (при нормальных условиях); $\vartheta_г$ — средняя температура топочных газов, °C; $p_т$ — абсолютное давление в топочной камере, кгс/см²; $V_т$ — объем топки, м³; $B_р=B(1-q_4/100)$ — фактически сжигаемое топливо (расчетный расход), кг/ч; $q_V=B_рQ^р_н/V_т$ — действительная тепловая нагрузка объема топки, ккал/(м³·ч).

Заменив в последнем выражении величину удельного объема газов приведенным объемом, получим расчетную формулу:

$$\tau_{преб}=\frac{3{,}6\cdot 10^6\cdot 273p_т}{q_VV^п_г(\vartheta_г+273)},\ с. \qquad (7\text{-}26)$$

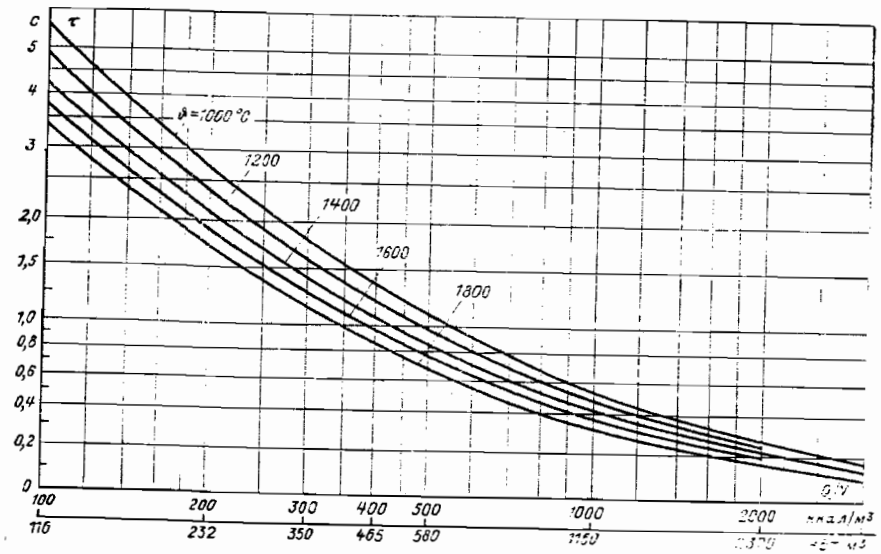


Рис. 7-16. Время, располагаемое для горения (время пребывания газов в камерной топке) при полном заполнении топки факелом.

Величина приведенного объема продуктов сгорания при $\alpha_т=1{,}2$ в соответствии с расчетными формулами (3-7), (3-7а) и табл. 3-1 составляет:

а) для сухих топлив (АШ, ПА, Т, каменные угли и мазут) $V^п_г=1{,}4$;

б) для бурых углей:

$W^п$	5	10	15	20	25
$V^п_г$	1,51	1,62	1,73	1,84	1,95

По (7-26) для $p_т=9{,}81\cdot10^4$ Па (1 кгс/см²) построена номограмма для сухих топлив и $\alpha_т=1{,}2$ (рис. 7-16). Продолжительность времени, располагаемого для горения, определенного по графику $\tau_{грф}$, можно приближенно пересчитать на другой избыток воздуха в топке и влажное топливо по формуле

$$\tau_{преб} \approx \left(\frac{1{,}2}{\alpha}\right)\left(\frac{1{,}4}{V^п_г}\right)\tau_{грф}. \qquad (7\text{-}27)$$

Номограмма позволяет легко установить, что время, располагаемое для горения, в обычных камерных топках при $q_V=115\div230$ кВт/м³ [100—200 тыс. ккал/(м³·ч)] находится в пределах 2—5 с, а при $q_V=2{,}3\div3{,}5$ МВт/м³ [2—3 Гкал/(м³·ч)] снижается до 0,1—0,2 с.

Действительное время горения меньше располагаемого вследствие неполного заполнения объема топки факелом, небольшой затраты времени на воспламенение и, как часто бывает, за счет практически полного завершения процесса горения до выхода газов из топочной камеры.

7-3. ВОДЯНЫЕ ЭКВИВАЛЕНТЫ И ТЕПЛОВАЯ РАБОТА ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

а) СУЩНОСТЬ ВОДЯНЫХ ЭКВИВАЛЕНТОВ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ И ИХ ОБОБЩЕННЫЙ РАСЧЕТ

Водяные эквиваленты воздуха и продуктов сгорания представляют собой произведения удельных объемов этих газов на их теплоемкость, или, что то же самое, отношения энтальпий этих газов к их температурам:

$$\omega_в = V_в c_в = \frac{I_в}{t}, \text{ кДж/(кг·К) [ккал/(кг·К)];}$$

$$\omega_г = V_г c_г = \frac{I_г}{\vartheta}, \text{ кДж/(кг·К) [ккал/(кг·К)].}$$

Для анализа работы воздухоподогревателя и выяснения возможностей снижения температуры уходящих газов и повышения подогрева воздуха, а также для анализа работы других элементов парогенератора важна величина отношения водяных эквивалентов (безразмерная):

$$m = \frac{\omega_в}{\omega_г} = \frac{V_в c_в}{V_г c_г} = \frac{I_в \vartheta}{I_г t} = \frac{\beta I^0_{вt}\vartheta}{[I^0_г + (\alpha-1) I^0_{вt}]\, t}. \qquad (7\text{-}28)$$

Здесь $c_в$ и $c_г$ — теплоемкости воздуха и продуктов сгорания, кДж/(м³·К) [ккал/(м³·К)]; α — коэффициент избытка воздуха по газовой стороне (средний); β — отношение количества воздуха (среднее) к теоретически необходимому; $I^0_{вt}$, $I^0_{вϑ}$ — энтальпии воздуха при $\alpha=1$ соответственно по средним температурам воздуха t и продуктов сгорания ϑ, кДж/кг (кДж/м³) или ккал/кг (ккал/м³).

С помощью величин $\omega_в$ и $\omega_г$ тепловой баланс воздухоподогревателя выражается следующим образом (при $q_{5вп}=0$):

$$Q_{вп} = \omega_в (t''_{вп} - t'_{вп}) = \omega_г (\vartheta'_{вп} - \vartheta''_{вп}).$$

Очевидно что отношение водяных эквивалентов показывает, насколько меньше охлаждение газов, чем нагрев воздуха в воздухоподогревателе:

$$m = \frac{\omega_в}{\omega_г} = \frac{\vartheta'_{в.\,п} - \vartheta''_{вп}}{t''_{вп} - t'_{вп}}.$$

При обычной схеме работы парогенератора величина m в зависимости от присосов воздуха и приведенной влажности топлива находится в пределах 0,6—0,9. Всегда $m<1$, что объясняется более высокой теплоемкостью продуктов сгорания, содержащих трехатомные газы ($c_г>c_в$), и более высоким избытком воздуха по газовой стороне, чем по воздушной ($\alpha>\beta$).

Чем ближе величина m к единице, тем благоприятнее условия для использования воздухоподогревателя. Это видно из следующих формул [Л. 63]:

для определения температуры уходящих газов

$$\vartheta_{ух} = (t_{п.\,в} + \Delta t^{мин}_{эк})(1-m) + (t_{х.\,в} + \Delta t^{мин}_{вп})\, m, \text{ °C;} \qquad (7\text{-}29)$$

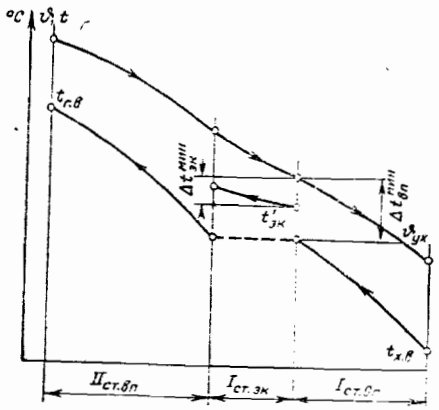


Рис. 7-17. Температуры продуктов сгорания, воздуха и питательной воды при двухступенчатой компоновке воздухоподогревателя и водяного экономайзера.

$\Delta t_{эк}^{мин}$ и $\Delta t_{вп}^{мин}$ — минимальные температурные напоры в экономайзере и воздухоподогревателе первой ступени; по оси абсцисс — теплоприятия. Масштаб ординат графика соответствует данным примерного расчета парогенератора из норм [Л. 18].

для определения максимально достижимой величины подогрева воздуха в одноступенчатом воздухоподогревателе

$$t_{г.в} = (\vartheta_{ух} - \Delta t_{вп}^{мин}) \frac{1}{1-m} - t_{х.в} \frac{m}{1-m}, \ ^{\circ}C. \qquad (7\text{-}29а)$$

Здесь $t_{п.в}$ и $t_{х.в}$ — температуры питательной воды и холодного воздуха; $\Delta t_{эк}^{мин}$ и $\Delta t_{вп}^{мин}$ — минимальные температурные напоры, показанные на рис. 7-17.

При равенстве водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания ($m=1$) температурные напоры на «холодном» и «горячем» концах воздухоподогревателя одинаковы при любой высокой температуре подогрева воздуха, а температурные кривые подогрева воздуха и охлаждения газов (рис. 7-17) преобразуются в параллельные прямые линии.

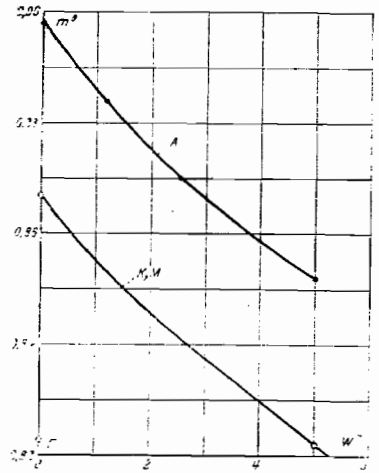
При рассмотрении величин водяных эквивалентов воздуха и дымовых газов следует иметь в виду, что они усреднены, поскольку коэффициенты избытка воздуха α и β и температуры ϑ и t, а следовательно, и теплоемкости $c_т$ и $c_в$ являются средними для данной поверхности нагрева и данного топлива. Для вывода закономерностей, с помощью которых можно было бы определить величину m в зависимости только от сорта топлива и его приведенной влажности $W^п$, используем методику приведенных характеристик.

Напишем выражение для определения величины m, аналогичное формуле (7-28), но в приведенных характеристиках:

$$m = \frac{W_п c_в}{W_г c_г} = \frac{3I_в^{д,0}\vartheta}{[I_г^{д,0} + (\alpha-1) I_{х\vartheta}^{д,0}]\, t}. \qquad (7\text{-}30)$$

Точный подсчет величины m по (7-28) возможен лишь для топлива усредненного качества с использованием обычных таблиц энтальпий, например таблиц из нормативного метода [Л. 7], а по обобщенной формуле (7-30) такое определение легко осуществимо для топлив любого качества с использованием формул и таблиц, приведенных в § 4-4.

Приближенное определение величины m, достаточно точное для решения большинства практических задач, легко может быть произведено с помощью графиков (рис. 7-18 и 7-19). Эти графики, охватывающие



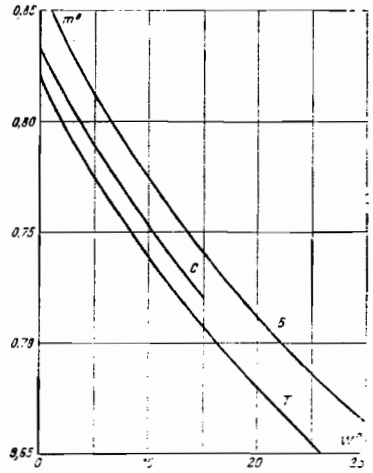


Рис. 7-18. Отношение водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания m^0 при $\alpha=\beta=1$ для сухих топлив.

А — антрацит, полуантрацит, тощие угли и коксик; *К*, *М* — каменные угли и мазут; *Г* — природные газы.

Рис. 7-19. Отношение водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания m^0 при $\alpha=\beta=1$ для влажных топлив.

Б — бурые угли; *С* — эстонский сланец; *Т* — торф.

большинство энергетических топлив с широкими пределами приведенной влажности, составлены по обобщенной формуле автора

$$m^0 = \frac{\omega^0_в}{\omega^0_г} = \frac{V^0_в c_в}{V^0_г c_г} = \frac{(A_в + 0{,}005)(1 + 0{,}006W^п)}{(A_г + 0{,}022)(1 + 0{,}0175W^п)}. \qquad (7\text{-}31)$$

Здесь m^0 — отношение водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания при $\alpha=1$; $A_в$ и $A_г$ — коэффициенты, имеющие в зависимости от сорта топлива следующие значения:

	$A_в$	$A_г$
Антрациты, полуантрациты, тощие угли и коксик	0,345	0,368
Каменные угли	0,345	0,382
Бурые угли	0,345	0,386
Сланец эстонский	0,336	0,386
Торф	0,337	0,396
Мазут	0,346	0,383
Природный газ	0,347	0,405

Значение величины m подсчитывается в зависимости от коэффициентов избытка воздуха α и β по формуле

$$m \approx \frac{3m^0}{1 + (\alpha - 1) m^0}. \qquad (7\text{-}32)$$

б) ПОГРЕШНОСТЬ ОБОБЩЕННОГО МЕТОДА РАСЧЕТА ВОДЯНЫХ ЭКВИВАЛЕНТОВ

Для иллюстрации точности обобщенного определения величины m произведены сравнительные расчеты, результаты которых приводятся ниже. Так, на рис. 7-20 показана зависимость $m=f(W^{п})$ для бурых углей Советского Союза. Кривая построена по обобщенным формулам (7-31) и (7-32), а точками обозначены уточненные значения величины m, вычисленные по элементарному составу [Л. 8]. Для разных бурых углей, сильно различающихся по составу горючей и рабочей масс ($V^{г}=34\div63\%$; $W^{п}=3{,}6\div32{,}1$), погрешность обобщенного расчета оказалась сравнительно небольшой; для семи углей погрешность меньше 0,5%, для шести других углей она близка к $\pm1\%$; лишь для одного александрийского бурого угля погрешность составила $+3\%$.

В табл. 7-6 даны итоги сравнительного расчета величин m^{0} и m для разных топлив и различных коэффициентов избытка воздуха α и β при средних температурах $t_{в}=200°C$; $\vartheta_{г}=400°C$. Эти расчеты показали, что для большинства рассмотренных разнообразных топлив относительная погрешность расчета по обобщенным формулам находится в пределах 0—0,7% и лишь для одного башкирского бурого угля она около 1,2%. Этими сравнительными расчетами выявлено, что погрешности обобщенных формул (7-31) и (7-32) при обычных значениях температур и коэффициентов избытка воздуха ($\vartheta_{г}\leqslant550°C$, $t\leqslant450°C$, $\alpha=\beta\leqslant1{,}5$) сравнительно невелики.

При больших присосах воздуха в парогенераторе формула (7-32) дает увеличение погрешности, однако небольшое. Так, например, для подмосковного бурого угля при очень большой разнице в коэффициентах избытка воздуха по газовой и воздушной сторонам воздухоподогревателя ($\alpha=1{,}5$; $\beta=0{,}9$) и сохранении всех остальных условий прежними (табл. 7-6) погрешность обобщенного определения величины m возрастает всего от 0,4 до 0,8%.

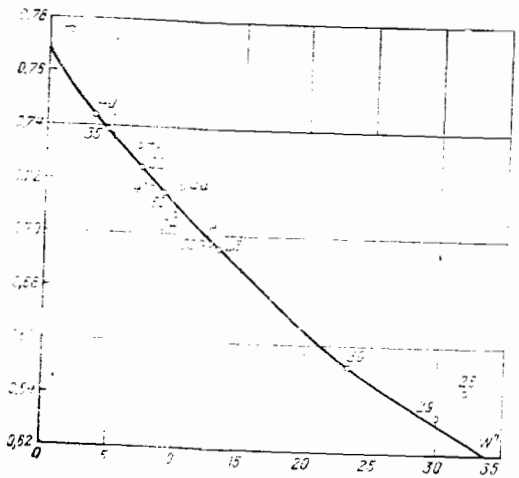


Рис. 7-20. Отношение водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания бурых углей m при $\beta=1{,}2$; $\alpha=1{,}4$; $t_{возд}=300°C$; $\vartheta_{г}=400°C$.

Кривая построена по обобщенным формулам (7-31) и (7-32). Точками обозначены величины m, точно подсчитанные по данным [Л. 8]. Цифры — нумерация углей в таблицах [Л. 8]. H — назаровский бурый уголь с элементарным составом по [Л. 7].

Источником ошибок в случае обобщенного определения величины являются также отклонения средних температур воздуха и газов в воздухоподогревателе от их усредненных значений $\bar{t}_{в}=200°C$; $\bar{\vartheta}_{г}=400°C$, принятых при выводе (7-31).

Так, например, при очень больших отклонениях этих температур (на

Таблица 7-6

Отношения водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания, подсчитанные точно по нормативному методу [Л. 8] и по обобщенным формулам (7-31) и (7-32)

Топливо	$W^{п}$	$m^{0}=\omega^{0}_{в}:\omega^{0}_{г}$ точно	$m^{0}=\omega^{0}_{в}:\omega^{0}_{г}$ по обобщенному методу	β	α	$m=\omega_{в}:\omega_{г}$ точно	$m=\omega_{в}:\omega_{г}$ по обобщенному методу	Погрешность, %
Угли:								
донецкий АШ	1,17	0,882	0,883	1,2	1,2	0,897	0,901	+0,4
		0,882	0,883	1,2	1,4	0,779	0,783	+0,5
челябинский Б	4,52	0,815	0,815	1,2	1,2	0,84	0,84	0,0
		0,815	0,815	1,2	1,4	0,736	0,736	0,0
подмосковный Б	13,15	0,750	0,752	1,2	1,2	0,780	0,782	+0,3
		0,750	0,752	1,2	1,4	0,689	0,692	+0,4
башкирский Б	23,2	0,688	0,695	1,2	1,2	0,723	0,732	+1,2
		0,688	0,695	1,2	1,4	0,645	0,653	+1,2
Мазут высокосернистый	0,32	0,864	0,865	1,1	1,1	0,873	0,876	+0,3
		0,864	0,865	1,1	1,3	0,751	0,756	+0,7
Природный газ	—	0,831	0,823	1,1	1,1	0,841	0,835	—0,7
		0,831	0,823	1,1	1,3	0,729	0,726	—0,4

$\pm150°C$) погрешность составляет $\pm1{,}1\%$ для водяного эквивалента воздуха и около $\pm2{,}2\%$ для водяного эквивалента дымовых газов. Чаще всего такие отклонения обеих температур направлены в одну сторону. Тогда погрешность для отношения водяных эквивалентов уменьшается и составляет $\sim\pm1{,}1\%$.

Суммарная погрешность обобщенных формул (7-31) и (7-32) при обычных величинах коэффициента избытка воздуха и температур воздуха и продуктов сгорания в большинстве случаев не выходит за пределы $\pm1\div2\%$.

в) ТЕПЛОВАЯ РАБОТА ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА ПЕРЕД НИМ

Температура воздуха перед воздухоподогревателем может изменяться в довольно широких пределах в зависимости от вида сжигаемого топлива и времени года. Эта температура $t'_{вп}$ является одной из основных режимных характеристик, определяющих потерю тепла с уходящими газами, тепловосприятие воздухоподогревателя ($Q_{вп}$) и температуру горячего воздуха ($t_{г.в}$). Для эксплуатации, проектирования и технико-экономических расчетов важно знать зависимости:

$$\vartheta_{ух}=f(t'_{вп});\ Q_{вп}=f(t'_{вп});\ t_{г.в}=f(t'_{вп}).$$

Обычно эти зависимости находятся экспериментально, но это не всегда возможно, так как при относительно небольших изменениях температуры $t'_{вп}$ сильно влияют «попутные» изменения режима и состояние оборудования. Кроме того, экспериментальные зависимости трудно обобщить, так как полученные результаты действительны лишь для исследованного режима и данного агрегата. Поэтому представляет интерес обобщенное аналитическое решение упомянутых зависимостей, применяемое для разных агрегатов и режимов. Однако с изменением температуры воздуха $t'_{вп}$ изменяются многие характеристики работы воздухоподогревателя, включая температурный напор (Δt) и три опре-

деляющие температуры газов и воздуха: $\vartheta'_{вп}$, $\vartheta_{ух}$, $t_{г.в}$. Строго решить такую задачу аналитически невозможно.

Ниже изложено приближенное аналитическое решение с небольшой погрешностью около 1%. Решение дано для простой распространенной схемы: одноступенчатая компоновка воздухоподогревателя без рециркуляции воздуха и «расщепления хвоста» [Л. 64]. Приближение построено на следующих упрощениях и допущениях:

1. Постоянство тепловыделения в топке ($B_р Q^р_н$=idem) и всех других режимных условий: качества топлива, избытка воздуха, присосов и др.

Постоянство тепловыделения в топке позволяет не считаться с изменениями потери тепла q_2 и расхода топлива. Эти колебания в интересующих нас, обычно небольших, пределах изменений температуры $t'_{вп}$ ($\pm 10 \div 20$°C) вообще невелики и составляют $\pm 0{,}5 \div 1$%.

2. Постоянство температуры газов перед воздухоподогревателем: $\vartheta'_{вп}$=idem.

Основанием для этого допущения служат незначительные колебания температуры горячего воздуха. Так, например, при изменении температуры воздуха перед воздухоподогревателем на 60°C температура горячего воздуха изменяется всего примерно на 6°C. При этом теоретическая температура горения изменится примерно на 3°C, а температура в конце топки лишь на 1—2°C. Понятно, что дальнейшее «нивелирующее» влияние конвективных поверхностей нагрева делает разницу в температуре $\vartheta'_{вп}$ ничтожной.

3. Постоянство коэффициента теплопередачи в воздухоподогревателе, поскольку массовые скорости воздуха и продуктов сгорания неизменны, а их температуры колеблются в сравнительно небольших пределах.

Специальной проверкой установлено, что при очень большом повышении температуры воздуха — от $t'_{вп}$=—10°C до $t'_{вп}$=80°C коэффициент теплопередачи в регенеративном воздухоподогревателе возрастает примерно на 0,5%.

4. Постоянство отношения водяных эквивалентов

$$m = \frac{V_в c_в}{V_г c_г} = \text{idem}$$

или

$$n = \frac{1}{m} = \frac{V_г c_г}{V_в c_в} = \text{idem}.$$

Расчеты показали, что относительная погрешность вследствие изменения отношения теплоемкостей в зависимости от температуры незначительна: $\leqslant 0{,}2$%. Что касается отношения объемов, то оно согласно принятым условиям остается неизменным.

В дальнейшем будем пользоваться отношением водяных эквивалентов, выраженным через температуры (§ 7-3,а):

$$n = \frac{1}{m} = \frac{t''_{I} - t'_{I}}{\vartheta' - \vartheta''_{I}} = \frac{t''_{II} - t'_{II}}{\vartheta' - \vartheta''_{II}}. \qquad (7\text{-}33)$$

Здесь t и ϑ — температуры соответственно воздуха и продуктов сгорания, °C; индексами I и II отмечены соответственно исходный (известный) и сравниваемый (искомый) варианты; одним штрихом помечаются

температуры на входе, а двумя — на выходе из воздухоподогревателя (рис. 7-21).

В (7-33) из четырех температур искомого варианта неизвестны только две (температура уходящих газов ϑ''_{II} и горячего воздуха), поскольку температурой воздуха на входе t'_{II} мы задаемся, а температура газов на входе ϑ' неизменна.

Температурный напор (противоток)[1] в искомом варианте равен среднелогарифмической разности температур

$$\Delta t_{II} = \frac{(\vartheta''_{II} - t'_{II}) - (\vartheta' - t''_{II})}{\ln \dfrac{\vartheta''_{II} - t'_{II}}{\vartheta' - \vartheta''_{II}}}. \qquad (7\text{-}34)$$

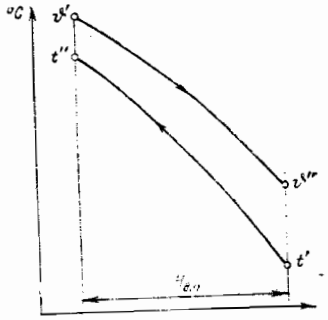


Рис. 7-21. Ход и обозначение температур в воздухоподогревателе.

Из уравнения теплообмена для тепловосприятия воздухоподогревателя

$$B_р Q_{вп} = k \Delta t H$$

видно, что относительное изменение величины $Q_{вп}$ в сравниваемых вариантах или, что то же самое, относительные изменения нагрева воздуха ($t''-t'$) и охлаждения газов ($\vartheta'-\vartheta''$) прямо пропорциональны относительному изменению температурного напора, так как другие составляющие уравнения ($B_р$, k и H) неизменны. Поэтому справедливы равенства:

$$\frac{\Delta t_{II}}{\Delta t_{I}} = \frac{t''_{II} - t'_{II}}{t''_{I} - t'_{I}} = \frac{\vartheta' - \vartheta''_{II}}{\vartheta' - \vartheta''_{I}}. \qquad (7\text{-}35)$$

Решая систему уравнений (7-33)—(7-35), путем преобразований с применением потенцирования, получаем расчетные формулы[2] для определения искомой температуры уходящих газов по заданной температуре холодного воздуха (t'_{II}):

$$\vartheta_{ух,\,II} = \vartheta''_{II} = \frac{A\vartheta'(n-1) + t''_{II}(A-1)}{An-1}, \ °C, \qquad (7\text{-}36)$$

где

$$A = \frac{\vartheta''_{I} - t'_{I}}{\vartheta' - t''_{I}}. \qquad (7\text{-}37)$$

Все температуры, входящие в эти формулы, известны. Величина n (отношение водяных эквивалентов) определяется по начальной части уравнения (7-33).

Искомая температура горячего воздуха подсчитывается по формуле

$$t''_{II} = \frac{\vartheta' - \vartheta''_{II}}{\vartheta - \vartheta''_{I}}(t''_{I} - t'_{I}) + t'_{II}, \ °C. \qquad (7\text{-}38)$$

---

[1] Поправка на число ходов в трубчатом воздухоподогревателе ψ не учитывается, так как ее величина для вариантов остается неизменной. В дальнейшем в (7-35) она сокращается.

[2] В выводе формул принимал участие инж. Е. А. Молочков.

Таблица 7-7

Тепловая работа воздухоподогревателя в зависимости от температуры воздуха перед ним

Температура, °С	Варианты				
	I	II	III	IV	V
$t' = t'_{вп}$	52	—10	30	60	80
$t'' = t_{г.в}$	329	323,3	327	329,7	331,6
$\vartheta' = \vartheta'_{вп}$	357	357	357	357	357
$\vartheta'' = \vartheta_{ух}$	141	97,1	125,4	146,7	160,8
$\Delta t_м = \vartheta' - t''$	28	33,7	30	27,3	25,4
$\Delta t_б = \vartheta'' - t'$	89	107,1	95,4	86,7	80,8
$\delta Q_{вп} = \frac{Q_i}{Q_{III}} \cdot 100$, %	93,4	112,2	100	91	85

Примечание. I — заводской вариант расчета.

Относительное изменение тепловосприятия воздухоподогревателя равно:

$$\delta Q_{вп} = \frac{Q_{вп,II}}{Q_{вп,I}} 100 = \frac{t''_{II} - t'_{II}}{t''_{I} - t'_{I}} 100 = \frac{\vartheta' - \vartheta''_{II}}{\vartheta' - \vartheta''_{I}} 100, \% \qquad (7\text{-}39)$$

Для иллюстрации методики приводим сравнение результатов расчета по парогенератору СКД типа ТГМП-314 паропроизводительностью 278 кг/с (1000 т/ч), работающему на мазуте для различных значений температур t' (от —10 до 80°С), с результатами заводского варианта расчета* (табл. 7-7 и рис. 7-22). Как упоминалось, реальный интерес представляют лишь сравнительно узкий интервал изменения температуры t', а именно на ±10÷20°С.

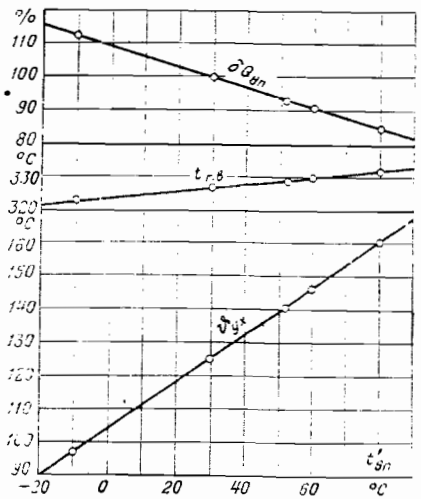


Рис. 7-22. Тепловая работа воздухоподогревателя в зависимости от температуры воздуха перед ним.

Обращают на себя внимание линейный характер зависимостей, значительные колебания температуры уходящих газов и тепловосприятия воздухоподогревателя при очень малых изменениях температуры горячего воздуха.

Для рассмотренных условий численные значения угловых коэффициентов в линейных зависимостях, представляющие собой приращения температур $\vartheta_{ух}$ и $t_{г.в}$, таковы:

$$\Delta\vartheta_{ух} \approx 0{,}71\Delta t'_{вп}; \quad \Delta t_{г.в} \approx 0{,}092\Delta t'_{вп}.$$

Напоминаем, что при определении потери тепла с уходящими газами нельзя пользоваться температурой $t'_{вп}$. Надо вводить в расчет усредненную температуру холодного воздуха (§ 5-3,г).

* Для исходного и других вариантов расчета избытки воздуха и присосы равны: $\alpha_т = 1{,}03$; $\alpha''_{РВВ} = 1{,}31$; $\Delta\alpha_т = 0{,}05$; $\Delta\alpha_{РВВ} = 0{,}2$.

7-4. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

а) ПЛОТНОСТЬ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

Знание плотности дымовых газов требуется при аэродинамических и тепловых расчетах парогенератора и его вспомогательного оборудования (сушильно-мельничная система, газоочистка, дымосос, дымовая труба). Для топлив усредненного состава приведенная плотность продуктов полного сгорания при нормальных условиях легко определяется с помощью табличных данных по формулам:

для твердого и жидкого топлив при $\alpha = 1$

$$\rho^0_{г,\alpha=1} = \frac{1 - 0{,}01A^р + 1{,}306V^0_в}{V^0_г}, \text{ кг/м}^3; \qquad (7\text{-}40)$$

для сухого газообразного топлива при $\alpha = 1$

$$\rho_{г,\alpha=1} = \frac{\rho_г^{с.т} + 1{,}306V^0_в}{V^0_г}, \text{ кг/м}^3; \qquad (7\text{-}41)$$

для всех топлив при $\alpha > 1$

$$\rho^0_г = \frac{\rho^0_{г,\alpha=1} + 1{,}285(\alpha - 1)}{\alpha}, \text{ кг/м}^3. \qquad (7\text{-}42)$$

Здесь $1.306 = 1{,}293 - 1{,}24 \cdot d \cdot 10^{-3}$ — масса 1 м³ сухого воздуха вместе с массой водяных паров, поступающих в агрегат при влагосодержании $d = 10$ г/кг сухого воздуха, кг/м³; $\rho_г^{с.т}$ — плотность сухого газообразного топлива, кг/м³; $V^0_в$ и $V^0_г$ — объемы воздуха и продуктов сгорания, м³/кг (м³/м³); значения берутся по табличным данным для топлив усредненного состава, например из [Л. 7]; 1,285 — плотность влажного воздуха, кг/м³, при $d = 10$ г/кг сухого воздуха.

Действительная плотность дымовых газов с учетом их температуры (ϑ, °С) и барометрического давления ($h_{бар}$, мм рт. ст.) подсчитывается по формуле

$$\rho_г = \frac{273}{273 + \vartheta} \frac{h_{бар}}{760} \rho^0_г, \text{ кг/м}^3. \qquad (7\text{-}43)$$

Помимо изложенного аналитического определения, в нормах аэродинамического расчета котлоагрегатов [Л. 59] рекомендуется графическое определение плотности продуктов сгорания по зависимости $\rho^0_г = f(r_{H_2O})$, где $r_{H_2O} = V_{H_2O}/V_г$ — объемная доля водяных паров в дымовых газах. Этот способ удобен для топлив усредненного качества, по которым все необходимые расчетные данные приведены в таблицах. При изменениях качества топлива требуются довольно громоздкие пересчеты, для которых нередко нужно знать состав горючей массы топлива.

Метод, разработанный автором, основанный на приведенных характеристиках, позволяет определять плотность дымовых газов в зависимости только от сорта и приведенной влажности топлива с достаточно высокой точностью (см. ниже). Определение приведенной плотности $\rho^0_{г,\alpha=1}$ производится графически (рис. 7-23 и 7-24) или по формуле

$$\rho^0_{г,\alpha=1} = b_\rho - k_\rho W^п, \text{ кг/м}^3, \qquad (7\text{-}44)$$

по которой построены указанные графики.

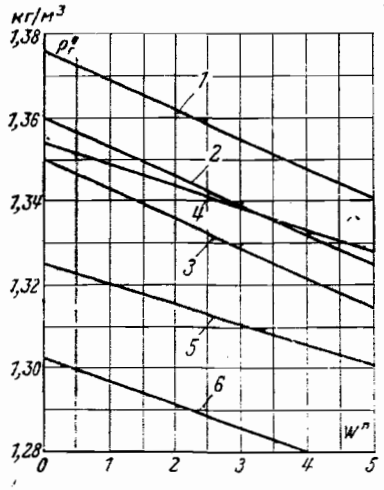


Рис. 7-23. Плотность продуктов сгорания $\rho^0_г$ при $\alpha=1$ для сухих топлив.

1 — донецкие антрациты, коксовая мелочь; *2* — тощие угли, полуантрацит, недонецкие антрациты; *3* — каменные угли и их отходы; *4* — сушонка бурых углей; *5* — сушонка сланцев; *6* — мазут.

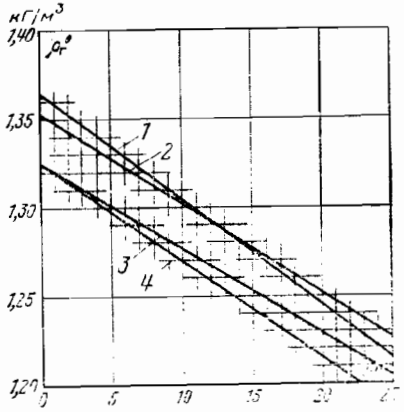


Рис. 7-24. Плотность продуктов сгорания $\rho^0_г$ при $\alpha=1$ для влажных топлив.

1 — торф; *2* — бурые угли; *3* — сланцы; *4* — дрова.

Здесь b_ρ и k_ρ — коэффициенты, имеющие в зависимости от рода топлива следующие значения:

	b_ρ	k_ρ
Донецкие антрациты, коксовая мелочь	1,376	0,0070
Полуантрацит, тощие угли, недонецкие антрациты	1,360	0,0070
Каменные угли и их отходы	1,350	0,0070
Бурые угли	1,354	0,0051
Сланцы	1,325	0,0048
Торф	1,365	0,0060
Дрова	1,325	0,0055
Мазут	1,305	0,0060
Природные газы	1,232	—

Подсчет $\rho^0_г$ и $\rho_г$ для любого коэффициента избытка воздуха производится затем по (7-42) и (7-43).

Итак, определение плотности дымовых газов возможно тремя способами: уточненно, по табличным данным объемов воздуха и продуктов сгорания различных топлив, вошедших в нормы [Л. 7], по (7-40) и (7-41); приближенно по графику $\rho^0_г = f(r_{H_2O})$, включенному в нормы аэродинамического расчета [Л. 59]; по обобщенной методике, основанной на приведенных характеристиках топлива, по (7-44). Сопоставление определений по этим методам дано в табл. 7-8.

Обобщенный метод расчета по (7-44), несмотря на пригодность для топлив любого качества и применимость его без табличных или расчетных данных по составу дымовых газов, практически не уступает уточненному: погрешность находится в пределах ±0,0÷1,1% (табл. 7-8).

Из рассмотрения результатов сравнительных расчетов, приведенных в этой таблице, видно, что метод обобщенного определения $\rho^0_г$ по приведенным характеристикам более точен, чем метод графического определения по нормам [Л. 59]. В то же время он более прост, так как для него достаточно знать только сорт и приведенную влажность топлива, тогда как для определения $\rho^0_г$ по нормам требуется знать объемы водяных паров и продуктов сгорания, подсчитанные по составу топлива. Преимущество метода приведенных характеристик при определении $\rho^0_г$, как и во многих других случаях, заключается в том, что неточность анализа топлива мало отражается на результатах итогового расчета вследствие относительно малых значений коэффициентов перед величиной $W^п$.

Так, например, для бурых углей при $W^п=10\div12$ грубая ошибка при определениях $W^р$ и $Q^р_н$ на 10% приведет к погрешности подсчета $\rho^0_г$ всего на 0,4%. Кроме того, метод приведенных характеристик намного упрощает расчеты при сжигании смесей различных топлив.

Для оценки разработанного метода интересно выяснить, насколько правильно он позволяет определить плотность дымовых газов для бурых углей Советского Союза, поскольку расчетные коэффициенты, входящие в (7-44), постоянны, тогда как приведенная влажность и состав горючей массы этих углей колеблются в широких пределах. Результаты определений показали, что погрешность обобщенного метода невелика: ±0,2÷1% (рис. 7-25).

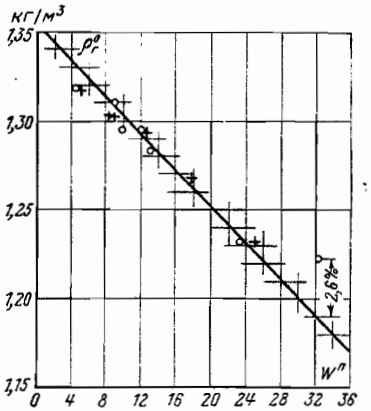


Рис. 7-25. Плотность продуктов сгорания бурых углей при $\alpha=1$. Прямая построена по уравнению $\rho^0_г = 1{,}354-0{,}0051\,W^п$, кг/м³. Кружочками отмечены значения $\rho^0_г$ по табличным данным из [Л. 8]; крестиками — такие же значения, подсчитанные для углей открытой добычи по их составу из [Л. 20].

Таблица 7-8

Плотность дымовых газов при $\alpha=1$ для различных топлив по нормам [Л. 8] и погрешность обобщенных определений

Топливо	$\rho^0_г$, кг/м³, по (7-40) и (7-41)	Погрешность, %	
		графического метода [Л. 59]	обобщенной формулы (7-44)
Угли:			
донецкий АШ	1,368	—2,8	0,0
„ Т	1,350	—2,8	+0,4
„ ППМ	1,332	—3,2	—0,2
кузнецкий ПС	1,350	—2,6	—0,5
кизеловский ППМ	1,333	—3,5	—0,2
экибастузский СС	1,327	—1,5	+0,7
челябинский Б; $W^п=4{,}5$	1,318	—2,0	+1,0
канский Б; $W^п=8{,}95$	1,301	—3,0	+0,5
богословский Б; $W^п=9{,}9$	1,295	—2,9	+0,7
подмосковный Б; $W^п=13{,}15$	1,283	—2,4	+0,7
башкирский Б; $W^п=23{,}2$	1,232	—0,3	+0,3
Сланец эстонский	1,295	—2,7	+0,2
Торф фрезерный	1,231	—0,5	—1,1
„ кусковой	1,257	—2,2	+1,1
Дрова	1,240	—1,0	—0,4
Мазут высокосернистый	1,303	—2,0	0,0
Природные газы:			
елшанский; $Q^с_н=8560$ ккал/м³	1,232	+1,2	0,0
мелитопольский; $Q^с_н=8391$ ккал/м³	1,231	+1,2	—0,1
ухтинский; $Q^с_н=7946$ ккал/м³	1,233	+1,2	+0,1

б) ПЕРЕСЧЕТЫ ГАЗОВОГО И ВОЗДУШНОГО СОПРОТИВЛЕНИЙ ПАРОГЕНЕРАТОРА

В нормах аэродинамического расчета [Л. 59] дана упрощенная методика пересчета газового и воздушного сопротивлений парогенератора (и его отдельных элементов). Ниже изложено усовершенствование этого пересчета.

В основу нормативного упрощенного расчета берется величина перепада полных давлений по тракту дымовых газов данного парогенератора $\Delta H_{п}^{исх}$, определенная детальным расчетом или испытаниями, с подсчетом суммарной самотяги $H_{с}^{исх}$ (см. ниже). Газовое сопротивление этого парогенератора для других условий его работы приближенно пересчитывается по соотношению:

$$\frac{\Delta H_{п}^{пер} - h''_{т} + H_{с}^{исх}}{\Delta H_{п}^{исх} - h''_{т} + H_{с}^{исх}} = \left[\frac{B_{р}^{пер}(V_{г.\,т} + V_{г.\,д})_{пер} T_{пер}^{ср}}{B_{р}^{исх}(V_{г.\,т} + V_{г.\,д})_{исх} T_{исх}^{ср}}\right]^{1,8} \times$$

$$\times \frac{\rho^{0}_{пер} T_{исх}^{ср}(1 + \mu_{вес})_{пер} h_{бар}^{исх}}{\rho^{0}_{исх} T_{пер}^{ср}(1 + \mu_{вес})_{исх} h_{бар}^{пер}}. \qquad (7\text{-}45)$$

Здесь индексы «исх» и «пер» означают, что величины соответственно относятся к исходным и расчетным характеристикам режима парогенератора; $h''_{т}$ — разрежение на выходе из топки, Па (кгс/м²); $H_{с}^{исх}$ — суммарная самотяга по всему тракту, подсчитанная для исходных условий, Па (кгс/м²); $B_{р}^{исх}$ и $B_{р}^{пер}$ — расходы топлива с учетом механического недожога; $V_{г.т}$ и $V_{г.д}$ — объемы газов, отнесенные к 1 кг топлива (при нормальных условиях) соответственно при коэффициентах избытка воздуха в топке $\alpha_{т}$ и перед дымососом $\alpha'_{дмс}$, м³/кг; $T_{ср}$ — среднеарифметическая двух абсолютных температур на выходе из топки и перед дымососом, К; ρ^{0} — плотность дымовых газов при нормальных условиях, кг/м³; $\mu_{вес}$ — массовая концентрация золы в дымовых газах, кг/кг; $h_{бар}$ — барометрическое давление, мм рт. ст.

Усовершенствование пересчета сопротивлений заключается в следующем. Расчетные характеристики режима парогенератора часто отличаются от исходных в результате изменения приведенной влажности или вида топлива. В таких случаях значительное упрощение пересчета сопротивлений достигается с помощью приведенных характеристик топлива практически без ущерба для точности (см. ниже). Для этого в расчет вводится следующий комплекс расчетных величин взамен величин, примененных в (7-45):

$$\frac{Q_{пг}^{пер} \overline{V}^{п}_{г.\,пер} \eta'_{исх}}{Q_{пг}^{исх} \overline{V}^{п}_{г.\,исх} \eta'_{пер}} = \frac{B_{р}^{пер}(V_{г.\,т} + V_{г.\,д})_{пер}}{B_{р}^{исх}(V_{г.\,т} + V_{г.\,д})_{исх}}.$$

Здесь $Q_{пг}$ — теплопроизводительность парогенератора; при отсутствии вторичного перегрева пара и неизменных параметрах пара и питательной воды взамен величины $Q_{пг}$ можно применить паропроизводительность парогенератора; $\overline{V}^{п}_{г}$ — приведенный объем продуктов сгорания при нормальных условиях и среднем в котлоагрегате избытке воздуха $\alpha_{ср} = 0{,}5(\alpha_{т} + \alpha'_{дмс})$; $\eta'_{пг}$ — к. п. д. агрегата, отражающий полезное использование тепла фактически сожженного топлива.

Если к. п. д. парогенератора (брутто) и потеря тепла от механического недожога известны, то значение величины $\eta'_{пг}$ подсчитывается по формуле

$$\eta'_{пг} = \frac{\eta_{пг}}{1 - 0{,}01 q_{4}}, \ \%. \qquad (7\text{-}46)$$

Эта величина может быть также определена по данным испытания:

$$\eta'_{пг} = 100 - q'_{2} - q'_{3} - q_{5} - q_{6шл}, \ \%. \qquad (7\text{-}47)$$

Здесь q'_{2} и q'_{3} — потери тепла, которые определяются по (5-25) и (5-45)—(5-48), но без множителя $1 - 0{,}01 q_{4}$; потери тепла q_{5} и $q_{6шл}$ определяются способом, изложенным в § 5-6 и 5-7.

Для определения величины $\overline{V}^{п}_{г}$, которое производится по методике, изложенной в § 3-4, так же как и для определения потерь тепла в парогенераторе, достаточно минимальных сведений о топливе (сорт, приведенные влажность и зольность).

Приведенные характеристики позволяют также просто и достаточно точно определить величину $\rho^{0}_{г}$ (§ 7-4,а). Таким образом, при использовании описанных изменений расчета не нужно знать горючую массу топлива и отпадают громоздкие расчеты состава и объемов продуктов сгорания. Кроме того, введение в расчет основной характеристики топлива — приведенной влажности — облегчает анализ и обобщение процессов в случаях, когда нужно выяснить влияние качества топлива. Облегчаются также вариантные расчеты благодаря возможности использовать обобщенные зависимости $\vartheta_{ух} = f(W^{п})$; $\vartheta''_{т} = f(W^{п})$ и др.

Упрощенное определение газового сопротивления парогенератора по методу [Л. 59], но с изменением определяющего комплекса величин в соответствии с разъяснениями и обозначениями, изложенными выше, производится по формуле

$$\Delta H_{п}^{пер} = (\Delta H_{п}^{исх} - h''_{т} + H_{с}^{исх}) \left[\frac{Q_{пг}^{пер} \overline{V}^{п}_{г.\,пер} \eta'_{исх} T_{пер}^{ср}}{Q_{пг}^{исх} \overline{V}^{п}_{г.\,исх} \eta'_{пер} T_{исх}^{ср}}\right]^{1,8} \times$$

$$\times \frac{\rho^{0}_{пер} T_{исх}^{ср}(1 + \mu_{вес})_{пер} h_{бар}^{исх}}{\rho^{0}_{исх} T_{пер}^{ср}(1 + \mu_{вес})_{исх} h_{бар}^{пер}} + h''_{т} - H_{с}^{исх}, \text{ Па (кгс/м}^{2}\text{)} \qquad (7\text{-}48)$$

Описанные изменения расчета сопротивления газового тракта могут быть использованы и при пересчете сопротивления воздушного тракта агрегата, а также сопротивлений отдельных элементов обоих трактов.

в) НАГРЕВ ВОЗДУХА И ДЫМОВЫХ ГАЗОВ В ТЯГОДУТЬЕВЫХ МАШИНАХ

Современные парогенераторы оборудуются мощными вентиляторами и дымососами, которые потребляют до 1% и больше энергии, выработанной электростанцией. Вся энергия, подводимая непосредственно к вентиляторам и дымососам, практически полностью переходит в тепловую. Вследствие этого суммарное повышение температуры воздуха и дымовых газов может достигать 10—15°С. Если это не учитывать, то, например, при измерениях температуры холодного воздуха перед дутьевым вентилятором и температуры уходящих газов за дымососом расчетная разность температур $\vartheta_{ух} - t_{х.в}$ будет преувеличена возможно на те же 10—15°С. Соответственно потеря тепла с уходящими газами

может быть преувеличена, а к. п. д. котлоагрегата преуменьшен на 0,5—0,8%.

При определении температур $t_{х.в}$ и $\vartheta_{ух}$ по методике, изложенной в § 5-3,г и д учитывается влияние нагрева воздуха и дымовых газов. Значение учета нагрева газов в тягодутьевых машинах и аналитическое исследование соответствующих закономерностей даны в [Л. 66].

Излагаемый ниже обобщенный метод определения нагрева воздуха и дымовых газов в тягодутьевых машинах, разработанный автором [Л. 9 и 65], позволяет просто и достаточно точно определять повышение температуры газа в тягодутьевых машинах в зависимости от их напора и к. п. д.

Процесс сжатия газа в тягодутьевых машинах близок к адиабатному, при котором вся энергия, полезно расходуемая на сжатие, переходит в тепло. Энергия, затраченная вследствие аэродинамических потерь в машине, также полностью переходит в тепло. Таким образом, вся энергия, подведенная к ротору вентилятора или дымососа, полностью идет на нагревание газа. Влиянием отдачи тепла в окружающую среду можно пренебречь. Отсюда вытекает равенство

$$c_в V \Delta t = N_{рот}, \text{ кВт}.$$

Здесь $c_в$ — средняя теплоемкость воздуха (газа) при постоянном давлении, кДж/(м³·К); V — производительность вентилятора или дымососа (при нормальных условиях), м³/с; Δt — повышение температуры воздуха (газа) в машине, °С; $N_{рот}$ — мощность, передаваемая ротору вентилятора или дымососа, определяемая по формуле

$$N_{рот} = \frac{V(t+273)H}{10\eta_в \cdot 273}, \text{ кВт}, \qquad (7\text{-}49)$$

если H — в Па, или

$$N_{рот} = \frac{V(t+273)H}{1{,}02\eta_в \cdot 273}, \text{ кВт}, \qquad (7\text{-}49а)$$

если H — в кгс/м².

Здесь t — температура воздуха или газа, °С; H — полный напор вентилятора или дымососа; $\eta_в$ — гидравлический к. п. д. машины с учетом потерь энергии в направляющем аппарате, %. Величина $\eta_в$ берется по данным испытаний машины или заводским характеристикам со снижением для вентиляторов на 5—10% (абсолютных) для учета эксплуатационных условий, а для дымососов — на 10—15% (абсолютных) для учета ремонтов и эксплуатационных условий.

Решив приведенное выше равенство, основанное на балансе энергии, совместно с последним выражением для мощности, получим формулу для определения повышения температуры воздуха или газа в вентиляторе или дымососе:

$$\Delta t = \frac{3{,}66(t+273)H \cdot 10^{-4}}{c_в \eta_в}, \text{ °С}, \qquad (7\text{-}50)$$

если H — в Па и $c_в$ — в кДж/(м³·К), или

$$\Delta t = \frac{8{,}72(t+273)H \cdot 10^{-4}}{c_в \eta_в}, \text{ °С}, \qquad (7\text{-}50а)$$

если H — в кгс/м² и $c_в$ — в ккал/(м³·°С).

Подставим в эту формулу средние значения теплоемкости влажного воздуха (при d=10 г/кг) и дымовых газов, равные соответственно 1,32 и 1,38 кДж/(м³·К), или 0,3154 и 0,329 ккал/(м³·°С).

Максимальные относительные отклонения теплоемкостей от этих усредненных значений для воздуха при $t_в$=0÷100°С составляют ±1÷2%, а для дымовых газов при α=1,3÷1,7; ϑ=100÷200°С и сжигании самых разнообразных топлив (антрацит, природный газ, мазут, бурые угли, торф фрезерный) составляют ±2÷2,5%. В связи с этим здесь и в дальнейшем следует иметь в виду, что суммарная погрешность расчетных формул примерно до ±4÷5% еще вполне допустима, так как искомая расчетная величина Δt нужна практически для уточнения разности температур $\vartheta_{ух} - t_{х.в}$, а указанная погрешность соответствует обычно незначительной абсолютной ошибке (примерно 0,2—0,4°С), которая меньше погрешностей определения усредненных температур уходящих газов и холодного воздуха.

После подстановки средних значений теплоемкостей получаем расчетные формулы:

для определения нагрева воздуха в вентиляторе

$$\Delta t = \frac{2{,}78(t_в+273)H \cdot 10^{-4}}{\eta_в}, \text{ °С}, \qquad (7\text{-}51)$$

если H — в Па, или

$$\Delta t = \frac{2{,}72(t_в+273)H \cdot 10^{-3}}{\eta_в}, \text{ °С}, \qquad (7\text{-}51а)$$

если H — в кгс/м²;

для определения нагрева газа в дымососе

$$\Delta t = \frac{2{,}67(\vartheta+273)H \cdot 10^{-4}}{\eta_в}, \text{ °С}, \qquad (7\text{-}52)$$

если H — в Па, или

$$\Delta t = \frac{2{,}60(\vartheta+273)H \cdot 10^{-3}}{\eta_в}, \text{ °С}, \qquad (7\text{-}52а)$$

если H — в кгс/м².

Размерности величин, входящих в эти формулы, такие же, как и для формул (7-49) и (7-49а).

Приведенным формулам соответствует номограмма (на рис. 7-26). С помощью этих формул или по номограмме можно по измеренным значениям полного напора, температуры воздуха (газа) и нагрева газа в машине ориентировочно определить гидравлический к. п. д. вентилятора $\eta_в$.

Более точные результаты могут быть получены при расчете по исходной формуле (7-50) или (7-50а) с подстановкой значений теплоемкостей воздуха по рис. 4-1 и продуктов сгорания по § 4-14.

Нагрев газа, подсчитываемый по (7-51) и (7-52), соответствует расходу мощности вентилятора, определяемому по общепринятой формуле (7-49), которая основана на том допущении, что плотность газа в машине не изменяется. Погрешность определения становится значительной при больших напорах вентилятора, так как в действительности при адиабатном процессе плотность газа изменяется, а процесс в машине близок к адиабатному. Для оценки этой погрешности принимаем, что в вентиляторе идет процесс адиабатного сжатия и температура газа изменяется в соответствии с формулой

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Преобразуем эту формулу в выражение, позволяющее подсчитать нагрев газа (воздуха) при отсутствии потерь энергии:

$$\Delta t_а = T_2 - T_1 = T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \ °C. \qquad (7\text{-}53)$$

Для сухого воздуха (двухатомный газ) показатель адиабаты $k = c_p/c_v = 1{,}4$. Ввиду небольшого содержания водяных паров во влажном воздухе ($d \approx 10$ г/кг) можно принять для него $k = 1{,}4$. Для продуктов сгорания, состав которых близко соответствует принятой усредненной теплоемкости, $k = 1{,}39$. Подставив эти значения k в (7-53) и приняв начальное давление газа $p_1 = 10\,330$ кгс/м², получим расчетные формулы для вычисления нагрева газа при адиабатном сжатии без потерь:

для воздуха

$$\Delta t_а = (t_в + 273) \left[\left(\frac{10\,330 + H}{10\,330} \right)^{0{,}286} - 1 \right], \ °C; \qquad (7\text{-}54)$$

для продуктов сгорания

$$\Delta t_а = (\vartheta_г + 273) \left[\left(\frac{10\,330 + H}{10\,330} \right)^{0{,}271} - 1 \right], \ °C, \qquad (7\text{-}55)$$

где $t_в$ и $\vartheta_г$ — температуры воздуха и дымовых газов перед машиной, °С.

С повышением напора вентилятора разница между Δt и $\Delta t_а$ увеличивается: $\Delta t > \Delta t_а$. Так как обобщенные формулы (7-51) и (7-52) дают нагрев, выраженный величиной Δt без учета изменения плотности газа, то возникает погрешность. Ее относительная величина

$$\delta t = \frac{\Delta t - \Delta t_а}{\Delta t_а} 100, \ \%. \qquad (7\text{-}56)$$

Эта величина по [Л.66] составит:

$$\delta t = \frac{1}{2k} \frac{H}{p_1} 100, \ \%. \qquad (7\text{-}57)$$

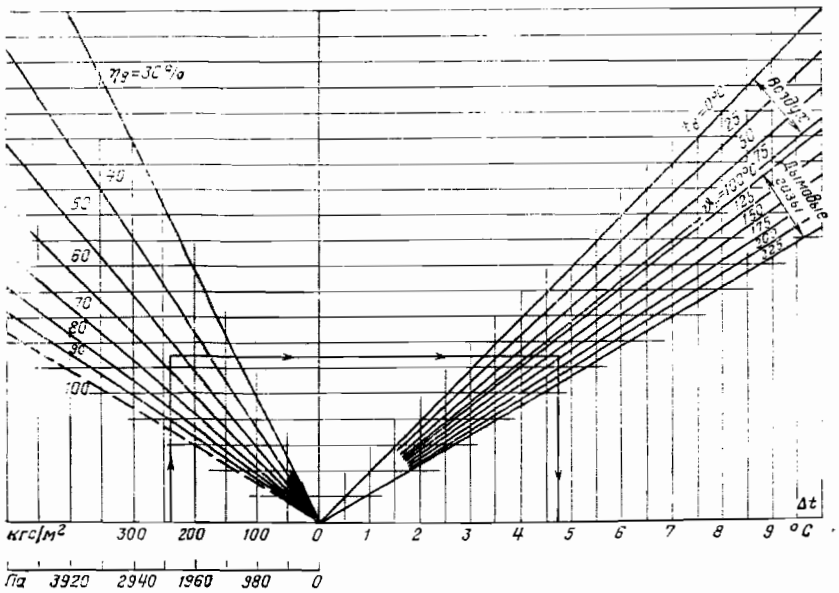


Рис. 7-26. Номограмма определения нагрева воздуха и дымовых газов в тягодутьевых машинах.

Таблица 7-9

Нагрев воздуха при сжатии его без потерь энергии на трение [$p_1 \approx 0{,}1$ МПа (1,03 кгс/см²); $t_1 = 30$°С]

Величины	Полный напор вентилятора H, кгс/м²						
	400	600	800	1000	1500	2000	10 300
$\Delta t_а$ по (7-54), °С	3,64	5,16	6,68	8,19	11,82	15,45	66,7
Δt по (7-51), °С	—	—	—	—	12,36	16,5	85
Погрешность δt:							
по (7-57), %	1,2	1,8	2,4	3,0	5,2	6,9	35,7
по (7-51), (7-54) и (7-56), %	—	—	—	—	4,5	6,8	27,4

Для умеренных напоров вентиляторов ($\leqslant 10\,000$ Па или $\leqslant 1000$ кгс/м²) вычисления в [Л. 66] достаточно точны. При более высоких напорах вычисление погрешности δt точнее может быть произведено путем сравнительных расчетов по (7-51) при $\eta_в = 100\%$ и по (7-54). Это вычисление также несколько приближенное вследствие небольших погрешностей, вызванных усреднением теплоемкости воздуха и принятием $k = 1{,}4$. Результаты подсчета погрешности δt обоими методами сведены в табл. 7-9.

Рассмотрение результатов расчета показало, что обобщенный метод определения нагрева газа, основанный на общепринятой формуле определения мощности вентиляторов (7-49), при умеренных напорах машины дает небольшую погрешность, а именно преувеличение нагрева примерно на 3%. Соответственно такое же небольшое относительное преувеличение мощности, потребной для вентилятора, дает общепринятая формула (7-49). При больших напорах (15 000—20 000 Па) (1500—2000 кгс/м²) погрешность возрастает до 5—7%. Разница в определениях погрешности по рассмотренным обоим методам при $H \leqslant 20\,000$ Па (2000 кгс/м²) невелика: $\leqslant 1\%$.

г) УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ТЯГУ И ДУТЬЕ

Удельный расход электроэнергии на тягу и дутье достигает 1% всей выработанной энергии и больше. Этот важный показатель экономичности электростанций может быть определен аналитически с достаточно высокой точностью без участия расходных величин и при наличии лишь минимальных сведений о топливе (сорт, приведенная влажность) и о режиме (избыток воздуха, напор, температура газа, к. п. д. машины).

Обобщенная методика расчета, основанная на приведенных характеристиках топлива, разработана применительно к конденсационным тепловым электростанциям с электроприводом машин. Эта методика может быть использована для различных технико-экономических расчетов при проектировании электростанций, а также для контроля эксплуатационных показателей. Во всех этих случаях обычно известны основные показатели экономичности электростанции — удельный расход условного топлива на выработанную электроэнергию b, кг/(кВт·ч), и к. п. д. электростанции:

$$\eta_{ст} = \frac{3600 \cdot 100}{29\,300 \cdot b}, \ \% \ \left(\text{или} \ \ \eta_{ст} = \frac{860 \cdot 100}{7000 b}, \ \% \right).$$

Все тепло фактически сожженного на станции топлива (при нагрузке электростанции $N_{ст}$, кВт, и при $Q^р_н = Q^р_р$) составляет:

$$B_р Q^р_н = \frac{N_{ст}}{\eta_{ст}} (100 - q_4), \ \text{кДж/с}.$$

В соответствии с методикой расчета расходов воздуха и продуктов сгорания (§ 3-4) суммарная производительность вентиляторов или дымососов электростанции равна (при $h_{бар}$=760 мм рт. ст.):

$$V=\frac{N_{ст}V^{п}T}{\eta_{ст}4,19\cdot10^{3}\cdot273}(100-q_4),\ м^3/с.$$

Абсолютный и относительный расходы мощности на тягу или дутье соответственно равны:

$$N_{т.д}=\frac{VH}{10\eta_{уст}},\ кВт;\quad \delta N_{т.д}=\frac{VH\cdot10}{\eta_{уст}N_{ст}},\ \%,$$

если H — в Па, или

$$N_{т.д}=\frac{VH}{1,02\eta_{уст}},\ кВт;\quad \delta N_{т.д}=\frac{VH\cdot100}{1,02\eta_{уст}N_{ст}},\ \%,$$

если H—в кгс/м².

Подставив в последнее выражение значение V, получим после сокращений расчетную формулу для определения удельного расхода электроэнергии на тягу или дутье:

$$\delta N_{т.д}=\frac{8,74V^{п}HT}{\eta_{ст}\eta_{уст}}(1-0,01q_4)\cdot10^{-4},\ \%, \qquad (7\text{-}58)$$

если H — в Па, или

$$\delta N_{т.д}=\frac{8,57V^{п}HT}{\eta_{ст}\eta_{уст}}(1-0,01q_4)\cdot10^{-3},\ \%, \qquad (7\text{-}58а)$$

если H—в кгс/м².

Здесь $V^{п}$ — приведенный объем воздуха или дымовых газов при коэффициенте избытка воздуха перед дутьем вентилятором $\beta'_{в.д}$ или перед дымососом $\alpha'_{дмс}$; H — полный напор машины, равный перепаду полных давлений в выходном и входном патрубках вентилятора или дымососа; T — температура воздуха или дымовых газов, К; $\eta_{уст}$ — к. п. д. вентиляторной или дымососной установки, соответствующий расходу электроэнергии на зажимах электродвигателя, %; $\eta_{ст}$ — к. п. д. электростанции (по выработанной электроэнергии), %; q_4 — потеря тепла от механического недожога, %.

При расчете по (7-58) не требуется знания состава горючей массы топлива, расходных величин и нагрузок B, D, V, $N_{т.д}$, $N_{ст}$. Определение удельного расхода энергии для топлива любого качества производится без громоздких расчетов объема продуктов горения. Точность его достаточно высока (относительная погрешность составляет ±2%). Примерный расчет удельного расхода электроэнергии дан в § 7-5.

7-5. ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАЗОМКНУТОЙ ПАРОВОЙ СУШКИ ТОПЛИВА

а) ВВЕДЕНИЕ

В развитии современной энергетики проявляются три тенденции: 1) дальнейшее увеличение единичной мощности энергоблоков (до 800—1200 МВт); 2) комплексная автоматизация рабочих процессов парогенератора; 3) удорожание энергетических топлив. Все они в применении к твердым топливам стимулируют внедрение в жизнь более экономичных схем пылеприготовления, в том числе и с усовершенствованной разомкнутой паровой сушкой топлива.

Ниже излагается методика расчетов эффективности топливоиспользования по приведенным характеристикам применительно к схеме паровой сушки топлива [Л. 67]. Излагаемый метод прост и достаточно точен. Основные определения легко производятся без участия расходных показателей. Для расчета требуются минимальные сведения о топливе (сорт, $W^{р}$, $Q^{р}_{н}$), что особенно важно для вариантных технико-экономических расчетов и для эксплуатационного контроля. Отпадает надобность в громоздких расчетах тепловой схемы станции. Большое преимущество излагаемой методики заключается еще в облегчении обобщений и раскрытия сущности процессов. В основу методики положена новая теплотехническая характеристика, важная для расчетов сушки топлива — приведенный съем влаги $\Delta W^{п}$.

б) ПРИВЕДЕННЫЙ СЪЕМ ВЛАГИ

В тепловых расчетах сушки широко применяется величина удельного съема влаги

$$\Delta W=\frac{W^{р}_1-W^{р}_2}{100-W^{р}_2},\ кг/кг, \qquad (7\text{-}59)$$

равная количеству испаренной влаги (кг), приходящемуся на 1 кг исходного топлива.

Однако важно, чтобы в расчетах сушки топлив основная величина, характеризующая процесс, не только показывала глубину сушки, но и достаточно полно отражала качество исходного топлива. Такой характеристикой, облегчающей расчеты, а также анализ процессов и обобщение выводов, является приведенный съем влаги

$$\Delta W^{п}=100\Delta W:\frac{Q^{р}_{н1}}{4,19\cdot10^{3}}=\frac{\Delta W}{Q^{р}_{н1}}4,19\cdot10^{5},\ кг\cdot4,19\cdot10^{5}/кДж, \qquad (7\text{-}60)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в кДж/кг, или

$$\Delta W^{п}=100\Delta W:\frac{Q^{р}_{н1}}{1000}=\frac{\Delta W}{Q^{р}_{н1}}\cdot10^{5},\ кг\cdot10^{5}/ккал, \qquad (7\text{-}60а)$$

если $Q^{р}_{н}$ — в ккал/кг.

Здесь и ниже индекс 1 соответствует исходному топливу, а 2 — подсушенному.

Из рассмотрения обеих формул видно, что единица измерений величины $\Delta W^{п}$ не отличается от таковой для приведенной влажности $W^{п}$ и что численные значения величины $\Delta W^{п}$, как и $W^{п}$, не зависят от системы измерений (§ 1-3,а). Поэтому, так же как и для приведенной влажности $W^{п}$, для приведенного съема влаги $\Delta W^{п}$ единица измерений в дальнейшем не приводится.

Величина $\Delta W^{п}$, так же как и приведенная влажность топлива (§ 1-3), представляет собой массу влаги (в данном случае испаренной) в килограммах, отнесенный к 100 000 ккал или к $4,19\cdot10^{5}$ кДж низшей теплоты сгорания рабочей массы исходного (сырого) топлива.

Для сухих топлив ($W^{п}<3$) при неизменном составе сухой массы топлива, что часто имеет место при сушке, без ущерба для точности

может быть использовано приближенное равенство, придающее бо́льшую наглядность этой новой характеристике:

$$\Delta W^{п} \approx W^{п}_{1} - W^{п}_{2}. \qquad (7\text{-}61)$$

Здесь $W^{п}_{1}$ и $W^{п}_{2}$ — приведенные влажности исходного и подсушенного топлива.

Но и для умеренно влажных топлив ($W^{п} \leqslant 10 \div 15$) относительная погрешность приближенной формулы (7-61) невелика и не превышает 1,5—2,5%.

В отличие от обычной характеристики (удельного съема влаги ΔW) величина $\Delta W^{п}$ не только определяет глубину сушки, но и отражает качество (теплоту сгорания) исходного топлива.

Поскольку тепловой расчет сушки топлива ведется часто по отношению к 1 кг испаренной влаги, важное значение приобретает то обстоятельство, что весь расход тепла на выработку электроэнергии КЭС, отнесенный к 1 кг испаренной в сушилке влаги, равен:

$$\frac{B_1 Q^{р}_{н1}}{B_1 \Delta W} = \frac{4{,}19 \cdot 10^{5}}{\Delta W^{п}}, \text{ кДж/кг}, \qquad (7\text{-}62)$$

или

$$\frac{B_1 Q^{р}_{н1}}{B_1 \Delta W} = \frac{10^{5}}{\Delta W^{п}}, \text{ ккал/кг}, \qquad (7\text{-}62а)$$

где B_1 — расход исходного топлива.

Величина, выраженная последними формулами, обратна величине приведенного съема влаги. Она облегчает анализ процессов и дальнейшие выводы формул. Так, любую величину удельного расхода тепла из расчета сушки q с обычной размерностью (в кДж или ккал, отнесенных к 1 кг испаренной влаги) можно просто перевести в относительный расход в процентах по отношению ко всему расходу тепла на КЭС. Для этого надо величину q умножить на 100 и разделить на величину, выраженную (7-62):

$$\delta q = \frac{100 q}{10^{5}\ \Delta W^{п}} = q \Delta W^{п} \cdot 10^{-3}, \%. \qquad (7\text{-}63)$$

Пользуясь приведенным съемом влаги $\Delta W^{п}$, можно легко показать, что при разомкнутой сушке топлива относительное увеличение теплоты сгорания сушонки с учетом уменьшения ее массы выражается простым соотношением

$$\frac{Q^{р}_{н2} \dfrac{100 - W^{р}_{1}}{100 - W^{р}_{2}}}{Q^{р}_{н1}} = 1 + 0{,}006 \Delta W^{п}, \qquad (7\text{-}64)$$

не зависящим от системы единиц измерений.

Соответственно относительный выигрыш в тепле или в топливе за счет разомкнутой сушки равен:

$$\delta Q^{р}_{н} = \frac{Q^{р}_{н2} \dfrac{100 - W^{р}_{1}}{100 - W^{р}_{2}} - Q^{р}_{н1}}{Q^{р}_{н1}} \cdot 100 = 0{,}6 \Delta W^{п}, \%. \qquad (7\text{-}65)$$

Здесь $100 - W^{р}_{1}/(100 - W^{р}_{2})$ — отношение массы исходного топлива, кг/кг, к массе сушонки; $Q^{р}_{н2}(100 - W^{р}_{1})/(100 - W^{р}_{2})$ — теплота сгорания сухого топлива, полученного из 1 кг исходного топлива.

Вывод этих соотношений основан на следующем. Выигрыш в тепле, обусловленный сушкой топлива, соответствующий неравенству

$$Q^{р}_{н2} \frac{100 - W^{р}_{1}}{100 - W^{р}_{2}} > Q^{р}_{н1},$$

получается благодаря повышению низшей теплоты сгорания подсушенного топлива на величину, равную для 1 кг исходного топлива

$$595 \cdot \frac{W^{р}_{1} - W^{р}_{2}}{100 - W^{р}_{2}}, \text{ ккал/кг}.$$

Здесь 595 — тепло парообразования, отнесенное к 1 кг воды и пара при 0°С, ккал/кг. Эта же величина, отнесенная к низшей теплоте сгорания исходного топлива, составит:

$$\delta Q^{р}_{н} = \frac{595 \Delta W}{Q^{р}_{н1}} \cdot 100\%.$$

Подставив в последнее уравнение взамен величины удельного съема влаги его значение из равенства

$$\Delta W = \Delta W^{п} Q^{р}_{н1} \cdot 10^{-5},$$

получим новое простое математическое выражение для определения относительного повышения низшей теплоты сгорания подсушенного топлива по отношению к исходному с учетом уменьшения массы сушонки:

$$\delta Q^{р}_{н} = \left(\frac{Q^{р}_{н2} \dfrac{100 - W^{р}_{1}}{100 - W^{р}_{2}}}{Q^{р}_{н1}} - 1 \right) \cdot 100 \approx 0{,}6 \Delta W^{п}, \%.$$

Из последних выражений легко получается формула (1-15).

в) ИСХОДНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ОБОБЩЕННОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА[1]

При расчетах разомкнутой сушки надо считаться со значительным остаточным физическим теплом нагретого топлива ($q_{тл.ост}$, ккал/кг испаренной влаги). С его учетом повышение располагаемого тепла в сушонке, отнесенное к 1 кг исходного топлива, составит:

$$\delta Q^{р}_{р} = (595 + q_{тл.\,ост}) \Delta W^{п} \cdot 10^{-3}, \%.$$

При этом располагаемое тепло подсушенного топлива равно:

$$Q^{р}_{р2} = Q^{р}_{н2} + i''_{тл} = \frac{100 - W^{р}_{2}}{100 - W^{р}_{1}} Q^{р}_{н1} [1 + (595 + q_{тл.\,ост}) \Delta W^{п} \cdot 10^{-5}], \text{ ккал/кг}.$$

Для упрощения методики расчета все тепло, расходуемое на сушку топлива, представим в виде суммы полезного и потерянного тепла, ккал/кг испаренной влаги:

$$q_{суш} = q^{пол}_{суш} + q^{пот}_{суш}, \text{ ккал/кг}. \qquad (7\text{-}66)$$

Полезное тепло равно:

$$q^{пол}_{суш} = 595 + q_{тл.\,ост}, \text{ ккал/кг}. \qquad (7\text{-}67)$$

Величина $q_{тл.ост}$ может быть подсчитана по соотношению

$$q_{тл.ост} \approx (0{,}8 + 0{,}85)\, q_{тл}, \text{ ккал/кг},$$

где $q_{тл}$ — все тепло, израсходованное при сушке на нагрев топлива, ккал/кг влаги.

[1] Выводы расчетных формул даны в системе измерений МКГСС.

Значения величин $q_{суш}$ и $q_{тл}$ берутся из расчета сушки или по данным замеров.

Может возникнуть вопрос, почему в (7-67) отсутствует составляющая перегрева пара, полученного при испарении влаги топлива.

Это тепло, затраченное на перегрев пара, уходящего из сушилки:

$$\Delta q_2^{суш} = c_{H_2O} t''_{суш} \frac{\Delta W}{Q^р_н},$$

нельзя учитывать как полезное, поскольку при подсчете повышения к. п. д. парогенератора, работающего на сушонке за счет уменьшения потери тепла с уходящими газами учитывается близкое по величине тепло

$$\Delta q_2 \approx c_{H_2O} (\vartheta_{ух} - t_{х.\,в}) \frac{\Delta W}{Q^р_н}.$$

Ниже приводится методика расчетов, разработанная автором применительно к КЭС с разомкнутой схемой пылеприготовления с трубчатыми паровыми сушилками, в которой экономия топлива определяется по сравнению с замкнутой схемой. Полученные расчетные формулы могут быть использованы и для определения изменений экономии топлива при работе разомкнутой схемы с переменными показателями. При этом обобщенные зависимости экономии или перерасхода топлива δB обычно выражаются простыми линейными уравнениями типа

$$\delta B = c \Delta W^п, \%.$$

Приводимые в последующих параграфах примеры, иллюстрирующие данную методику, базируются на расчете сушки назаровского бурого угля со следующими исходными данными:

	Сырой уголь	Сушонка
$W^р$, %	39	14
$A^р$, %	7,3	10,3
$A^с$, %	12	12
$Q^р_н$, ккал/кг	3120	4644
$W^п$	12,5	3,02
$\Delta W^п$ по (7-60)	—	9,32

Исходные величины в данном примере подсчитаны по [Л. 68] для абсолютного давления пара в сушилке 6 кгс/см²:

$$q_{суш} = 770 \text{ ккал/кг}; \quad q^{пол}_{суш} = 595 + q_{тл.\,ост} = 663 \text{ ккал/кг}.$$

Величина $q_{суш}$ здесь и в дальнейшем дается с учетом дополнительной потери тепла в трубопроводах пара и конденсата, равной около 2%.

Утилизация тепла, уходящего из паровых сушилок, не предусмотрена, так как соответствующее удорожание оборудования экономически не оправдывает себя из-за относительной дешевизны угля.

Все оборудование и показатели работы электростанции приняты такими же, как в техническом проекте Ленинградского отделения Теплоэлектропроекта (ЛО ТЭП) для блока мощностью 500 МВт с пылезаводом (1963 г.). Дается сопоставление результатов обоих расчетов, позволяющее судить о точности новой методики.

Для сопоставления обеих методик расчета, обычной и по приведенным характеристикам топлива, использованы также обстоятельные расчеты МЭИ по паровой сушке бурых углей и лигнитов [Л. 69].

г) ЭКОНОМИЧНОСТЬ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

При разомкнутой сушке со снижением влажности сжигаемого топлива экономичность парогенераторов возрастает благодаря снижению потерь тепла с уходящими газами и от недожога. Одновременно снижается расход энергии на тягу и дутье, а также создаются благоприятные условия для сокращения расхода энергии на пылеприготовление.

С переходом на сушонку в расчетах принимается уменьшение коэффициента избытка воздуха в топке и соответственно в уходящих газах. Это оправдано возможностью создания более совершенной аэродинамики топки благодаря отсутствию сбросов воздуха в топку и меньшим содержанием водяных паров в топочных газах за счет сжигания сушонки. Потеря тепла от механического недожога снижается в результате более энергичного воспламенения пыли и более высоких температур ее горения. Одновременно повышается культура эксплуатации котельной, благодаря чему эксплуатационный к. п. д. котельной приближается к «парадным» к. п. д. парогенераторов, полученным при испытаниях. Последнее достигается преимущественно за счет улучшения работы топки в результате стабилизации качества сжигаемого топлива, более равномерной подачи пыли в топку и лучших условий для автоматизации процесса горения.

При определении проектной экономии топлива за счет снижения потери тепла с уходящими газами следует иметь в виду, что большая разница в величине $W^п$ для сырого топлива и сушонки и связанные с нею различия условий сжигания часто требуют серьезных изменений в компоновке, а также в величине и распределении поверхностей нагрева агрегата. Для обеих схем пылеприготовления с разомкнутой и замкнутой сушкой должны быть приняты оптимальные проектные решения по парогенератору, включая выбор оптимальной температуры уходящих газов. Подсчет потери тепла с уходящими газами по приведенным характеристикам топлива производится по методике, изложенной в § 5-3.

В проекте ЛО ТЭП на основе тепловых расчетов парогенератора и обобщения опытных данных принято повышение экономичности в соответствии с табл. 7-10. При этом зависимость изменения потери тепла с уходящими газами от приведенной влажности топлива, которая обычно подчиняется линейному закону, для рассматриваемого случая выражается уравнением $\Delta q_2 \approx 0{,}185 \Delta W^п$, %.

Таблица 7-10

Основные показатели экономичности парогенератора при сжигании назаровского бурого угля ($q_3 = 0$; $t_{х.в} = 30°C$)

Топливо	$\alpha_{ух}$	$\vartheta_{ух}$, °C	q_2, %	q_4, %	q_5, %	$q_{6шл}$, %	$\eta_{пг}$, % по балансу	$\eta_{пг}$, % эксплуатационный
Сырой уголь	1,35	146,5	7,4	0,5	0,3	0,43	91,37	90,87
Сушонка	1,30	135	5,67	0,5	0,3	0,41	93,12	93,12

Экономия топлива в котельном отделении по данным, принятым ЛО ТЭП, составляет:

$$\delta B_{пг} = \left(1 - \frac{\eta'_{пг}}{\eta''_{пг}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{90,87}{93,12}\right) \cdot 100 = 2,41\ \%.$$

Характеристика сырого угля и сушонки, а также приведенный съем влаги даны выше, в § 7-5,в.

Обобщенная зависимость, отвечающая проектным данным ЛО ТЭП:

$$\delta B_{пг} \approx 0,26 \Delta W^{п},\ \%.$$

д) ЭКОНОМИЧНОСТЬ ТУРБИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ

При разомкнутой сушке топлива паром из отборов турбин при одинаковой выработке электроэнергии уменьшается количество пара (и тепла), поступающего в конденсатор турбины. Благодаря этому повышается термический к. п. д. турбинного отделения (имеется в виду паротурбинное оборудование, специально запроектированное для разомкнутой паровой сушки). Однако при этом надо учесть, что не все тепло, отобранное из машинного зала, полезно расходуется на повышение располагаемого тепла топлива. Часть тепла теряется в окружающую среду и с воздухом, уходящим из сушилок и со сбросами.

Экономия тепла в турбинном отделении (брутто) без учета потерь тепла при сушке, отнесенная к 1 кг испаренной влаги, согласно исходным положениям (§ 7-5,в), равна:

$$\Delta q'_{тур} = (1 - \xi)\, q^{пол}_{суш} = (1 - \xi)(595 + q_{т.л.\ ост}),\ ккал/кг,$$

где ξ — коэффициент ценности тепла пара из отбора турбин в долях единицы [Л. 33, 34].

Потеря тепла при сушке и охлаждении пыли с учетом величины ξ равна:

$$\Delta q^{пот}_{суш} = \xi (q_{суш} - 595 - q_{т.л.\ ост}),\ ккал/кг.$$

Экономия тепла в турбинном зале (нетто) за вычетом потери тепла при сушке составит:

$$\Delta q_{турб} = \Delta q'_{турб} - \Delta q^{пот}_{суш} = 595 + q_{т.л.\ ост} - \xi q_{суш},\ ккал/кг.$$

Величина $\Delta q_{турб}$ представляет собой экономию тепла в турбинном отделении b ккал/кг испаренной влаги. Умножив ее на величину $\Delta W^{п} \times 10^{-3}$, согласно (7-63) получим расчетное выражение для определения экономии тепла в турбинном отделении:

$$\delta B_{турб} = \left(1 - \frac{\eta'_{турб}}{\eta''_{турб}}\right) \cdot 100 = (595 + q_{т.л.\ ост} - \xi q_{суш}) \Delta W^{п} \cdot 10^{-5},\ \%, \quad (7\text{-}68)$$

где $\eta_{турб}$ — к. п. д. турбинного отделения станции.

Коэффициент ценности тепла пара из отбора турбины определяется в зависимости от типа турбины, начальных параметров пара и абсолютного давления в отборе по рис. 7-27 или по формуле из [Л. 70], приведенной в § 5-3,в. Для турбины К-500-240 (ХТГЗ), предусмотренной для рассматриваемого блока, при абсолютном давлении пара в отборе 8 кгс/м² коэффициент ценности тепла принимаем равным $\xi = 0,58$ (по детальному

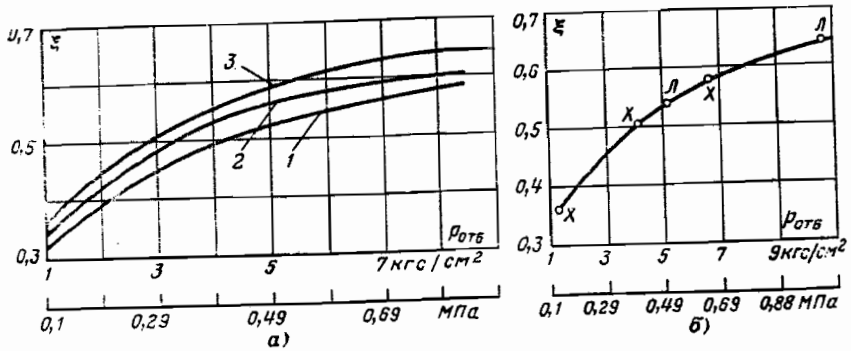


Рис. 7-27. Коэффициент ценности тепла пара отбора турбин по данным паротурбинного отделения ВТИ.

а — *1* — СКК-300; $q = 7290$ кДж/(кВт · ч) [1740 ккал/(кВт · ч)]; $p_0 = 29,4$ МПа (300 кгс/см²); $t_0 = 650$°С; *2* — СВК-200; $q = 8080$ кДж/(кВт · ч) [1930 ккал/(кВт · ч)]; $p_0 = 21,6$ МПа (220 кгс/см²); $t_0 = 550$°С; *3* — СВК-150; $q = 8460$ кДж/(кВт · ч) [2020 ккал/(кВт · ч)]; $p_0 = 16,7$ МПа (170 кгс/см²); $t_0 = 550$°С [Л. 70]; *б* — турбоустановки К-300-240; точки — отборы пара: *Х* — завод ХТГЗ; *Л* — завод ЛМЗ [Л. 34].

расчету тепловой схемы турбины, выполненному ТЭП, $\xi = 0,573$). Обращают на себя внимание сравнительно небольшие отклонения величин ξ для различных типов турбин и для диапазона абсолютных давлений пара в отборе 6—8 кгс/см² (рис. 7-27).

Экономия тепла в турбинном отделении для рассматриваемого случая согласно (7-68) составляет:

$$\delta B_{турб} = (595 + 68 - 0,58 \cdot 770) \cdot 9,32 \cdot 10^{-3} \approx 2,02\ \%.$$

Обобщенная зависимость, соответствующая проектным данным ЛО ТЭП:

$$\delta B_{турб} \approx 0,22\, \Delta W^{п}.$$

Характеристика сырого угля и сушонки, а также приведенный съем влаги даны выше, в § 7-5,в.

е) СУММАРНАЯ ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА

Экономия топлива в целом по станции за счет разомкнутой сушки топлива

$$\delta B_{ст} = \left(1 - \frac{\eta'_{ст}}{\eta''_{ст}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{\eta'_{пг}\eta'_{турб}}{\eta''_{пг}\eta''_{турб}}\right) \cdot 100,\ \%.$$

Заменив отношения к. п. д. соответствующими им величинами экономии тепла:

$$\frac{\eta'_{пг}}{\eta''_{пг}} = 1 - 0,01 \delta B_{кот}; \quad \frac{\eta'_{турб}}{\eta''_{турб}} = 1 - 0,01 \delta B_{турб},$$

получим после преобразований расчетную формулу для определения экономии топлива в целом по электростанции:

$$\delta B_{ст} = \delta B_{пг} + \delta B_{турб} - 0,01 \delta B_{пг} \delta B_{турб},\ \%. \quad (7\text{-}69)$$

Для рассматриваемого примера разомкнутой сушки назаровского бурого угля суммарная экономия топлива по станции составляет:

$$\delta B_{ст} = 2,41 + 2,02 - 0,01 \cdot 2,41 \cdot 2,02 \approx 4,38\ \%.$$

Приняв, как в проекте ЛО ТЭП, потерю топлива вследствие уноса пыли из сушилок равной 0,25%, получим суммарную экономию топлива по станции, равную 4,13%. По детальному расчету, произведенному на основе данных ЛО ТЭП, при одинаковых условиях и одинаковом расходе тепла на сушку ($q_{суш}$=770 ккал/кг) суммарная экономия топлива по станции составит 4,12%. При других значениях $q_{суш}$ (и ξ=0,58) расхождения возрастают, но остаются небольшими (около ±0,1%):

Расход тепла на сушку $q_{суш}$, ккал/кг	730	770	800
Нагрев топлива $q_{тл.ост}$, ккал/кг	55	68	78
Экономия топлива $\delta B_{ст}$, %:			
по расчету ЛО ТЭП*	4,33	4,12	3,93
по (7-69)	4,23	4,13	4,01

* Расчет ЛО ТЭП выполнен для одного значения $q_{суш}$ = 730 ккал/кг. Для других значений $q_{суш}$ результаты определены путем пересчета данных ЛО ТЭП.

Обобщенная зависимость суммарной экономии топлива с учетом потерь тепла и пыли при сушке, соответствующая проектным данным ЛО ТЭП (§ 7-5,в; табл. 7-10; $q_{суш}$=770; ξ=0,58):

$$\delta B_{ст} \approx 0{,}44 \Delta W^{п}.$$

ж) ТЕПЛОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

При паровой сушке углей происходит, казалось бы, парадоксальное явление: одновременно со снижением расхода топлива на ТЭС при одинаковой выработке электроэнергии возрастает теплопроизводительность парогенераторов. Известно, что при отборе пара из турбин на регенеративный подогрев питательной воды теплопроизводительность парогенераторов снижается, и растет лишь их паропроизводительность. При паровой сушке углей растут одинаково и тепло- и паропроизводительность. Для разомкнутой сушки углей типа назаровских и подмосковных увеличение их по сравнению с замкнутой схемой может составить 5—6% и больше. При этом гидравлическое сопротивление паровых магистралей может возрасти на 10—12% и больше.

Определение изменений теплопроизводительности парогенератора по обычной методике требует довольно громоздких расчетов тепловой схемы станции. Рассматриваемая методика позволяет произвести это определение исключительно просто, исходя из анализа баланса тепла. При этом раскрывается физическая сущность этого интересного обстоятельства.

Проанализируем баланс тепла парогенератора. При разомкнутой схеме сушки в парогенератор поступает больше тепла с топливом за счет тепла, полезно затраченного при сушке, которое согласно (7-67) складывается из тепла испарения влаги и тепла остаточного нагрева топлива. Такое относительное увеличение количества тепла, поступающего в парогенератор с сухим топливом, для нашего примера равно:

$$\delta Q^{р}_{р} = (595 + q_{тл.\ ост}) \Delta W^{п} \cdot 10^{-3} = (595 + 68) \cdot 9{,}32 \cdot 10^{-3} = 6{,}18\ \%.$$

Увеличение количества тепла, поступающего в парогенератор с топливом, происходит за счет переноса из топки в паровую сушилку части затрат тепла на испарение влаги и подогрев топлива. Действительно, в нашем случае при разомкнутой сушке угля рассмотренная значительная часть теплоты сгорания топлива ($\delta Q^{р}_{р}$=6,18%) не будет израсходована в топочной камере, так как эта затрата тепла имела место уже в паровой сушилке. Этот перенос затраты тепла из топки в сушилку и вызывает увеличение паро- и теплопроизводительности агрегата, поскольку сушилка паровая. Так, например, когда экономия тепла в турбинном зале (брутто) и потеря тепла при сушке одинаковы ($\Delta q'_{турб} = \Delta q^{пот}_{суш}$), т. е. когда экономия тепла в турбинном зале (нетто, вычисленная по (7-68), равна нулю, относительное увеличение теплопроизводительности будет точно равно относительному увеличению количества тепла, поступающего в котел с 1 кг топлива. При этом теплопроизводительность котла возрастет на величину $\delta Q^{р}_{р}$ %, рассмотренную выше.

В действительности же с отбором пара на сушку топлива экономия тепла в турбинном зале превышает потери тепла при сушке (изменения расходов электроэнергии на собственные нужды, сказывающиеся сравнительно мало, при выводе расчетных формул не рассматриваются). Согласно (7-68) повышение экономичности машинного зала с учетом потерь тепла при сушке равно $\delta B_{турб}$, %. На эту относительную величину и уменьшится теплопроизводительность котлов. Таким образом, действительное изменение теплопроизводительности составит:

$$\delta Q_{пг} = \left(\frac{Q''_{пг}}{Q'_{пг}} - 1\right) \cdot 100 = \left(\frac{1 + 0{,}01 \delta Q^{р}_{р}}{1 + 0{,}01 \delta B_{турб}} - 1\right) \cdot 100,\ \%.$$

Подставив взамен величин $\delta Q^{р}_{р}$ и $\delta B_{турб}$ их значения (см. выше), получим после простых преобразований расчетную формулу для определения относительного увеличения теплопроизводительности парогенератора при паровой сушке топлива:

$$\delta Q_{пг} = \frac{\xi q_{суш} \Delta W^{п} \cdot 10^{-3}}{1 + 0{,}01 \delta B_{турб}},\ \%. \qquad (7\text{-}70)$$

В эту формулу к. п. д. парогенератора не входит. Это обстоятельство объясняется тем, что для рассматриваемых условий величина

$$Q_{пг} = B Q^{р}_{н} \eta_{пг} \cdot 10^{-2},\ \text{ккал/ч},$$

не зависит от к. п. д. парогенератора, а определяется лишь расходом тепла на машинный зал. Так, например, повышение к. п. д. котлов $\eta_{пг}$ дает относительно такое же снижение расхода топлива B, а величина $Q_{пг}$ остается неизменной. Для рассматриваемого примера увеличение теплопроизводительности парогенератора согласно (7-70) составит:

$$\delta Q_{пг} = \frac{0{,}58 \cdot 770 \cdot 9{,}32 \cdot 10^{-3}}{1 + 0{,}01 \cdot 2{,}02} = 4{,}08\ \%.$$

Эта величина приблизительно на 0,2% меньше проектной ЛО ТЭП, полученной из расчета тепловой схемы станции. Такая небольшая погрешность для данного обобщенного расчета вполне приемлема.

Формула (7-70) наглядно отображает сущность процессов и правильно учитывает влияние экономичности машинного зала. Последнее хорошо видно из рассмотрения граничных условий: 1) для гипотетического случая сушки топлива паром из выхлопного патрубка конденсационной турбины (ξ=0), соответствующего предельному повышению к. п. д. машинного зала, величина $\delta Q_{пг}$=0; 2) для случая сушки дросселированным острым паром (ξ=1), когда экономичность машинного зала с учетом потерь тепла при сушке согласно (7-68) снижается и величина $\delta B_{турб}$ становится отрицательная, возрастание теплопроизводительности парогенераторов становится макси-

мальным; при этом для рассматриваемого случая ($\delta B_{\text{турб}}=-1\%$) оно равно:

$$\delta Q_{\text{пг}}=\frac{770\cdot 9{,}32\cdot 10^{-3}}{1-0{,}01\cdot 1}=7{,}25\%$$

Увеличение теплопроизводительности парогенераторов для случая, когда отсутствуют потери тепла при сушке и нет изменения к. п. д. турбин, или, что то же самое, для случая, когда потери тепла при сушке

$$\Delta q^{\text{пот}}_{\text{сушн}}=\xi\,(q_{\text{сушн}}-595-q_{\text{тл.ост}}),\ \text{ккал/кг},$$

равны экономии тепла в машинном зале (брутто)

$$\Delta q'_{\text{турб}}=(1-\xi)\,(595+q_{\text{тл.ост}}),\ \text{ккал/кг},$$

соответствует условиям, выражаемым равенствами:

$$\delta B_{\text{турб}}=0;\ \xi=\frac{595+q_{\text{тл.ост}}}{q_{\text{сушн}}}.$$

Для этих условий в соответствии с (7-70) увеличение теплопроизводительности парогенераторов, как уже упоминалось, в точности равно относительному увеличению теплоты сгорания сушонки:

$$\delta Q_{\text{пг}}=\delta Q^{\text{с}}_{\text{р}}=(595+68)\cdot 9{,}32\cdot 10^{-3}\approx 6{,}18\%.$$

з) ЭКОНОМИЯ ЭНЕРГИИ НА ТЯГУ И ДУТЬЕ

При переходе на разомкнутую сушку топлива уменьшаются расход воздуха и количество продуктов сгорания (воздушное и газовое сопротивления агрегата определяются оптимальными проектными решениями парогенератора на сыром топливе и сушонке). Экономия электроэнергии на тягу и дутье может быть достаточно точно подсчитана по упрощенной методике (§ 7-4). При паровой сушке топлива необходимо учесть увеличение теплопроизводительности парогенератора путем введения в расчетную формулу множителя $1+0.01\delta Q_{\text{пг}}$, который для нашего примера равен $1+0.01\cdot 4.08\approx 1{,}04$.

Определим экономию электроэнергии на тягу для обеих рассматриваемых схем пылеприготовления, положив в основу расчета данные, принятые в проекте ЛО ТЭП (табл. 7-10). Согласно (7-58а) удельные расходы электроэнергии на тягу для замкнутой и разомкнутой схем сушки соответственно равны:

$$\delta N'_{\text{т}}=\frac{8{,}57V^{\text{п}}_{\text{г}}HT\,(1-0{,}01q_4)\cdot 10^{-3}}{\eta_{\text{уст}}\eta'_{\text{эл. ст}}}=$$

$$=\frac{8{,}57\cdot 1{,}846\cdot 400\cdot 420\cdot 0{,}995\cdot 10^{-3}}{70\cdot 42{,}1}=0{,}898\%;$$

$$\delta N''_{\text{т}}=1{,}04\cdot\frac{8{,}57\cdot 1{,}583\cdot 400\cdot 408\cdot 0{,}995\cdot 10^{-3}}{70\cdot 43{,}85}=0{,}747\%.$$

Относительное уменьшение расхода энергии на тягу при сжигании сушонки примерно равно 16.8%. При расчете по элементарному составу топлива ЛО ТЭП получен примерно такой же результат: 16,5%.

В этом подсчете напор дымососа и к. п. д. дымососной установки приняты одинаковыми для обоих случаев: $H=400$ кг/м²; $\eta_{\text{уст}}=70\%$. Приведенные объемы продуктов сгорания $V^{\text{п}}_{\text{г}}$ вычислялись по (3-6) и (3-7).

Расчет расхода энергии на дутье производится аналогично по (7-58а). Поскольку коэффициент перед величиной $W^{\text{п}}$ при подсчете приведенного объема воздуха втрое меньше, чем при подсчете газов ($k_{\text{в}}\approx\approx 1/3\,k_{\text{г}}$), экономия электроэнергии на дутье меньше, чем на тягу.

Условные обозначения основных приведенных характеристик

Обозначение	Единица измерения	Наименование величины
		I. Топливо и съем влаги
$W^{\text{п}}$	кг·4,19·10⁵/кДж (кг·10⁵/ккал)	Приведенная влажность топлива — масса влаги топлива, кг на 4,19·10⁵ кДж (100 000 ккал) низшей теплоты сгорания рабочего топлива
$A^{\text{п}}$	кг·4,19·10⁵/кДж (кг·10⁵/ккал)	Приведенная зольность топлива
$S^{\text{п}}$	кг·4,19·10⁵/кДж (кг·10⁵/ккал)	Приведенная сернистость топлива
$\Delta W^{\text{п}}$	кг·4,19·10⁵/кДж (кг·10⁵/ккал)	Приведенный съем влаги — масса испаренной влаги, кг на 4,19·10⁵ кДж (100 000 ккал) низшей теплоты сгорания исходного рабочего топлива
		II. Объем воздуха и продуктов сгорания
$V^{\text{п},0}_{\text{в}}$	м³·4,19·10³/кДж (м³·10³/ккал)	Приведенный объем сухого воздуха, теоретически необходимый для сгорания топлива, приходящийся на 4,19·10³ кДж (1000 ккал) низшей теплоты сгорания рабочего топлива
$V^{\text{п},0}_{\text{г}}$	м³·4,19·10³/кДж (м³·10³/ккал)	Приведенный объем продуктов сгорания при $\alpha=1$
$V^{\text{п}}_{\text{в}}$	м³·4,19·10³/кДж (м³·10³/ккал)	Приведенный объем сухого воздуха
$V^{\text{п}}_{\text{г}}$	м³·4,19·10³/кДж (м³·10³/ккал)	Приведенный полный объем продуктов сгорания
$V^{\text{п}}_{RO_2}$	м³·4,19·10³ кДж (м³·10³ ккал)	Приведенный суммарный объем углекислого газа CO_2 и сернистого газа SO_2
$V^{\text{п},0}_{H_2O}$	м³·4,19·10³ кДж (м³·10³ ккал)	Приведенный объем водяных паров при $\alpha=1$
$V^{\text{п}}_{\text{с.г}}$	м³·4,19·10³ кДж (м³·10³ ккал)	Приведенный объем сухих продуктов сгорания
		III. Энтальпии воздуха и продуктов сгорания. Тепловосприятия
$I^{\text{в},0}_{\text{в}}$	кДж·10³ кДж (ккал·10³ ккал)	Приведенная энтальпия воздуха, теоретически необходимого для сгорания, кДж (ккал) на 1000 кДж (1000 ккал) низшей теплоты сгорания рабочего топлива
$I^{\text{п}}_{\text{в}}$	кДж·10³ кДж (ккал·10³ ккал)	Приведенная энтальпия воздуха
$I^{\text{г},0}_{\text{г}}$	кДж·10³ кДж (ккал·10³ ккал)	Приведенная энтальпия продуктов сгорания при $\alpha=1$
$I^{\text{п}}_{\text{г}}$	кДж·10³ кДж (ккал·10³ ккал)	Приведенная энтальпия продуктов сгорания
$I^{\text{п}}_{\text{а}}$	кДж·10³ кДж (ккал·10³ ккал)	Приведенная энтальпия продуктов сгорания при теоретической температуре горения
$Q^{\text{п}}_{i}$	кДж·10³ кДж (ккал·10³ ккал)	Приведенное тепловосприятие элемента парогенератора, кДж (ккал) на 1000 кДж (1000 ккал) низшей теплоты сгорания рабочего топлива
$Q^{\text{п}}_{\text{пг}}$	кДж·10³ кДж (ккал·10³ ккал)	Приведенная тепловая мощность парогенератора (все приведенное тепло, полезно отданное в парогенераторе) — см. формулу (6-2а)

Примечания: 1. Численные значения приведенных величин не зависят от системы единиц измерений, так как они относятся к одинаковому количеству тепла (независимо от того, выражено ли тепло в кДж или ккал). Сам термин „приведенная величина" ясно ее характеризует, так же, например, как термин „условное топливо". Поэтому отпадает надобность в применении единиц измерений для приведенных величин. Основоположник методики приведенных характеристик — С. Я. Корницкий — единицы измерений опускал [Л. 3, 4].

2. Здесь и везде в монографии в единицах измерений, относящихся к воздуху и продуктам сгорания, а также к газообразному топливу, объем и расход газа даются при нормальных условиях ($t=0$°C; $p=760$ мм рт. ст.), за исключением особо оговоренных случаев.

Значения обобщенных констант для определения объемов воздуха и продуктов сгорания ряда твердых и жидких топлив по данным норм

№ по [Л. 7]	Республика, край, область, бассейн	Месторождение, углеразрезы	Марка	Класс	Усредненные данные по [Л. 7]							Обобщенные константы							
					W^p, %	A^p, %	$S^p_{к+ор}$, %	$Q^p_н$ кДж/кг	$Q^p_н$ ккал/кг	$W^п$	$V^г$, %	a	b	$K_в$	$K_г$	Δ	x	$RO_2^{макс}$, %	$SO_2^{макс}$, %
	Угли																		
1	Донецкий	—	Д	Р	13,0	21,8	3,0	19 600	4680	2,78	44,0	1,08	1,16	0,007	0,019	0,058	18,2	18,7	0,42
2	"	—	Д	Отсев	14,0	25,8	3,9	17 750	4240	3,30	44,0	1,10	1,18	0,007	0,019	0,056	18,0	18,9	0,61
3	"	—	Г	Р	8,0	23,0	3,2	22 040	5260	1,52	40,0	1,10	1,17	0,007	0,019	0,050	18,0	18,5	0,39
4	"	—	Г	Отсев	11,0	26,7	3,1	19 800	4730	2,32	40,0	1,08	1,15	0,007	0,019	0,050	18,1	18,6	0,44
5	"	—	Г	Промпродукт мокрого обогащения	9,0	34,6	3,2	17 550	4190	2,15	42,0	1,10	1,16	0,007	0,019	0,052	18,0	18,5	0,49
6	"	—	Т	Р	5,0	23,8	2,8	24 200	5780	0,87	15,0	1,11	1,16	0,007	0,019	0,036	18,5	19,0	0,30
7	"	—	А	Штыб, СШ	8,5	22,9	1,7	22 560	5390	1,58	3,5	1,11	1,14	0,007	0,019	0,013	19,9	20,1	0,20
8	"	—	ПА	Р, отсев	5,0	20,9	2,4	25 250	6030	0,83	7,5	1,11	1,14	0,007	0,019	0,018	19,0	19,4	0,26
9	"	—	Ж, К, ОС	Промпродукт мокрого обогащения	9,0	35,5	2,5	18 020	4300	2,10	30,0	1,10	1,16	0,007	0,019	0,046	18,2	18,7	0,36
10	Кузнецкий	—	Д	Р, СШ	12,0	13,2	0,3	22 820	5450	2,2	42,0	1,09	1,17	0,007	0,019	0,059	18,3	18,7	0,03
11	"	—	Г	Р, С, Ш	8,5	11,0	0,5	26 140	6240	1,36	40,0	1,09	1,16	0,007	0,019	0,055	18,0	18,6	0,06
12	"	—	1СС	Р, отсев	9,0	18,2	0,3	23 860	5700	1,58	30,0	1,09	1,15	0,007	0,019	0,047	18,4	18,8	0,03
13	"	—	2СС	Р, С, Ш, отсев	9	18,2	0,4	24 600	5870	1,53	21,0	1,10	1,16	0,007	0,019	0,040	18,4	18,8	0,04
14	"	—	Т	Р, отсев	6,5	16,8	0,4	26 190	6250	1,04	13,0	1,09	1,13	0,007	0,019	0,032	18,7	19,1	0,04
15	"	—	Ж, К, ОС*	Промпродукт мокрого обогащения	7,0	30,7	0,7	20 540	4900	1,43	23,0	1,09	1,16	0,007	0,020	0,054	18,3	18,8	0,10
16	"	Грамотеинский и др.	Г	Р, окисленный	14,0	9,5	0,5	22 820	5450	2,57	40,0	1,08	1,16	0,007	0,019	0,058	18,5	18,9	0,06
17	"	Кедровский и др.	СС	То же	10,0	11,3	0,5	25 870	6180	1,62	25,0	1,09	1,15	0,007	0,019	0,040	18,7	19,1	0,06
18	"	Краснобродский и др.	Т	" "	10,0	16,2	0,3	24 700	5900	1,69	13,0	1,10	1,16	0,007	0,019	0,045	18,8	19,2	0,03
19	"	Томьусинские и др.	СС	" "	12,0	18,9	0,4	22 580	5390	2,22	25,0	1,10	1,17	0,007	0,019	0,054	18,4	18,9	0,05

№ по [Л. 7]	Республика, край, область, бассейн	Месторождение, углеразрезы	Марка	Класс	Усредненные данные по [Л. 7]							Обобщенные константы							
					W^p, %	A^p, %	$S^p_{к+ор}$, %	$Q^p_н$ кДж/кг	$Q^p_н$ ккал/кг	$W^п$	$V^г$, %	a	b	$K_в$	$K_г$	Δ	x	$RO_2^{макс}$, %	$SO_2^{макс}$, %
20	Карагандинский	—	К	Р	8,0	27,6	0,8	21 310	5090	1,57	28,0	1,09	1,15	0,007	0,019	0,046	18,4	18,9	0,01
21	То же	—	К	Промпродукт мокрого обогащения	10,0	38,7	0,9	16 250	3880	2,58	30,0	1,10	1,16	0,007	0,019	0,047	18,3	18,8	0,13
22	Экибастузский	Разрезы 1, 2, 3	СС	Р	7,0	38,1	0,8	16 750	4000	1,75	30,0	1,09	1,16	0,007	0,019	0,053	18,3	18,8	0,13
23	"	Разрез 5/6	СС	Р	7,0	40,9	0,8	15 870	3790	1,85	30,0	1,10	1,17	0,007	0,019	0,055	18,3	18,8	0,14
24	"	Куучекинское	СС	Р	7,0	40,9	0,7	16 380	3910	1,79	27,0	1,09	1,16	0,007	0,019	0,051	18,6	19,0	0,13
25	"	Ленгерское	БЗ	Р, отсев	29,0	11,4	1,7	16 120	3850	7,53	30,0	1,10	1,17	0,0066	0,0194	0,053	19,2	19,6	0,28
26	Подмосковный	В целом	Б2	Р, ОМСШ	32,0	25,2	2,7	10 420	2490	12,85	50,0	1,10	1,19	0,0066	0,019	0,072	18,7	19,1	0,64
27	"	Черепетьуголь	Б2	То же	31,0	29,0	2,1	9300	2220	13,96	55,0	1,10	1,20	0,0066	0,0195	0,082	18,9	19,2	0,57
32	Башкирская АССР	Бабаевское	БІ	Р	56,5	7,0	0,5	8750	2090	27,03	65,0	1,09	1,18	0,0066	0,0195	0,074	18,1	18,7	0,15
33	Кизеловский	—	Г	Р, отсев, К, М	6,0	31,0	6,1	19 690	4700	1,28	42,0	1,12	1,20	0,007	0,020	0,052	17,8	18,4	0,83
34	"	—	Г	Промпродукт мокрого обогащения	6,5	39,0	8,4	15 960	3810	1,71	44,0	1,10	1,16	0,007	0,019	0,054	18,1	18,6	1,45
35	Челябинский	—	БЗ	Р, МСШ	18,0	29,5	1,0	13 950	3330	5,4	45,0	1,09	1,18	0,0066	0,0195	0,068	18,7	19,1	0,19
36	Свердловская обл.	Егоршинское	ПА	Р	8,0	23,9	0,4	22 420	5350	1,5	9,0	1,09	1,14	0,007	0,019	0,034	19,1	19,5	0,05
39	Грузинская	Ткварчельское	Ж	Промпродукт мокрого обогащения	11,5	35,0	1,3	16 760	4000	2,87	41,0	1,10	1,18	0,007	0,019	0,058	17,8	18,4	0,18
40	"	Ткибульское	Г	То же	13,0	27,0	1,3	17 930	4280	3,0	45,0	1,09	1,16	0,007	0,019	0,050	18,3	18,7	0,20
41	Узбекская	Ангренское	Б2	ОМСШ	34,5	13,1	1,3	13 820	3300	10,4	33,5	1,08	1,15	0,0065	0,0193	0,052	19,7	20,0	0,24
49	Канско-Ачинский	Ирша-Бородинское	Б2	Р	33,0	6,0	0,2	15 670	3740	8,82	48,0	1,08	1,16	0,0065	0,0194	0,065	19,3	19,7	0,03
50	То же	Назаровское	Б2	Р	30,0	7,3	0,4	13 020	3110	12,5	48,0	1,08	1,17	0,0065	0,0194	0,082	19,4	19,7	0,08
51	" "	Березовское	Б2	Р	33,0	4,7	0,2	15 670	3740	8,83	48,0	1,08	1,17	0,0065	0,0194	0,068	19,5	19,8	0,03
52	" "	Боготольское	БІ	Р	44,0	6,7	0,5	11 800	2820	15,5	48,0	1,07	1,14	0,0065	0,0194	0,057	19,3	19,6	0,11
53	" "	Абаканское	Б2	Р	33,5	8,0	0,4	14 740	3520	9,52	48,0	1,08	1,17	0,0065	0,0194	0,075	19,3	19,7	0,07
54	" "	Итатское	БІ	Р	40,5	6,8	0,4	12 820	3060	13,2	48,0	1,07	1,16	0,0065	0,0194	0,070	19,5	19,8	0,08
55	" "	Барандатское	Б2	Р	37,0	4,4	0,2	14 820	3540	10,4	48,0	1,08	1,17	0,0065	0,0194	0,074	19,2	19,5	0,03
56	Красноярский	Минусинское	Д	Р	14,0	15,5	0,5	21 060	5030	2,28	44,0	1,09	1,16	0,007	0,019	0,048	18,6	19,0	0,07
57	Иркутский	Черемховское	Д	Р, отсев	13,0	29,0	1,1	17 900	4270	3,04	47,0	1,09	1,16	0,007	0,019	0,057	18,2	18,7	0,15
70	Приморский	Лишовецкое	Д	Р, СШ	6,0	33,8	0,4	18 270	4360	1,38	50,0	1,08	1,16	0,007	0,019	0,062	18,1	18,6	0,06
71	То же	Сучанское	Г	Р	5,5	34,0	0,4	19 500	4650	1,20	36,0	1,09	1,15	0,007	0,019	0,050	18,3	18,8	0,06

№ по [Л. 7]	Республика, край, область, бассейн	Месторождение, углеразрез	Марка	Класс	Усредненные данные по [Л. 7]							Обобщенные константы								
					$W_р$, %	$A_р$, %	$S_{р\,к+ор}$, %	$Q_н^р$ кДж/кг	$Q_н^р$ ккал/кг	$V_н^г$	$V_г^г$, %	a	b	$K_в$	$K_г$	Δ	x	$RO_2^{макс}$, %	$SO_2^{макс}$, %
72	Приморский	Сучанское	ОС	Р	5,5	32,1	0,4	20 530	4900	1,12	31,0	1,09	1,15	0,007	0,019	0,012	18,4	18,9	0,05
73	•	•	1	Р	5,0	22,8	0,5	24 210	5790	0,86	19,0	1,10	1,15	0,007	0,019	0,034	18,9	19,3	0,06
74	•	Подгородненское	Т	Р	4,0	40,3	0,4	18 380	4390	0,91	16,0	1,11	1,17	0,007	0,019	0,038	18,6	19,0	0,06
75	•	Артемовское	Б1	Р, СН	21,0	24,3	0,3	13 320	3180	7,55	50,0	1,07	1,16	0,0065	0,0194	0,075	18,9	19,3	0,05
76	•	Тавричанское	Б3	ОМ, СН	14,0	24,9	0,4	17 100	4080	3,43	47,0	1,09	1,18	0,0065	0,0194	0,070	18,3	18,7	0,06
77	•	Ретиховское	Б4	К, ОМ, СН	42,5	17,3	0,2	10 050	2400	17,7	49,0	1,07	1,15	0,0065	0,0195	0,08	18,8	19,2	0,05
90	Эстонская	«Виннокоп»	Сланец	Энергетический мелкий	12,0	40+14,3	2,5	10 930	2610	4,97	90,0	1,08	1,20	0,0066	0,020	0,105	18,3	18,8	0,46
91	•	Разрез 1	•	Энергетический	12,5	41,2+ +18,4	1,4	9340	2230	5,6	90,0	1,10	1,21	0,0066	0,020	0,098	19,3	19,6	0,35
92	Ленинградская	—	•	Крупный, средний, мелкий	11,5	41,2+ +16,4	1,7	9340	2230	5,15	90,0	1,09	1,22	0,0066	0,020	0,116	19,1	19,5	0,41
93	Кубышевская	Каширское	•	•	17,5	41,7+ +9,5	3,4	5820	1390	12,6	80,0	1,10	1,24	0,0066	0,020	0,12	20,0	20,2	1,78
94	—	Торф	Фрезерный	—	50,0	6,3	0,1	8120	1940	25,8	70,0	1,06	1,19	0,0061	0,0196	0,11	19,3	19,6	0,03
95	—	—	Дерна	—	40,0	0,6	—	10 220	2440	15,4	85,0	1,05	1,22	0,0063	0,0197	0,16	20,2	20,4	—
	Жидкие топлива																		
96	Мазут	малосернистый	—	—	3,0	0,05	0,3	40 320	9620	0,31	—	1,10	1,19	0,007	0,020	0,068	14,2	15,8	0,02
97	•	сернистый	—	—	3,0	0,1	1,4	39 760	9490	0,32	—	1,10	1,18	0,007	0,020	0,064	15,0	15,9	0,10
98	•	высокосернистый	—	—	3,0	0,1	2,8	38 890	9280	0,32	—	1,10	1,18	0,007	0,020	0,064	15,4	16,3	0,21
99	Нефть	стабилизированная	—	—	3,0	0,1	2,3	39 860	9400	0,32	—	1,10	1,18	0,007	0,020	0,060	14,9	15,8	0,21

Примечания: 1. Обобщенные константы определены из состава топлива и расчетных данных, приведенных в нормах [Л. 7]. Константы действительны при любой влажности и зольности данного топлива.

2. Влияние отдельных констант a и b усредненных записей могут быть вызваны не только особенностями горючей массы топлива, но и окружающимся в нормах "секретным" в результате пересчетов между теплотой сгорания ($Q_н^р$), объемом воздуха (V^0), а также другими погрешностями.

3. Для углей, помеченных звездочкой (*), высота исправлена в соответствии с табл. 3-4.

Уточненные значения обобщенных констант для определения объемов воздуха и продуктов сгорания ряда газообразных топлив

№ по [Л. 7]	Топливо	Характеристика				Константы				
		CH_4, %	N_2, %	$Q_н^с$ кДж/м³	$Q_н^с$ ккал/м³	a	b	Δ	x, %	$RO_2^{макс}$, %
	I. Природные газы из газопровода									
1	Саратов — Москва	84,5	7,8	35 800	8550	1,11	1,25	0,12	10,9	12,0
2	Первомайск — Сторожовка	62,4	30,2	28 300	6760	1,11	1,29	0,16	10,9	11,6
6	Ставрополь — Москва (III нитка)	91,2	2,6	37 000	8840	1,11	1,25	0,12	10,8	12,0
7	Серпухов — Ленинград	89,7	2,7	37 740*	9010*	1,11	1,25	0,12	10,8	12,0
13	Шебелинка — Харьков	92,8	1,5	37 600*	8980*	1,11	1,24	0,12	10,7	12,0
14	Шебелинка — Москва	94,1	1,2	37 640*	8990*	1,11	1,25	0,12	10,7	11,9
15	Кумертау — Магнитогорск	81,7	8,8	36 800	8790	1,11	1,25	0,12	10,9	12,0
17	Газли — Коган	95,4	1,1	36 600	8740	1,11	1,26	0,13	10,7	11,9
18	Хаджи-Абад — Фергана	85,9	5,0	37 900*	9050*	1,11	1,25	0,12	10,9	12,0
22	Карабулак — Грозный	68,5	3,5	45 840	10 950	1,11	1,25	0,12	11,6	12,7
25	Коробки — Камышин	81,5	3,2	41 400	9890	1,11	1,24	0,12	11,1	12,3
32	Оренбург — Совхозное	91,4	0,2	38 000	9080	1,105	1,24	0,12	10,8	12,0
	II. Попутные газы									
34	Пермьнефть; Ярино — Пермь	38,0	18,7	46 900	11 200	1,10	1,24	0,12	11,9	12,9
36	Куйбышевнефть; Безенчук	42,7	16,9	46 980	11 220	1,11	1,25	0,12	11,9	12,9
37	Туркменнефть	93,9	0,1	38 100	9100	1,11	1,24	0,11	10,9	12,0
38	Краснодарнефтегаз	91,2	—	38 270	9140	1,11	1,24	0,11	10,9	12,1
39	Грознефть	76,7	—	47 020	11 230	1,10	1,23	0,11	11,3	12,5
42	Башкнефть. Шкапово — Туймазы	44,1	27,0	36 640	8750	1,10	1,26	0,14	11,5	12,3
44	Азербайджанская ССР	96,1	—	37 270	8900	1,11	1,24	0,11	10,6	11,8

Примечания: 1. Обобщенные константы подсчитаны по химическому составу топлива и расчетным данным, приведенным в нормах [Л. 7]. Рассмотрены только те сравнительно немногие газы, константы которых существенно отличаются от усредненных (табл. 3-1 и 3-2)

2. Ввиду большого балластирования газа Первомайск — Сторожовка введена поправка согласно (3-13а) при определении константы b.

3. Теплота сгорания, отмеченная звездочкой (*), по сравнению с данными норм [Л. 7] скорректирована — см. табл. 3-5.

Обобщенные значения расчетных коэффициентов для определения энтальпий воздуха и продуктов сгорания ряда энергетических топлив

Топливо, месторождение	Марка, тип	Обозначения	Температура, °С											
			100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
Донецкий бассейн	АШ	X	2,6	6,0	9,6	14,1	18,6	23,6	28,4	33,6	38,8	44,2	50	56
		Y	31,7	69,5	105,5	142	179	217	256	295,5	335,5	376	417	459
Антрациты, полуантрациты, тощие угли	А, ПА, Т	X	3,1	7,1	11,2	16,1	21,3	26,2	32	38	44	50	56	62,5
		Y	34,7	69,5	105,5	142	179	217	256	295,5	335,5	376	417	459
Донецкий бассейн Экибастузский бассейн	Г, ГСШ СС	X	4,0	8,4	13,5	19,5	22,5	31,5	38	44,6	51,5	58,5	66	73,5
		Y	34,8	70,3	106,3	143	180,5	219	258,5	298,5	338,5	378,5	419,5	461,5
Канско-Ачинский бассейн	Бурый	X	4,5	9,7	15,7	22	28,6	35,5	43	51	59	67	75	83
		Y	34,3	69	104,2	140,7	177,4	215	253	292	332	372	413	454
Челябинский бассейн	Бурый	X	4,3	9,5	15	21	27,4	34,2	41,4	49,0	57	65	73	81
		Y	31,7	69,9	105,6	142	179,5	218	257	296	336	377	418	460
Богословское	Бурый	X	4,8	10,2	16	22,2	28,8	36	44	52	60	68	76	84
		Y	34	68,8	104	140	177	214	253	292	332	372	413	454
Бабаевское	Бурый	X	4,8	10,2	16	22,2	28,8	36	44	52	60	68	76	84
		Y	34,5	69,5	105	141	178	216	255	294	334	374	415	456
Мазут и нефть	—	X	4,1	8,8	13,8	19,2	25	31	37,9	44,5	51,5	59	66,5	74
		Y	31,8	70	106	142,5	180	218	257	297	337	378	419	461
Природный и попутный газы	—	X	6,2	12,5	19,2	26,5	34	41,5	49	58	67	76	86	96
		Y	35	70,5	106,5	143,5	181,5	220,5	260	300	340	381	423	465
Все топлива	—	Z'	0,45	0,9	1,4	1,9	2,4	2,9	3,4	4,0	4,5	5,1	5,7	6,3
		Z	0,2	0,4	0,6	0,9	1,1	1,3	1,6	1,8	2,1	2,4	2,6	2,9

Продолжение прилож. IV

Топливо, месторождение	Марка, тип	Обозначения	Температура, °С											
			1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400
Донецкий бассейн	АШ	X	62	68	74	80	86	92	98,5	105	112	120	128	136
		Y	501	544	587	630	673	716	759	803	847	891	935	980
Антрациты, полуантрациты, тощие угли	А, ПА, Т	X	69	76	83	90	97	104	111	118	125	132	140	148
		Y	501	544	587	630	673	716	759	803	847	891	935	980
Донецкий бассейн Экибастузский бассейн	Г, ГСШ СС	X	81	89	97	105	113	121	129	137,5	146	154,5	163,5	172,5
		Y	504,5	547,5	590,5	633,5	676,6	719,5	763,5	808	852,5	897	941,5	986,5
Канско-Ачинский бассейн	Бурый	X	91	99	107,5	116	125	134	143	152	161	171	181	191
		Y	496	538	580	623	666	709	752	795	838	882	926	970
Челябинский бассейн	Бурый	X	89	97	106	115	124	133	142	151	160	169	178	188
		Y	502	544	587	630	673	716	760	804	848	892	936	981
Богословское	Бурый	X	92	100	109	118	127	136	146	156	166	176	187	198
		Y	495	536	578	620	662	704	747	790	834	878	822	966
Бабаевское	Бурый	X	92	100	109	118	127	136	146	156	166	176	187	198
		Y	498	540	583	626	669	712	755	798	842	886	930	974
Мазут и нефть	—	X	81,5	89	97	105	113	121	130	139	148	157	166	176
		Y	503	546	589	632	675	719	763	807	851	895	940	985
Природный и попутный газы	—	X	106	116	127	138	149	160	171	182	193	205	217	229
		Y	508	551	594	637	681	725	769	813	857	901	946	991
Все топлива	—	Z	6,9	7,6	8,2	8,9	9,5	10,2	10,9	11,6	12,3	13,0	13,7	14,5
		Z'	3,3	3,8	4,2	4,5	4,9	5,2	5,7	6,0	6,3	6,7	7,1	7,5

Примечание. Для антрацитов можно пользоваться значениями коэффициентов из приложения V.

Расчетные коэффициенты для определения энтальпий воздуха и продуктов сгорания по С. Я. Корницкому [Л. 4]

Температура, °С	Антрациты X	Антрациты Y	Тощие угли X	Тощие угли Y	Пламенные угли X	Пламенные угли Y	Бурые угли X	Бурые угли Y	Мазут X	Мазут Y	Природный газ X	Природный газ Y	Сланцы X	Сланцы Y	Торф X	Торф Y	Дрова X	Дрова Y	Все топлива Z	Все топлива Z'	Температура, °С
100	3	35	3	35	4	34	4	31	4	35	6	35	5	35	6	34	7	33	0,4	0,2	100
200	6	70	7	70	8	70	9	69	9	70	13	71	10	71	12	68	15	67	0,9	0,4	200
300	10	105	11	105	13	105	15	104	14	105	21	107	16	108	19	103	24	100	1,4	0,6	300
400	14	142	16	142	18	141	22	140	20	141	29	144	23	145	27	138	33	134	1,9	0,9	400
500	19	179	21	179	21	179	28	177	26	178	37	182	30	183	35	175	43	170	2,4	1,1	500
600	24	217	28	217	30	217	34	215	32	216	46	221	37	222	44	211	53	207	2,9	1,3	600
700	29	257	33	257	36	256	41	254	38	255	55	261	45	262	53	250	63	244	3,4	1,6	700
800	34	297	38	297	43	296	49	293	45	295	64	301	53	303	62	289	74	282	4,0	1,9	800
900	39	338	44	338	50	336	56	333	52	335	74	342	61	344	72	328	85	321	4,5	2,1	900
1000	45	378	50	378	57	377	64	374	59	376	84	384	69	385	82	368	96	360	5,1	2,4	1000
1100	51	419	56	419	64	418	72	411	66	416	94	426	78	427	92	408	108	399	5,7	2,7	1100
1200	57	461	63	461	72	459	80	455	74	457	104	468	87	470	102	448	120	438	6,3	3,0	1200
1300	63	503	70	503	80	501	88	497	82	499	115	510	96	513	112	489	132	478	6,9	3,3	1300
1400	69	546	77	546	88	544	97	539	90	542	126	553	105	556	123	531	144	519	7,6	3,6	1400
1500	75	588	84	588	95	586	105	582	98	584	137	596	114	599	134	572	157	559	8,2	3,9	1500
1600	82	631	91	631	102	629	114	625	106	627	149	640	123	643	145	614	169	600	8,9	4,2	1600
1700	88	675	98	675	109	672	122	667	114	670	161	681	132	687	156	656	182	641	9,6	4,5	1700
1800	95	718	105	718	117	715	131	709	123	712	173	729	142	732	167	699	195	683	10,3	4,9	1800
1900	101	762	112	762	125	759	140	752	132	756	185	773	152	777	178	742	208	724	10,9	5,2	1900
2000	108	806	119	806	133	803	149	796	141	800	197	818	162	822	190	785	221	766	11,6	5,6	2000
2100	114	850	126	850	141	846	158	839	149	843	209	862	171	866	202	827	234	808	12,3	5,9	2100
2200	121	895	134	895	150	890	167	883	158	887	222	907	181	911	214	870	247	850	13,0	6,3	2200
2300	127	939	141	939	158	935	176	926	167	931	235	953	191	957	226	912	260	892	13,7	6,7	2300
2400	134	983	148	983	166	980	186	970	176	975	248	999	201	1003	237	955	273	935	14,5	7,1	2400
2500	140	1027	156	1027	174	1021	196	1013	185	1018	261	1041	211	1045	249	1000	287	977	15,2	7,5	2500

Примечание. В группу тощих углей включены каменные угли с $V^r \leq 20\%$, а в группу пламенных углей — каменные угли с $V^r > 20\%$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Корницкий С. Я.** Применение правила Вельтера—Бертье к топливам СССР. — «Известия ТН». 1931, № 11—12.
2. **Корницкий С. Я.** Приведенные характеристики котельных топлив и их влияние на распределение и размеры поверхностей нагрева котельного агрегата. — «Изв. МТ СССР». ОТН, 1939, № 1.
3. **Корницкий С. Я.** Тепловой расчет котла. — «Электрические станции», 1945, № 8.
4. **Корницкий С. Я.** Унификация паровых котлов. М., Госэнергоиздат, 1947. 132 с.
5. **Равич М. Б.** Упрощенная методика теплотехнических расчетов. М., «Наука», 1964. 300 с.
6. **Равич М. Б.** Топливо и эффективность его использования. М., «Наука», 1971. 358 с.
7. **Тепловой** расчет котельных агрегатов (нормативный метод). Под редакцией Н. В. Кузнецова, В. В. Митора, И. Е. Дубовского и Э. С. Карасиной. М., «Энергия», 1973. 295 с.
8. **Тепловой** расчет котельных агрегатов (нормативный метод). Под ред. А. М. Гурвича и Н. В. Кузнецова. М., Госэнергоиздат, 1957. 232 с.
9. **Пеккер Я. Л.** Теплотехнические расчеты по приведенным характеристикам топлива. М., «Энергия», 1966. 160 с.
10. **Чернобаев Д.** Топливо, его горение и общие методы расчета заводских печей. М., «Сталь», 1933.
11. **Ломшаков А. С.** Испытание паровых котлов. Л., КУБУЧ, 1927. 547 с.
12. **Гурвич А. М.** Упрощенные формулы для расчета продуктов сгорания. — «Электрические станции», 1945, № 8.
13. **Флаксерман Ю. Н.** Диаграммы расчета горения топлива СССР. М., Госэнергоиздат, 1961. 124 с.
14. **Маликов М. Ф.** Основы метрологии. Комитет по делам мер и измерительной техники при СМ СССР. М., 1949.
15. **Крылов А. Н.** Лекции о приближенных вычислениях. М.—Л., ГТТИ, 1950.
16. **Романовский В. И.** Основные задачи теории ошибок. М., Гостехиздат, 1947.
17. **Вентцель Е. С.** Теория вероятностей. М., «Наука», 1964.
18. **Зайдель А. Н.** Элементарные оценки ошибок измерений. Л., «Наука», 1968. 96 с.
19. **Зикеев Т. А.** Характеристика качества углей открытой добычи. — В кн.: Повышение параметров пара и мощности агрегатов в теплоэнергетике. М., Госэнергоиздат, 1961.
20. **Зикеев Т. А.** Материалы к пересмотру раздела «Топливо» в Нормах теплового расчета котельных агрегатов. — «Теплоэнергетика», 1964, № 9 и 10, с. 79—85.
21. **Андрианов В. Н.** Универсальная энтальпийная диаграмма для продуктов сгорания различных топлив. — «Теплоэнергетика», 1959, № 3, с. 70—72.
22. **Кнорре Г. Ф.** Тепловые расчеты по газовому анализу. М., Госэнергоиздат, 1947. 208 с.
23. **Щеголев Г. Т.** О поправке на содержание водяных паров в дымовых газах при химическом анализе их состава. — «За экономию топлива», 1951, № 1.
24. **Логинов Б. И., Роддатис К. Ф.** Контроль и регулирование процесса горения в топках котлоагрегатов по избыточному кислороду. — «Электрические станции», 1958, № 7.
25. **Авдеева А. А.** Контроль сжигания газообразного топлива. М., «Энергия», 1971. 256 с.

26. **Шатиль А. А.** К расчету коэффициента избытка воздуха и химического недожога при сжигании природного газа. — «Энергомашиностроение», 1962, № 9.

27. **Ковалев А. П.** Котельные установки. ч. I. М., Госэнергоиздат, 1948.

28. **Комаров А. М., Лукницкий В. В.** Справочник для теплотехника. М., Госэнергоиздат, 1949.

29. Справочник теплотехника предприятий черной металлургии. М., Металлургиздат, 1953.

30. **Логинов Б. И.** Номограммы для определения потери тепла с уходящими газами. — «Электрические станции», 1960, № 8.

31. **Пеккер Я. Л.** Подсчет потери тепла с уходящими газами. — «Теплоэнергетика», 1960, № 8, с. 89—92.

32. **Пеккер Я. Л.** Подсчет потери тепла с уходящими газами при предварительном подогреве воздуха паром. — «Теплоэнергетика», 1969, № 11, с. 93—95.

33. **Рубинштейн Я. М.** Исследование регенеративного процесса паротурбинной установки. — «Известия теплотехнического института», 1929, № 9.

34. **Рубинштейн Я. М., Щепетильников М. И.** Расчет влияния изменений в тепловой схеме на экономичность электростанции. М., «Энергия», 1969.

35. **Методика** испытаний котельных установок. М., «Энергия», 1964, с. 204—205. — Авт.: Е. Д. Фингер, Г. Г. Бойко, А. А. Авдеева, В. И. Трембовля В. И. ОРГРЭС.

36. **Инструкция** по составлению технического отчета о тепловой экономичности электростанций. М., СЦНТИ ОРГРЭС. 1971. Авт.: Н. Л. Астахов, Л. С. Горностаев, Г. В. Дьяков, Г. А. Круглов, Г. С. Лившиц.

37. **Свидерский Г. А., Фальковский С. В., Герасимов С. Н.** Измерение температуры холодного воздуха при определении экономичности котла по обратному балансу. — «Энергетик», 1970, № 9, с. 10—12.

38. **Пеккер Я. Л.** Определение температуры холодного воздуха для подсчета экономичности парогенераторов. — «Теплоэнергетика», 1973, № 8, с. 89—91.

39. **Внуков А. К., Синякевич Б. Г., Чабан О. И.** Исследование тепловых потерь в окружающую среду на электростанциях с блоками высокого и сверхвысокого давления. — «Электрические станции», 1958, № 11.

40. **Внуков А. К.** Экспериментальные работы на парогенераторах. М.—Л., «Энергия», 1971. 295 с.

41. **Зайдентрегер В. Л., Купченко В. А., Круглов Б. И.** Определение тепловых потерь котла ТП-110 в окружающую среду. — «Электрические станции», 1968, № 1, с. 16—20.

42. **Гадяк В. А.** К вопросу выбора сечения для определения температуры и состава уходящих газов. — «Теплоэнергетика», 1972, № 10, с. 21—24.

43. **Тагер С. А., Юркевич В. Н.** Графическое определение CO. коэффициента избытка воздуха и потери тепла от химического недожога по данным технического анализа газов. — «Теплоэнергетика», 1955, № 5.

44. **Пеккер Я. Л.** О контроле работы топок при сжигании пыли антрацитового штыба. — «Тепло и сила», 1934, № 12, с. 15—18.

45. **Кузнецов Н. В.** Рабочие процессы и вопросы усовершенствования конвективных поверхностей котельных агрегатов. М.—Л., Госэнергоиздат, 1958. 172 с.

46. **Пеккер Я. Л.** Природа механического недожога АШ. М., «Теплоэнергетика», 1957, № 8, с. 34—38.

47. **Пеккер Я. Л., Белосельский Б. С.** Исследование уноса из топок и проблема интенсификации пылесжигания. — «Электрические станции», 1964, № 5, с. 71—75.

48. **Пеккер Я. Л., Егоров В. Е.** Исследование и анализ пылесжигания с учетом неравномерности процессов во времени. — «Теплоэнергетика», 1971, № 6, с. 49—53.

49. **Пеккер Я. Л., Белодворцев А. А.** Абразивность уноса антрацитового штыба. — «Теплоэнергетика», 1956, № 1.

50. **Кисельгоф М. Л.** Сжигание высокозольного подмосковного угля. — «Электрические станции», 1956, № 8.

51. **Пеккер Я. Л., Тупов Б. С.** Влияние плавкости золы и зольности углей на экономичность пылесжигания. — «Электрические станции», 1963, № 7, с. 14—17.

52. Определение тепловыделений в котельном цехе. — «Электрические станции», 1968, № 5, с. 36—39. Авт.: З. Ф. Немцев, Г. В. Арсеньев, Е. Н. Белоногов, В. П. Буянов, Н. В. Кудрявцев.

53. Определение тепловых потерь котлоагрегатов в окружающую среду. — «Электрические станции», 1965, № 2, с. 2—6. Авт.: Г. Н. Васильев, И. Я. Залкинд, Д. З. Исэров, И. М. Кормер, П. И. Кузьмин, А. И. Лахманлос, К. В. Шахсуваров.

54. **Масленников М. С.** Об оценке потери тепла котлоагрегатом в окружающую среду. — «Теплоэнергетика», 1958, № 9.

55. **Кроль Л. Б., Розенгауз И. Н.** Экономичность парового и водяного подогрева воздуха котельных агрегатов. — В кн.: Экономия топлива на ТЭС. М., «Энергия», 1967.

56. **Котельные установки.** Т. 1. М., Госэнергоиздат, 1941. 280 с. Авт.: Ф. Д. Дубинин, А. И. Карелин, Ю. М. Кострикин, В. П. Ромадин, Э. И. Ромм, Т. Т. Усенко.

57. Исследование теплообмена в топке и ширмовом перегревателе котла ТГМП-114, оборудованного встречными прямоточными горелками. — «Теплоэнергетика», 1974, № 1, с. 9—12. Авт.: А. А. Абрютин, Г. И. Елфимов, Б. А. Агресс, В. В. Чупров, Ю. П. Енякин.

58. **Мишин О. Н.** Исследование влияния рециркуляции газов на надежность работы парогенераторов. Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. Л., 1973.

59. Аэродинамический расчет котельных установок, нормативный метод. Под ред. С. И. Мочана. М., Госэнергоиздат, 1961.

60. **Пеккер Я. Л.** Упрощенные формулы и номограммы для эксплуатационного контроля топлива и механического недожога при сжигании антрацитов и тощих углей. — «Теплоэнергетика», 1955, № 11.

61. **Егоров В. Е.** Упрощенная методика расчета теоретической температуры сгорания. — «Теплоэнергетика», 1973, № 1.

62. **Тагер С. А., Смирнов А. С.** Построение I, t-диаграмм продуктов сгорания с учетом диссоциации CO_2 и H_2O. — «Теплоэнергетика», 1965, № 5, с. 94—95.

63. **Стырикович М. А., Катковская К. Я., Серов Е. П.** Парогенераторы электростанций. М.—Л., «Энергия», 1966. 384 с.

64. **Пеккер Я. Л.** Предварительный подогрев воздуха и тепловая экономичность паросиловой установки. — «Электрические станции», 1974, № 7, с. 25—28.

65. **Пеккер Я. Л.** Нагрев воздуха и дымовых газов в тягодутьевых машинах. — «Теплоэнергетика», 1967, № 1, с. 87—88.

66. **Рихтер Л. А.** Тяга и дутье на тепловых электростанциях. М., Госэнергоиздат, 1962. 200 с.

67. **Пеккер Я. Л.** Методика расчета тепловой эффективности разомкнутой паровой сушки топлива. — «Электрические станции», 1966, № 8, с. 8—13.

68. **Михайлов Н. М.** Вопросы сушки топлива на электростанциях. М., Госэнергоиздат, 1957. 152 с.

69. **Цанев С. В.** Технико-экономическое исследование рационального профиля ТЭС на высоковлажных топливах. Автореф. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. М., 1968 (МЭИ).

70. **Михайлов Н. М.** Технико-экономические пределы применения разомкнутой подсушки топлива на электростанциях. — В кн.: Повышение параметров пара и мощности агрегатов в теплоэнергетике. М., Госэнергоиздат, 1961.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие . . . 3

Введение . . . 5

Глава первая. **Приведенные характеристики топлива** . . . 10

1-1. Сущность и основные преимущества методики . . . 10
1-2. Правило Вельтера—Бертье . . . 14
1-3. Основные величины, их размерности и единицы измерений . . . 15
а) Приведенные влажность, зольность и сернистость топлив . . . 15
б) Объемы воздуха и продуктов сгорания . . . 18
в) Энтальпии воздуха и продуктов сгорания . . . 18
г) Тепловосприятие . . . 19
1-4. Пересчеты балласта и теплоты сгорания топлив . . . 19

Глава вторая. **Погрешности измерений и точность вычислений** . . . 20

2-1. Общие положения . . . 20
2-2. Классификация измерений и погрешностей . . . 21
2-3. Средние значения погрешностей . . . 23
2-4. Вероятность случайных событий . . . 23
2-5. Распределение вероятностей. Кривые Гаусса . . . 25
2-6. Сложение погрешностей. Роль малых погрешностей . . . 26
2-7. Погрешности косвенных измерений . . . 27
2-8. Необходимое число измерений. Выявление промахов . . . 29
2-9. Точность определений. Округление при вычислениях . . . 30

Глава третья. **Объемы воздуха и продуктов сгорания** . . . 31

3-1. Общие положения . . . 31
3-2. Построение исходных расчетных формул С. Я. Корницкого . . . 33
3-3. Приведение основных расчетных формул к уравнению прямой линии . . . 34
3-4. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания . . . 36
а) Приведенные объемы . . . 36
б) Удельные объемы и пересчеты объемов . . . 40
в) Расходы воздуха и продуктов сгорания . . . 40
3-5. Расчет состава продуктов сгорания . . . 41
3-6. Сернистый газ в продуктах сгорания . . . 44
3-7. Сжигание смеси различных топлив . . . 45
3-8. Точность обобщенного метода расчета . . . 47
а) Постановка вопроса . . . 47
б) Погрешности расчетов по составу топлива . . . 47
в) Погрешности расчетов по приведенным характеристикам топлива . . . 50
3-9. Примерные расчеты . . . 54

Глава четвертая. **Энтальпии воздуха и продуктов сгорания. Тепловосприятия** . . . 57

4-1. Общие положения . . . 57
4-2. Роль горючей массы топлива . . . 57
4-3. Построение и сущность формул С. Я. Корницкого . . . 59

4-4. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания . . . 61
4-5. Учет зольности топлива при подсчете энтальпий . . . 64
4-6. I, t-диаграммы и аналитические определения, основанные на приведенных характеристиках топлива . . . 67
а) Общие положения . . . 67
б) Методика определений . . . 68
в) Погрешность формул пересчета и вспомогательных графиков . . . 70
г) Методика определения теоретической температуры горения по обобщенной I, t-диаграмме . . . 71
4-7. Обобщенная I, t-диаграмма и аналитические определения для антрацитов и тощих углей . . . 72
4-8. Обобщенная I, t-диаграмма и аналитические определения для каменных углей . . . 74
4-9. Обобщенная I, t-диаграмма и аналитические определения для бурых углей . . . 77
4-10. Обобщенная I, t-диаграмма и аналитические определения для торфа . . . 82
4-11. Обобщенная I, t-диаграмма и аналитические определения для мазута и нефти . . . 84
4-12. Обобщенная I, t-диаграмма и аналитические определения для природного и попутного газа . . . 88
4-13. Обобщенная I, t-диаграмма В. Н. Андрианова . . . 91
4-14. Теплоемкость продуктов сгорания . . . 93
4-15. Расчет тепловосприятий отдельных элементов парогенератора . . . 94

Глава пятая. **Тепловой баланс парогенератора** . . . 96

5-1. Общие положения . . . 96
5-2. Определение коэффициента избытка воздуха . . . 97
а) Анализ и сопоставление углекислотной, кислородной и азотной формул . . . 98
б) Обобщенные кислородная и углекислотная формулы для уточненного определения коэффициента избытка воздуха . . . 103
в) Погрешность обобщенных формул . . . 105
г) Контроль газового анализа . . . 107
д) Итоги . . . 109
5-3. Потеря тепла с уходящими газами . . . 110
а) Обзор и анализ упрощенных методов расчета . . . 110
б) Расчет потери тепла q_2 . . . 114
в) Учет предварительного подогрева воздуха и топлива теплом извне . . . 119
г) Определение расчетной (усредненной) температуры холодного воздуха . . . 125
д) Измерение температуры уходящих газов . . . 130
е) Графики для определения потери тепла q_2 . . . 135
ж) Погрешность обобщенного метода . . . 135
5-4. Потеря тепла от химической неполноты сгорания . . . 137
а) Обоснование и построение обобщенных расчетных формул . . . 137
б) Вычисление потери тепла q_3 . . . 139
в) Погрешность обобщенного метода . . . 142
5-5. Потеря тепла от механического недожога . . . 144
а) Вычисление потери тепла q_4 . . . 144
б) Погрешность расчета по формулам автора . . . 145
в) Графики и номограммы . . . 147
г) Зависимость потери тепла q_4 от зольности топлив . . . 147
д) О свойствах уноса АШ и полуантрацитов . . . 149
5-6. Потеря тепла от наружного охлаждения . . . 150
а) Нормативные и действительные величины потери тепла q_5 . . . 150
б) Контроль потери тепла q_5 . . . 151
5-7. Потеря с теплом шлака . . . 152
5-8. Сжигание смеси топлив . . . 153

Глава шестая. **Тепловой расчет парогенератора** . . . 157

6-1. Общие положения . . . 157
6-2 Основы методики расчета . . . 158
6-3. Точность расчета по нормативному методу и по приведенным характеристикам . . . 159
6-4. Топливо, объемы и состав продуктов сгорания . . . 161
6-5. Энтальпии воздуха и продуктов сгорания . . . 163
6-6. Тепловой баланс парогенератора . . . 164
6-7. Расчет теплообмена в топке . . . 165
6-8. Расчет конвективных и ширмовых поверхностей нагрева . . . 168
6-9. Невязка теплового баланса парогенератора . . . 170

6-10. Сводка и анализ тепловосприятий по парогенератору 171
6-11. Определение приведенных тепловосприятий отдельных элементов парогенератора по таблицам водяного пара 173
6-12. Тепловая работа топки в зависимости от степени рециркуляции газов . . 174
6-13. Балансовые температуры по газовому тракту парогенератора и сведение частных тепловых балансов 177
а) Методика расчета 178
б) Примерный тепловой расчет балансовых температур по газовому тракту парогенератора ТГМП-314 182

Глава седьмая. **Вспомогательные расчеты и определения** 186

7-1. Общие соображения 186
7-2. Топливо и топочные процессы 186
а) Сушка топлива на складе 186
б) Номограммы и упрощенные формулы для эксплуатационного контроля качества антрацитов, тощих и других углей 187
в) Определение теоретической температуры горения 191
г) Теоретическая температура горения в зависимости от нагрева топлива и его приведенной влажности 197
д) Теоретическая температура горения с учетом золы топлива 200
е) Теоретическая температура горения с учетом рециркуляции газов . . 202
ж) Учет диссоциации продуктов сгорания 203
з) Прямая отдача топки 210
и) Время, располагаемое для горения в камерных топках 213
7-3. Водяные эквиваленты и тепловая работа воздухоподогревателя 215
а) Сущность водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания и их обобщенный расчет 215
б) Погрешность обобщенного метода расчета водяных эквивалентов . . 218
в) Тепловая работа воздухоподогревателя в зависимости от температуры воздуха перед ним 219
7-4. Аэродинамические расчеты 223
а) Плотность дымовых газов 223
б) Пересчеты газового и воздушного сопротивлений парогенератора . . . 226
в) Нагрев воздуха и дымовых газов в тягодутьевых машинах 227
г) Удельный расход электроэнергии на тягу и дутье 231
7-5. Эффективность разомкнутой паровой сушки топлива 232
а) Введение 232
б) Приведенный съем влаги 233
в) Исходные положения обобщенной методики расчета 235
г) Экономичность парогенераторов 237
д) Экономичность турбинного отделения 238
е) Суммарная экономия топлива 239
ж) Теплопроизводительность парогенераторов 240
з) Экономия энергии на тягу и дутье 242

Приложения

Приложение I. Условные обозначения основных приведенных характеристик . 243
Приложение II. Значения обобщенных констант для определения объемов воздуха и продуктов сгорания ряда твердых и жидких топлив по данным норм 244
Приложение III. Уточненные значения обобщенных констант для определения объемов воздуха и продуктов сгорания ряда газообразных топлив . . 247
Приложение IV. Обобщенные значения расчетных коэффициентов для определения энтальпий воздуха и продуктов сгорания ряда энергетических топлив 248
Приложение V. Расчетные коэффициенты для определения энтальпий воздуха и продуктов сгорания по С. Я. Корницкому [Л. 4] 250
Список литературы 251