

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СРАВНЕНИЯ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

ЮРИНСКИЙ В. Т.

Доцент, кандидат технических наук

Введение

С того момента, когда Джемсом Уаттом была выпущена первая, построенная по его патенту, паровая машина, тепловой двигатель вступил на путь технического развития, определяемый не только надежностью работы, но и экономичностью.

Стремление экономичным способом использовать тепло топлива привело к мысли об осуществлении комбинированного энергетического процесса, т. е. к теплофикации. При этом тепловая силовая установка заменяется теплосиловой. Теплосиловая установка имеет задачей одновременное снабжение энергетического района теплом и силой. Поскольку эта задача может быть разрешена в нескольких вариантах, представляется очень интересным разработать универсальный метод сравнения теплосиловых установок, позволяющий сравнивать друг с другом различные варианты энергоснабжения данного района с точки зрения их теплотехнической выгодности. Рассмотрению этого метода и посвящена настоящая работа.

В частности, работа имеет целью выявление условий, в которых становятся равноценными две разнотипных установки. Таким образом, здесь решается в общей форме и подробно исследуется та задача, которую акад. М. В. Кирпичев сформулировал в 1924 году в работе „О смешанном использовании тепла в паровых установках“ [1].

Второй задачей данной работы является отыскание общего выражения для к.п.д. теплосиловой установки в такой форме, которая была бы универсальной, т. е. позволяла бы находить к.п.д. для любой теплосиловой установки или теплоэнергетической системы.

Район энергоснабжения. Выбор условий для сравнения разнотипных установок

Под районом энергоснабжения мы будем понимать совокупность электрических (силовых) и тепловых абонентов, претендующих на централизованное энергоснабжение, т. е. снабжение теплом и силой. При этом предполагается, что тепло должно подводиться в виде пара или горячей воды.

Район энергоснабжения может быть и очень широк и очень тесен.

Например, речь может идти об энергоснабжении Московской области от единой энергетической системы, включающей в себя ряд гидростанций и ряд тепловых станций.

В то же самое время никто не мешает нам в других условиях подразумевать под районом энергоснабжения отдельный завод, отдельный город и даже отдельное здание или группу зданий.

В первом случае речь будет идти об энергоснабжении от единой энергетической системы, во втором—от одного энергетического центра. Мы можем идти и дальше, говоря о снабжении района энергией от одной обособленной машины.

Ясно, что в случае работы в крупной энергетической системе, включающей в себя большое количество разнотипных машин, каждая из них может быть поставлена в условия наиболее благоприятные. Наоборот, снабжение района теплом и силой от обособленной машины представляет собою наиболее неблагоприятный для машины режим работы. Здесь черты поведения машины выпячиваются наиболее резко.

Каждый энергетический район, включая в себя ряд тепловых и электрических (силовых) абонентов, обуславливает наличие вполне определенных тепловой и электрической нагрузок.

В случае снабжения от энергетической системы эти нагрузки должны быть покрыты агрегатами, входящими в систему. В зависимости от того, как выглядит соотношение между тепловой и электрической нагрузками в отдельных географически размещенных точках района, в зависимости от наличия баз местного топлива, гидроресурсов и т. д., должно быть произведено размещение отдельных машинных агрегатов системы.

При снабжении теплом и силой от обособленной установки радиус снабжения теплом невелик и практически вопрос сводится к теплоснабжению какого-то единственного пункта на географической карте страны. Электроэнергия же и от обособленной станции может быть передана на значительные расстояния. Следовательно, речь может, теоретически и практически, идти об энергоснабжении целого географического района.

Суть дела, конечно, меняется от того, что представляет собою энергетический район с географической точки зрения. Для инженера, проектирующего самую станцию или систему, энергетический район представляет собою совокупность тепловых и электрических нагрузок, позволяющих определить мощность системы, только в самой начальной стадии проектирования. После этого, с учетом высказанных выше соображений, можно наметить мощность и структуру отдельных центров системы.

Чрезвычайно важным является наличие в районе двух видов нагрузки: электрической и тепловой.

Эти виды нагрузки отличаются друг от друга не только по признаку возможного радиуса передачи на расстояние. По самой природе своей эти нагрузки обычно друг с другом не увязаны.

Целый ряд факторов (метеорологические условия, бытовые привычки, характер графиков нагрузки производственных абонентов и т. д.) будет приводить к возникновению диспропорции между электрической и тепловой нагрузками, т. е. к такому положению вещей, когда при комбинированном процессе энергоснабжения либо тепловая нагрузка недостаточна для выработки на тепловом потреблении всей необходимой району электрической энергии, либо, наоборот, тепловая нагрузка столь велика, что придется прибегать к подаче тепла абонентам путем использования редуцированного свежего пара, не проходящего предварительно через паровой двигатель.

Заметим, что даже при наличии развитой энергетической системы возникновение диспропорции не исключается, ибо теплоснабжение территориально привязано к каким-то определенным центрам системы.

При энергетической системе отдельный центр ее не может рассчитывать на поддержку и замену со стороны других центров, пока дело идет о снабжении теплом. Иначе обстоит дело в отношении выработки элек-

трической энергии. Существующие электрические связи позволяют перераспределять электрическую нагрузку между отдельными центрами по принципу экономичного решения вопроса.

При отдельном энергетическом центре, не входящем в систему, речь может идти о перераспределении тепловых и электрических нагрузок между отдельными агрегатами данного центра.

И, наконец, когда мы имеем дело с обособленно работающим агрегатом, этот агрегат должен рассчитывать только на себя как с точки зрения покрытия электрической, так и с точки зрения покрытия тепловой нагрузки.

В этом случае не приходится даже ставить вопрос о том, насколько экономично будет принятие существующих в каждый данный момент тепловой и электрической нагрузок. Не покрыть их нельзя, иначе тепловая установка не будет выполнять своей основной задачи—удовлетворения нужд присоединенных к ней абонентов.

Из сказанного вытекает с достаточной ясностью, что факт наличия диспропорции между тепловой и электрической нагрузками будет наиболее тяжело отзываться на обособленном агрегате. Здесь наиболее легко получить перерасход топлива вследствие неудачного сочетания обоих видов нагрузок.

Следовательно, для правильного суждения о поведении того или иного типа машины при выполнении ею задачи энергоснабжения района необходимо выделить обособленный агрегат. Этот же агрегат, будучи включенным в качестве элемента в энергосистему из разнотипных или даже однотипных агрегатов, будет поставлен в более благоприятные условия. Конечно, не так просто практически решить вопрос о распределении нагрузки между отдельными агрегатами системы. Нужный график распределения нагрузок придется в каждом конкретном случае находить либо путем эмпирическим, либо пытаться найти математическое решение задачи.

Нетрудно видеть, что случай работы агрегата обособленно от системы является и наиболее общим. В самом деле, одиночный агрегат может быть рассмотрен и как отдельная единица и как элемент системы.

Поэтому мы и будем в дальнейшем сравнивать обособленные машины различных типов, говоря о разных вариантах энергоснабжения района.

Типы установок и метод их сравнения

В данное время в теплосиловых установках применяются три основных типа турбин: 1) конденсационная, 2) противодавленческая, 3) турбина с отбором пара и конденсацией.

В соответствии с этим нами будут сравниваться установки, где электрическое потребление покрывается работой какого-либо из этих трех типов двигателей. Мы сравним варианты отдельного энергоснабжения, энергоснабжения от противодавленческой турбины и энергоснабжения от турбины с отбором пара. Метод сравнения будет заключаться в том, что, взяв для одного и того же энергетического района два типа установок, мы будем определять условия, при которых обе установки становятся равноценными с точки зрения затрат тепла на их функционирование.

При этом мы устраним из поля зрения факторы, не зависящие от типа машинной установки. Такими факторами будут являться прямые потери тепла в котельной, получающиеся при сжигании топлива и зависящие не от того, на что расходуется пар, выдаваемый котельной, а от сорта топлива, метода его сжигания, типа котла и т. п. факторов.

Исключаются из рассмотрения потери станционных паропроводов и потери внешней тепловой сети на том основании, что они не зависят от

типа машинных агрегатов. Таким образом, за 100% принимается количество тепла, затраченного на производство пара в котлах, без учета потерь котельной установки и паропроводов. Как будет показано в последнем разделе, переход к абсолютному показателю экономичности теплосиловой установки позволит без труда учесть и эти потери.

При сравнении установок двух типов мы в качестве обязательной предпосылки каждый раз кладем в основу соображения о том, что любая из двух сравниваемых установок должна полностью покрывать тепловую и электрическую нагрузки района.

Сравнение раздельного энергоснабжения с энергоснабжением от противоавтоматической турбины

Рассматриваемые в данной главе варианты энергоснабжения имеют наибольшее значение для мелких установок (электрические станции мелких предприятий, мелкие коммунальные централи, компрессоры, турбовоздуходувные станции и т. д.). По нашему мнению, при выборе типа двигателей для такого рода установок в тех случаях, когда район энергоснабжения обуславливает необходимость покрытия и тепловой и силовой (электрической) нагрузок, обязательно должен рассматриваться вариант установки противоавтоматических турбин, причем этот вариант относится к конкурентоспособным по следующим причинам.

1. Капитальные затраты при нем — минимальны.

2. Как будет показано ниже, в ряде случаев этот вариант представляется выгодным и с теплотехнической точки зрения.

Дальнейшему изложению мы хотим предпослать некоторые мысли по вопросам режима работы противоавтоматических турбин. Цель, которую мы при этом преследуем, заключается в установлении более объективного подхода к противоавтоматической турбине и вскрытии возможностей этого класса машин. В известной нам литературе возможности противоавтоматических машин недооцениваются и на основе этой недооценки выносится часто неверное суждение о возможностях применения противоавтоматических турбин для покрытия тепловой и силовой нагрузок района.

Сущность указанной недооценки вопроса об экономичности работы противоавтоматических машин заключается в том, что отправной точкой является постулат о выгодности работы противоавтоматической турбины только по тепловому графику. Предполагается, что работа противоавтоматической турбины по свободному электрическому графику всегда невыгодна. Последнее принимается априорно, как нечто совершенно бесспорное, не нуждающееся в доказательствах.

Наиболее категорически это положение выдвигается нашими советскими авторами. Так, например, в недавно вышедшей в свет книге А. В. Щегляева [2] мы находим схему включения турбины с противоавтоматическим давлением, изображенную на рис. 1 и предусматривающую обязательность параллельной работы противоавтоматического генератора и конденсационных турбогенераторов на общую электрическую сеть. Из текста следует, что единственным режимом работы противоавтоматической турбины может быть режим покрытия электрической нагрузки по тепловому графику. Остальная электрическая нагрузка должна покрываться параллельно работающими конденсационными машинами. Работа турбины по электрическому графику происходит лишь в те часы, когда электрическая нагрузка не обеспечивает тепловой, т. е. когда расход пара на тепловое потребление превосходит расход пара турбиной, необходимый для покрытия электрической нагрузки. Очевидно, в эти моменты конденсационные машины должны быть разгружены до холостого хода или остановлены. Недостаток пара на тепловое потребление покрывается подводом в сеть рециркулированного перегретого пара.

Такова же и априорная предпосылка, содержащаяся в трудах Б. М. Якуба [3, 4]. Якуб идет даже дальше А. В. Щегляева, подчеркивая, что турбина с противодавлением всегда (следовательно, и в те моменты, когда Щегляев допускает работу по электрическому графику) должна работать по тепловому графику нагрузки, обеспечивая электрическую нагрузку только такую, какая диктуется тепловым потреблением

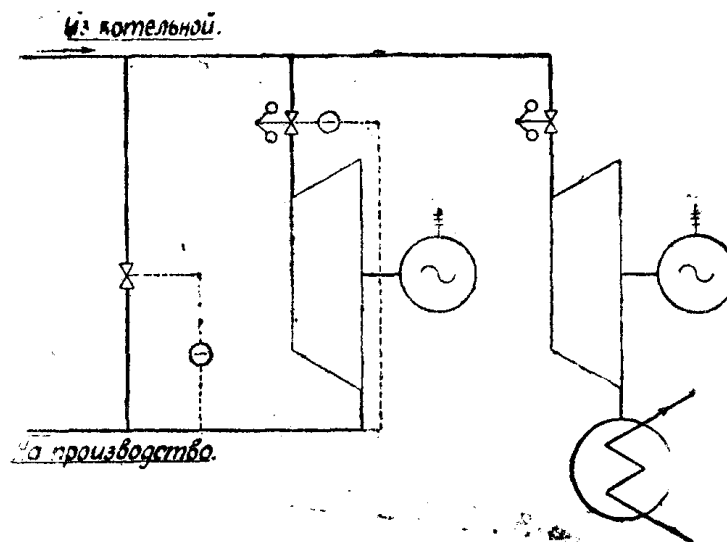


Рис. 1

в данный момент. Положение, при котором электрическая нагрузка сети меньше электрической нагрузки, обеспечиваемой тепловым потреблением, из рассмотрения вообще исключено.

Нам такое представление о работе противодавленческой турбины кажется недостаточно полным. Намечаемый Щегляевым и Якубом режим работы по тепловому графику, конечно, возможен. В определенных случаях, например, применительно к системе, состоящей из ряда станций, при большой электрической нагрузке района это будет, повидимому, наиболее выгодный режим. Но более общим случаем будет случай наличия диспропорции между тепловой и силовой нагрузками на турбину.

Во-первых, противодавленческая турбина может являться единственным первичным двигателем, обеспечивающим все тепловое и все электрическое потребление, причем, особенно применительно к небольшим станциям заводского типа, это, как будет показано ниже, во многих случаях дает наиболее правильное со всех точек зрения решение задачи энергоснабжения.

Во-вторых, необязательной является предпосылка о том, что турбина связана с электрическим генератором. Она может быть использована в качестве привода воздуходувки, компрессора, насоса и т. д. В этом случае, само собою разумеется, покрытие силовой нагрузки будет предоставлено, как самостоятельная задача, противодавленческой турбине.

Учитывая сказанное в предыдущем, ряд авторов подходит к противодавленческой турбине по-иному, полагая, что конкретные условия энергетической (тепловой и электрической) нагрузки района могут поставить противодавленческую турбину перед необходимостью:

- 1) работать по тепловому графику,
- 2) работать по электрическому графику.

Указания о том, что противодавленческая турбина может быть поставлена в условия одного из вышеприведенных режимов, мы находим, на-

пример, в ряде источников [5, 6, 15.] Рис. 1 и рис. 2 показывают, в чем заключается различие между работой по тепловому и электрическому графикам.

Любопытно, однако, заметить, что и немецкие авторы недооценивают возможности противодавленческой турбины, полагая, что она может экономично работать только в том случае, если расход пара на тепловое потребление превышает расход пара через турбину, обусловленный элек-

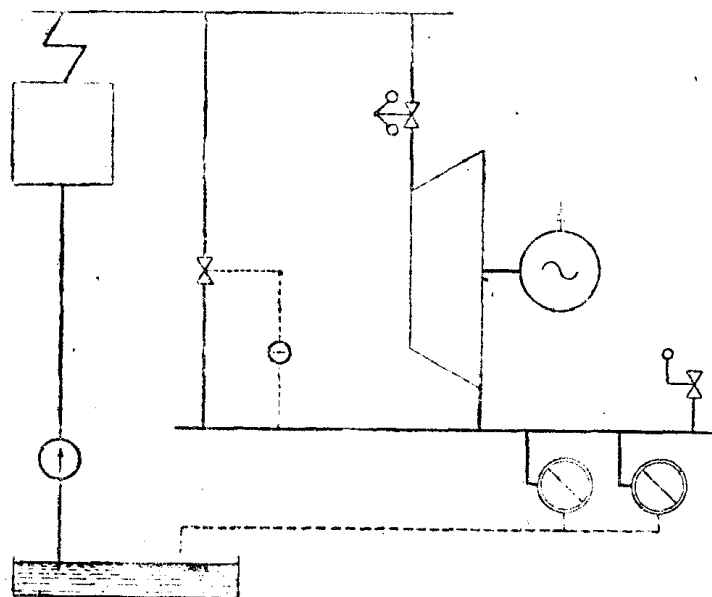


Рис. 2

трической (силовой) нагрузкой. (Наивысшая экономичность достигается при строгой увязке тепловой и электрической нагрузок). Если наблюдается обратное соотношение между тепловой и силовой нагрузками, то работа турбины выглядит уже неблагоприятно.

К. Цитеман выражает эту мысль в осторожной форме.

Эрнст высказывает ее более категорично следующими словами: „Одиночная работа противодавленческой турбины не может протекать благоприятно в экономическом смысле, если расход пара для производства энергии превышает расход пара на тепловое потребление. В этом случае лучшим средством для выравнивания электрической нагрузки является параллельная работа с посторонней сетью большой емкости, могущей как принимать, так и отдавать мощность“. Таким образом, и Эрнст приходит к той же мысли о необходимости работы противодавленческой турбины по свободному тепловому и принужденному электрическому графикам, т. е. становится на ту же позицию Якуба и Щегляева.

К чему приводит освещенное выше представление о невыгодности работы противодавленческой турбины по свободному силовому (электрическому) графику нагрузки? Очевидно, мы, согласившись с ним, должны априорно принять такую формулу:

„Если весь пар, прошедший через турбину, не может быть целиком поглощен потребителем тепла, то применение противодавленческой турбины нецелесообразно“.

Иллюстрацией такого представления и является, например, работа инж. С. В. Бальяна [7].

Инж. Бальян приходит в ряде случаев к неверным выводам именно вследствие того, что им в качестве критерия целесообразности применения противодавленческой турбины взята видимая простым глазом несо-

способность теплового потребителя поглотить весь пар, прошедший через турбину.

Действительно, представляя себе мысленно противодавленческую установку, выбрасывающую излишки пара достаточно высокого давления в атмосферу, мы чисто психологически приходим к выводу, что эта установка очень несовершенна; тепловые потери в ней велики и экономический эффект низок. На основании этого чисто эмоционального восприятия вещей мы не считаем необходимым вникнуть в суть дела и отказываемся от глубокого анализа.

Мы можем утверждать, что и при наличии диспропорции между тепловой и электрической (силовой) нагрузками, диспропорции, укладывающейся в определенные рамки, противодавленческая турбина может с выгодой для себя являться конкурентом варианта раздельного энергоснабжения, вопреки общежитейскому „здравому смыслу“, не мирящемуся с тем, что выбрасывание в атмосферу относительно больших количеств пара достаточно высокого давления может быть выгодным экономически.

Употребляя термин „выбрасывание в атмосферу“, мы не склонны понимать его буквально. Рациональным будет применение схем противодавленческих установок, предусматривающих использование конденсата выбрасываемых излишков пара. Сохранение конденсата, конечно, очень важно хотя бы с точки зрения проблемы водоподготовки.

Последнее обстоятельство будет нами учтено уже при получении принципиальных зависимостей, ибо использование конденсата осуществимо и целесообразно.

Итак, мы хотим показать, что с точки зрения экономии топлива применение противодавленческой машины может быть в ряде случаев выгодным. Вопрос о теплотехнической целесообразности применения этого типа машины решается не фактом выбрасывания избытков пара в атмосферу, а соотношением между количеством пара, использованным на тепловое потребление, и количеством пара, прошедшим через турбину.

Подвергнем рассмотрению два типа установок, предназначенных для удовлетворения тепловых и электрических нагрузок района. Обе сравниваемых установки изображены схематично на рис. 3 и рис. 4. Рис. 4 изображает противодавленческую установку, предназначенную для одновременного удовлетворения нужд тепловых и электрических потребителей. Рис. 3 дает схему установки, которая состоит из котла и конденсационной турбины. Конденсационная турбина обеспечивает необходимую выработку электрической (силовой) энергии; тепловая нагрузка района покрывается за счет выдачи котлом свежего пара, пропускаемого через редукционный клапан.

Нанесем в $i-s$ диаграмме (рис. 5) изображения следующих процессов: 1) процесс в конденсационной турбине, 2) процесс в противодавленческой турбине, 3) условный процесс мятя пара в редукционном клапане. При изображении этих процессов предположено, что:

1) относительный внутренний к.п.д. турбины с противодавлением выше, чем одноименный к.п.д. ЧВД конденсационной турбины, вследствие большего расхода пара противодавленческой турбиной, что приводит к более благоприятным условиям работы проточной части в области высокого давления (от p_0 до p_n);

2) начальные параметры взяты одинаковыми для обоих типов турбин и для процесса мятя.

Введем следующие обозначения:

D_k — часовой расход пара конденсационной турбиной $кг/час$ (без учета собственных нужд);

D_n — часовой расход противодавленческой турбиной $кг/час$ (без учета собственных нужд);

D_n' — часовой расход противодавленческой турбиной с учетом собственных нужд;
 η_{oik} — относительный внутренний к.п.д. конденсационной турбины;
 η_{oin} — относительный внутренний к.п.д. противодавленческой турбины.
 В соответствии со сказанным выше полагаем, что конденсационная или противодавленческая турбина должна покрывать (каждая в отдель-

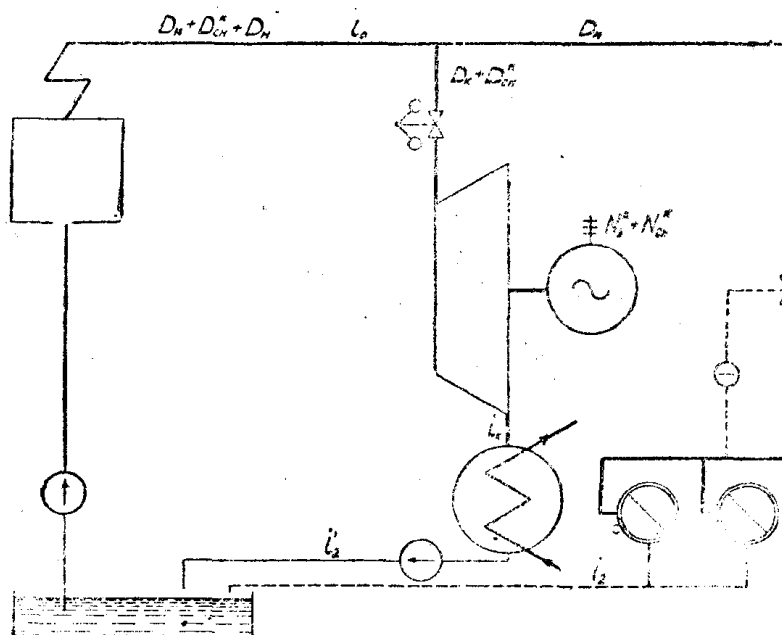


Рис. 3

ности) электрическую (силовую) нагрузку района. Это условие совершенно необходимо, ибо мы сравниваем две машины, предназначенные для энер-

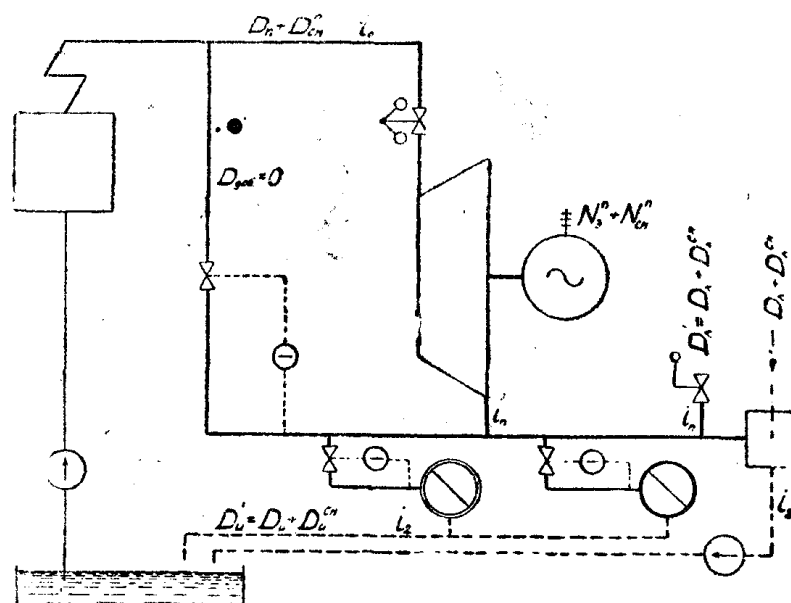


Рис. 4

госнабжения одного и того же района потребления (энергетического района).

Для конденсационной машины уравнение мощности напишется так:

$$N_3^k = \frac{D_k(i_0 - i_k) \eta_{mk} \eta_{rk}}{860}. \quad (1)$$

Для турбины с противодавлением имеем аналогично:

$$N^n = \frac{D_n(i_0 - i_n) \eta_{mn} \cdot \eta_{rn}}{860} \quad (2)$$

В обоих вариантах электрическая мощность обеих турбин, необходимая для покрытия нагрузки района, должна быть одинаковой, что выражается записью .

$$N_9^K = N_9^{\Pi} \quad (3)$$

Подставив в уравнение (3) значения N_9^k, N_9^p из уравнений (1) и (2), можем написать:

$$\begin{aligned} D_K(i_0 - i_K) \eta_{M\Gamma} \cdot \eta_{IK} = \\ = D_N(i_0 - i_N) \eta_{M\Gamma} \cdot \eta_{IN} \end{aligned} \quad (4)$$

Из уравнения (4) определим D_{κ} через D_{Π}

$$D_K = D_n \frac{(i_0 - i_n) \eta_{rn} \eta_{mn}}{(i_0 - i_k) \eta_{rk} \eta_{mk}}. \quad (5)$$

Предположим, что конденсат пара, подаваемого на тепловое потребление, возвращается целиком с теплосодержанием i_2 ккал/кг.

Пусть конденсат, поступающий на питание котлов из конденсационной турбины, имеет теплосодержание i_2' кал/кг. Определим количество тепла, отдаваемое тепловой сети энергетического района. Очевидно, и в случае раздельной установки и в случае противодавленной турбины в сеть должно быть отпущено одно и то же количество тепла W кал/час. В случае раздельной установки котлы

должны отпускать в сеть D_n кг/час пара, редуктированного до давления p_n (рис. 5), но сохраняющего начальное теплосодержание i_0 . Полагая, что возврат конденсата происходит при тех же условиях, как и возврат конденсата при противодавленческой турбине (одинаково давление в сети), определим количество тепла, отданное в сеть,

$$W = D_H(i_0 - i_2) \text{ кал/час} \quad (6)$$

Для турбины с противодавлением необходимо учесть следующее обстоятельство. Весь пар, проходящий через турбину, делится на два потока

$$D_{\Pi'} = D_{\Pi} + D_{\Pi'}, \quad (7)$$

здесь $D_n' > D_n$; $D_l' > D_l$; $D_n' > D_n$. Этим принципиально учитывается расход пара на собственные нужды.

D_n' — количество пара, используемое на покрытие теплового потребления,

D_n' — количество излишнего пара, „выбрасываемое“ в атмосферу.

Мы предполагаем, следовательно, что электрическая нагрузка района не увязана с тепловой. База теплового потребления недостаточна для того, чтобы все количество пара, прошедшее через турбину, количество, определяемое электрической нагрузкой, было использовано тепловой сетью. Излишек пара может найти только одно применение: использование его на подогрев добавка питательной воды до максимально возможной температуры, определяемой давлением выходящего из турбины пара. Эта возможность, как сама собою напрашивающаяся, будет учтена в дальнейших построениях.

В соответствии со сказанным, количество тепла, отданное противо-давленческой турбиной в сеть потребления, будет

$$W = D_n' (i_n - i_2). \quad (8)$$

Количество потерянного тепла

$$Q_n' = D_n' (i_n - i_2). \quad (9)$$

Приравнивая правые части уравнений (6) и (8), находим:

$$D_n (i_0 - i_2) = D_n' (i_n - i_2), \quad (10)$$

откуда

$$D_n = D_n' \frac{i_n - i_2}{i_0 - i_2}. \quad (11)$$

Для объективного сравнения обоих вариантов энергоснабжения необходимо учесть также в конкретной форме, а не только принципиально, и расход энергии на собственные нужды. В отношении расхода на собственные нужды каждая из рассматриваемых установок имеет свою специфику.

При одной и той же электрической нагрузке района расход электроэнергии, а следовательно, и расход тепла (пара) на ее получение, будет для обеих сравниваемых установок неодинаков.

Во-первых, в силу того, что

$$D_n + D_n' \neq D_n,$$

даже при одинаковом начальном давлении расходы электроэнергии на моторы собственных нужд механизмов, обеспечивающих производство пара (дымососы, вентиляторы, питательные насосы и т. д.), будут различны.

Во-вторых, неодинаковы будут и расходы электроэнергии на собственные нужды машинного зала. При конденсационной турбине необходимо за счет затраты электроэнергии обеспечивать работу конденсационной группы насосов. При противодавленческой турбине, выбрасывающей излишки пара в атмосферу (в буквальном понимании этого), конечно, целиком отсутствует статья расхода на собственные нужды, связанная с конденсацией пара, вышедшего из турбины и не отданного тепловым потребителям. В более совершенных схемах противодавленческих турбин, предусматривающих сохранение конденсата в количестве, отвечающем пропуску пара через турбину, потребуются дополнительный расход энергии на осуществление поставленной целесообразной задачи. Этот расход будет специфической особенностью для данного типа установки. Конечно, расходы электроэнергии на собственные нужды при противо-давленческой и конденсационной турбинах будут различны и по линии машинного зала, причем здесь преимущество окажется на стороне первой из них.

Таким образом, по двум статьям расхода на собственные нужды (котельная и машинный зал) сравниваемые варианты энергоснабжения района будут неравноценны.

Третьей статьёй расхода на собственные нужды является затрата энергии на насосы, обеспечивающие теплоснабжение района (сетевые, перекачивающие). Эту статью ряд авторов относит к сетевым расходам. Другие разделяют расход электроэнергии, связанный с функционированием сети, на две части, рассматривая расход энергии на насосы, установленные в здании станции, как станционный; расход энергии на насосы, территориально удаленные, — как сетевой.

Наконец, можно рассматривать расход электроэнергии на тепловую сеть, как внешнюю электрическую нагрузку района, и на этом основании совсем исключить эту группу расходов из рассмотрения при сравнении вариантов энергоснабжения.

Нам представляется наиболее правильным весь расход электрической энергии, связанный с функционированием сети, относить к станционным собственным нуждам, ибо в зависимости от типа самой станционной установки этот расход может быть различен.

Отнесение электрического расхода на теплосеть к станционным собственным нуждам является правильным уже потому, что в качестве сравниваемой установки может быть установка турбины с ухудшенным вакуумом, моторы насосной группы которой мы будем рассматривать, конечно, как моторы собственных нужд станции.

Мы предполагаем, далее, что любая из сравниваемых турбин сама должна покрывать нагрузку собственных нужд. Это означает, что мощность, развиваемая турбиной в каждый данный момент, будет различна для обоих вариантов.

Для конденсационной турбины необходимая мощность будет:

$$N_{э}^к + N_{сн}^к,$$

для противодавленческой:

$$N_{э}^п + N_{сн}^п,$$

где $N_{э}^к = N_{э}^п$ — электрическая нагрузка района,

$N_{сн}^к, N_{сн}^п$ — нагрузка собственных нужд установок.

$$N_{сн}^к \neq N_{сн}^п.$$

Мощность, необходимая для покрытия собственных нужд в каждом из вариантов, вырабатывается при помощи того же процесса, что и для покрытия электрической нагрузки района. Для обеспечения выработки электроэнергии на собственные нужды через турбину должно пропускаться добавочное количество пара. Этот добавочный расход пара обозначим как $D_{к}^{сн}$ для варианта раздельного энергоснабжения и как $D_{п}^{сн}$ для варианта противодавленческой турбины. Ясно, что для противодавленческой турбины и этот поток пара разделится на две части $D_{и}^{сн}$ и $D_{л}^{сн}$. Количество пара, используемое теплосетью

$$D_{и}' = D_{п} + D_{п}^{сн} - D_{л} - D_{л}^{сн}$$

Определим затрату тепла по обоим вариантам.

А. Раздельное энергоснабжение.

Количество пара, выдаваемого котлами

$$D_1 = D_{к} + D_{к}^{сн} + D_{и}. \quad (12)$$

Количество тепла, затрачиваемого на производство пара,

$$Q_1 = D_{к}(i_0 - i_2') + D_{к}^{сн}(i_0 - i_2') + D_{и}(i_0 - i_2) \quad (13)$$

Б. Вариант противодавленческой турбины.

Количество пара, выдаваемого котлами, и соответственно этому количество тепла, затрачиваемого на производство пара,

$$D_2 = D_n + D_n^{ch}, \quad (12)$$

$$Q_2 = D_n(i_0 - i_2) + D_n^{ch}(i_0 - i_2). \quad (13)$$

Предположим, что второй вариант дает экономию тепла по сравнению с первым.

Величину экономии получим, вычтя по частям уравнение (13) из уравнения (13)

$$E = Q_1 - Q_2. \quad (14)$$

$$E = D_k(i_0 - i_2') + D_k^{ch}(i_0 - i_2') + D_n(i_0 - i_2) - D_n(i_0 - i_2) - D_n^{ch}(i_0 - i_2). \quad (15)$$

Уравнение (15) показывает, что экономия может быть как положительной, так и отрицательной в зависимости от соотношения электрической и тепловой нагрузок района, а также от расхода электроэнергии на собственные нужды в каждом из вариантов.

Обе установки (раздельного энергоснабжения и противодавленческой) станут равноценными при обращении в нуль экономии тепла, т. е. при условии

$$E = Q_1 - Q_2 = 0. \quad (16)$$

Однако условие (16) может быть заменено другим, равносильным.

Установки становятся равноценными лишь тогда, когда при покрытии одинаковых тепловой и электрической нагрузок будем иметь в обоих случаях одинаковые по величине тепловые потери.

Запишем это условие

$$\Sigma Q'_{пот} = \Sigma Q''_{пот} \quad (17)$$

$\Sigma Q'_{пот}$ — сумма потерь при раздельном варианте,

$\Sigma Q''_{пот}$ — сумма потерь при противодавленческом варианте.

Для раздельного варианта энергоснабжения

$$\Sigma Q'_{пот} = D_k(i_k - i_2') + D_k^{ch}(i_0 - i_2') + D_k(i_0 - i_k)(1 - \eta_{mk}\eta_{гk}). \quad (18)$$

Для противодавленческого варианта

$$\Sigma Q''_{пот} = D_n(i_n - i_2) + D_n^{ch}(i_0 - i_n) + D_n^{ch}(i_n - i_2) + D_n(i_0 - i_n)(1 - \eta_{mn}\eta_{гn}). \quad (18')$$

В этих записях отражено то обстоятельство, что, по существу дела, затраты тепла на покрытие электрических собственных нужд установки представляют собою дополнительную потерю установки.

Поскольку электрическая энергия на удовлетворение собственных нужд установки производится в том же турбогенераторе, т. е. при использовании того же теплового перепада и при тех же значениях η_m и η_r , мы можем написать

$$N_k^{ch} = r_1 N_k$$

$$N_n^{ch} = r_2 N_n,$$

или

$$\left. \begin{aligned} D_k^{ch} &= r_1 D_k, \\ D_n^{ch} &= r_2 D_n, \\ D_n^{ch} &= r_2 D_n, \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

где r_1, r_2 — относительные цифры, показывающие расход электроэнергии или пара на собственные нужды.

Используя записи (18), (18'), (19), развернем уравнение (17)

$$D_k(i_k - i'_2) + r_1 D_k(i_0 - i'_2) + D_k(i_0 - i_k)(1 - \eta_{mk}\eta_{гk}) = D_n(i_n - i_2)(1 + r_2) + r_2 D_n(i_0 - i_n) + D_n(i_0 - i_n)(1 - \eta_{mn}\eta_{гn}).$$

Заменяя в этом уравнении D_k через D_n из (5), после ряда преобразований получаем

$$D_n \left[\frac{i_0 - i_n}{i_0 - i_k} \cdot \frac{\eta_{mn}\eta_{гn}}{\eta_{mk}\eta_{гk}} (i_0 - i'_2)(1 + r_1) - (i_0 - i_n)(1 + r_2) \right] = D_n (i_n - i_2)(1 + r_2) \quad (20)$$

Введем обозначение

$$\varepsilon = \frac{D_n}{D_n} \quad (21)$$

и определим $\frac{D_n}{D_n}$ из уравнения (20)

$$\varepsilon = \frac{D_n}{D_n} = \frac{(i_n - i_2)(1 + r_2)}{\frac{i_0 - i_n}{i_0 - i_k} \cdot \frac{\eta_{mn}\eta_{гn}}{\eta_{mk}\eta_{гk}} (i_0 - i'_2)(1 + r_1) - (i_0 - i_n)(1 + r_2)} \quad (22)$$

При иной группировке членов формула (22) может быть написана в виде

$$\varepsilon = \frac{(i_n - i_2)(1 + r_2)}{\frac{i_0 - i_n}{i_0 - i_k} \left[\frac{\eta_{mn}\eta_{гn}}{\eta_{mk}\eta_{гk}} (i_0 - i'_2)(1 + r_1) - (i_0 - i_k) \right] - r_2(i_0 - i_n)} \quad (22')$$

В частном случае, когда

$$\eta_{mn} = \eta_{mk}$$

$$\eta_{гn} = \eta_{гk}$$

выражение (22') для ε упрощается и принимает следующий вид:

$$\varepsilon = \frac{(i_n - i_2)(1 + r_2)}{\frac{i_0 - i_n}{i_0 - i_k} \left[(i_k - i'_2) + r_1(i_0 - i'_2) \right] - r_2(i_0 - i_n)} \quad (22'')$$

В последней форме выражение для ε и использовано при решении численных примеров 1, 2, 3, 4.

Уравнения (22), (22') показывают, каково должно быть (при заданных условиях протекания процесса в конденсационной и противодавленческой турбинах) соотношение ε , представляющее собою критерий увязки тепловой и электрической нагрузок района.

D_n — определяется электрической нагрузкой в данный момент.

D_n — определяется тепловой нагрузкой в данный момент.

Величина ε , как видим, зависит от степени технического совершенства сравниваемых турбин. Она зависит и от расхода энергии на собственные нужды в каждой из сравниваемых установок, а также от начальных и конечных параметров турбин. Следовательно, ε зависит и от характера тепловой нагрузки, ибо конечные параметры противодавленческой турбины определяются требованиями тепловых абонентов, к ней присоединенных.

Через противодавленческую турбину пропускается количество пара (с учетом собственных нужд)

$$D'_n = D'_n + D'_a.$$

Поскольку

$$D'_n = (1 + r_2) D_n,$$

$$D'_a = (1 + r_2) D_a,$$

то и

$$\varepsilon = \frac{D_n}{D_a} = \frac{D'_n}{D'_a}.$$

Количество пара, используемое из полного расхода пара противодавленческой турбиной

$$D'_n = D'_n - D'_a = D'_n - \frac{D'_n}{\varepsilon} = D'_n \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right),$$

$$D'_n = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} D'_n. \quad (23)$$

Полученное соотношение позволяет найти предел допустимой неувязанности в графиках тепловой и электрической нагрузок района.

Если количество пара, используемое в тепловой сети (D'_n) больше, чем

$$\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} D'_n,$$

то установка противодавленческой турбины приводит к определенной экономии тепла.

Если D'_n меньше, чем

$$\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} D'_n,$$

то экономия тепла будет достигаться при применении отдельной установки, которая в этом случае становится теплотехнически более выгодной.

Пользуясь формулой (22 или 22'), мы получаем возможность, не производя никаких других расчетов, установить—будет ли возможен с теплотехнической точки зрения вариант противодавленческой турбины при заданном соотношении тепловой и электрической нагрузок.

Показать, что здесь допустима сравнительно большая неувязанность обоих видов нагрузки, проще всего на цифровых примерах. Эти же цифровые примеры выявят и влияние отдельных факторов, в частности влияние главного фактора—величины противодавления.

Пример 1.

Определить до какого значения $\varepsilon = \frac{D_n}{D_a}$ противодавленческий вариант энергоснабжения будет выгоднее варианта отдельного энергоснабжения при условии, что сравнению подвергаются следующие агрегаты (мощность N_e порядка 3000—5000 кв).

1) Конденсационная турбина (без регенерации)

$$p_0 = 29 \text{ ата}; p_k = 0,04 \text{ ата}; t_0 = 400^\circ\text{C}; r_1 = 0,08,$$

$$\eta_{loc} = 0,75; \eta_{mk} = 0,98; \eta_{гк} = 0,94; \eta_{oik} = 0,765$$

2) Противоавленческая турбина

$$p_0 = 29 \text{ ата}; p_n = 1,2 \text{ ата}; t_0 = 400^\circ\text{C}; r_2 = 0,06$$

$$\eta_{oe} = 0,73; \eta_{mn} = 0,98; \eta_{rn} = 0,94; \eta_{oin} = 0,745.$$

Пользуясь $i-s$ диаграммой и таблицами водяного пара, находим необходимые для подстановки в формулу (22") величины. Формулой (22") можно воспользоваться потому, что существует условие

$$\eta_{rk} = \eta_{sp},$$

$$\eta_{mk} = \eta_{mn}.$$

1) Для конденсационной турбины

$$H_0 = i_0 - i_{tk} = 275 \text{ кал/кг};$$

$$i_0 - i_k = H_0 \eta_{oik} = 275 \cdot 0,765 = 219 \text{ кал/кг};$$

$$i_0 = 774 \text{ кал/кг}; i_k = 774 - 210 = 564 \text{ кал/кг};$$

$$i'_2 = 29 \text{ кал/кг}.$$

2) Для противоавленческой турбины

$$H_0 = i_0 - i_{tn} = 774 - 609 = 165 \text{ кал/кг};$$

$$i_0 - i_n = 165 \cdot 0,745 = 123 \text{ кал/кг};$$

$$i_n = 774 - 123 = 651 \text{ кал/кг};$$

$$i_2 = 104 \text{ кал/кг}.$$

Находим ϵ

$$\epsilon = \frac{(651 - 104) \cdot (1 + 0,06)}{\frac{123}{210} [564 - 29 + 0,08(774 - 29)] - 0,06(774 - 651)} = 1,70$$

По формуле (23) находим

$$D'_n = \frac{1,70 - 1}{1,70} D'_n = 0,411 D'_n,$$

следовательно, в данном случае, при использовании не менее чем 41,1% от всего количества пара, проходящего через турбину для покрытия электрической нагрузки района, противоавленческая установка будет выгоднее варианта раздельного энергоснабжения.

Пример 2 Сравнить вариант раздельного энергоснабжения (конденсационная турбина та же) с вариантом противоавленческой турбины, если на тепловое потребление требуется пар с давлением на выходе из турбины не 1,2 ата, а 6 ата.

Для противоавленческой турбины заданы следующие параметры:

$$p_0 = 29 \text{ ата}; t_0 = 400^\circ\text{C}; p_n = 6 \text{ ата}; r_2 = 0,06;$$

$$\eta_{oe} = 0,73; \eta_{mn} = 0,98; \eta_{rn} = 0,94; \eta_{oin} = 0,745.$$

Находим

$$H_0 = 774 - 679 = 95 \text{ кал/кг};$$

$$i_0 - i_n = 95 \cdot 0,745 = 71 \text{ кал/кг};$$

$$i_n = 774 - 71 = 703 \text{ кал/кг};$$

$$i_2 = 159 \text{ кал/кг}.$$

Поскольку

$$\eta_{mn} = \eta_{mk},$$

$$\eta_{rn} = \eta_{rk},$$

вновь используем уравнение (22'')

$$\varepsilon = \frac{(703-159) \cdot (1+0,06)}{\frac{71}{210} [564 - 29 + 0,08 (745 - 29)] - 0,06(774 - 703)} = 2,94;$$

$$D'_n = \frac{2,94 - 1}{2,94} D'_n = 0,66 D'_n.$$

Как видим, по сравнению с первым примером, положение изменилось очень невыгодно для противодавленческой турбины. Для возможности конкурировать с вариантом раздельного энергоснабжения противодавленческая турбина должна отдавать на тепловое потребление уже не меньше чем 66,0% от всего количества пара, израсходованного ею на покрытие электрической нагрузки. Между тем, по сравнению с противодавленческой турбиной первого примера, количество пара, пропускаемого через турбину, возросло в отношении, определяемом отношением тепловых перепадов, используемых на производство энергии, т. е. в $\frac{123}{71}$ раза.

Таким образом, величина противодавления, определяемого тепловым потребителем, играет весьма существенную роль в вопросе сравнения экономичности рассматриваемых вариантов энергоснабжения района. Покажем это более рельефно при помощи цифровых примеров.

Пример 3. Определить, какой из вариантов энергоснабжения—раздельное или от противодавленческой турбины—будет выгоднее при условии, что

$$p_n = 1,2 \text{ ата}; N_s = 2900 \text{ кв}; W = 6 \text{ мкал/час.}$$

Характеристики турбин те же, что в примере 1.

Определяем расход пара на противодавленческую турбину

$$D'_n = \frac{860 N_s (1 + r_2)}{(i_0 - i_n) \eta_{мп} \cdot \eta_{гп}} = \frac{860 \cdot 2900 (1 + 0,06)}{123 \cdot 0,98 \cdot 0,94} = 23200 \text{ кг/час.}$$

За счет этого количества пара можно покрыть тепловую нагрузку

$$W' = 23200 (651 - 104) \cdot 10^{-6} = 12,7 \text{ мкал/час.}$$

Как видим, турбина выдает больше пара, чем требуется. Количество лишнего пара

$$D'_л = \frac{(12,7 - 6) 10^6}{(651 - 104)} = 12250 \text{ кг/час,}$$

соотношение

$$\varepsilon_{\text{факт}} = \frac{D'_n}{D'_л} = \frac{23200}{12250} = 1,9.$$

В примере 1 критическое значение ε определено как

$$\varepsilon = 1,70.$$

Поскольку $\varepsilon_{\text{факт}} > \varepsilon$, вариант противодавленческой турбины в рассматриваемом конкретном случае будет выгоднее раздельного энергоснабжения, хотя 52% пара, прошедшего через турбину (12,5 тн/час!) не используются.

Пример 4. Пусть, как и в примере 3, $N_s = 2900 \text{ кв}; W = 6 \text{ мкал/час}$, но пар потребителю нужен при давлении не 1,2 ата, а при $p_n = 6 \text{ ата}$.

Решить тот же вопрос, что и в примере 3, взяв характеристики турбин из примера 2.

Находим

$$D'_n = \frac{2900 \cdot 860 \cdot 1,06}{71 \cdot 0,94 \cdot 0,98} = 40200 \text{ кг/час};$$

$$W' = 40200 (703 - 158) \cdot 10^{-6} = 21,95 \text{ мкал/час}.$$

Требуется покрыть тепловую нагрузку $W = 6 \text{ мкал/час}$.

$$D'_n = \frac{(21,95 - 6) 10^6}{703 - 159} = 29300 \text{ кг/час},$$

$$\varepsilon_{\text{факт}} = \frac{40200}{29300} = 1,37.$$

В примере 2 критическое значение ε определено как $\varepsilon = 2,94$.

Поскольку $\varepsilon_{\text{факт}} < \varepsilon$, вариант противоаварийной турбины невыгоден.

Как видно из примеров 3, 4 и 1, 2, величина противоаварийного, при заданных начальных параметрах играет большую роль в определении критического значения ε .

Для того, чтобы проследить влияние p_n на ε и $\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}$, нами построены графики, приведенные на рис. 6 и рис. 7. На каждом из графиков нанесено по 4 кривых, нумерованных римскими цифрами. При постро-

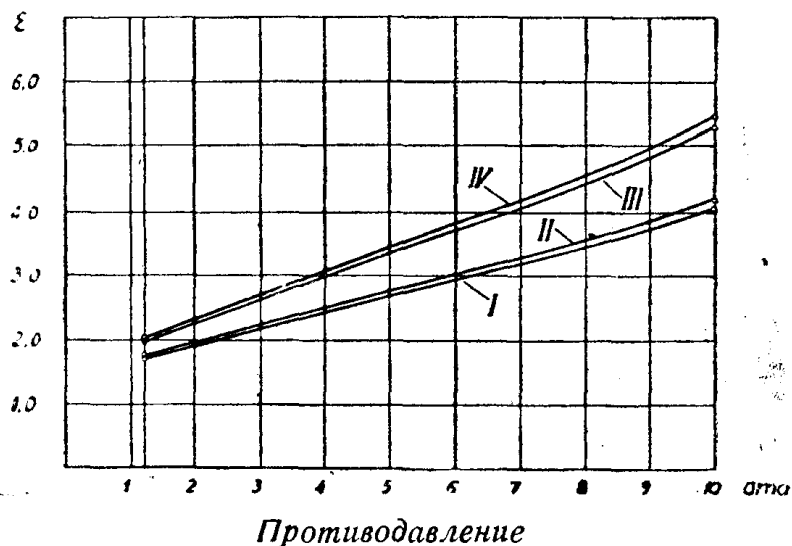


Рис. 6

нии кривых в качестве характеристик конденсационной турбины взяты цифры, указанные в цифровом примере 1. Для противоаварийной турбины, независимо от высоты противоаварийного, принято

$$\eta_{\text{оип}} = 0,745; \eta_{\text{мп}} = \eta_{\text{мк}} = 0,98;$$

$$\eta_{\text{гп}} = \eta_{\text{гк}} = 0,94; r_2 = r_1 - 0,02 = 0,06.$$

Кривые I построены по формуле 22; кривые II построены по той же формуле, но упрощенной предположением о незначительности влияния собственных нужд установки. В соответствии с этим в числителе и знаменателе правой части формулы (22'') отброшены члены, содержащие r_1, r_2 .

и, следовательно, точки кривой II, $\varepsilon = f(p_n)$, вычислены путем использования уравнения

$$\varepsilon = \frac{i_n - i_2}{\frac{i_0 - i_n}{i_0 - i_k} (i_k - i'_2)}$$

Кривые III построены по формуле

$$\varepsilon = \frac{(i_n - 15)(1 + r_2)}{\frac{i_0 - i_n}{i_0 - i_k} [(i_k - i'_2) + r_1(i_0 - i'_2)] - r_2(i_0 - i_n)}.$$

Здесь предположено, что конденсат лишнего пара не используется, вследствие чего потери конденсата приходится восполнять холодной водой, имеющей теплосодержание 15 кал/кг.

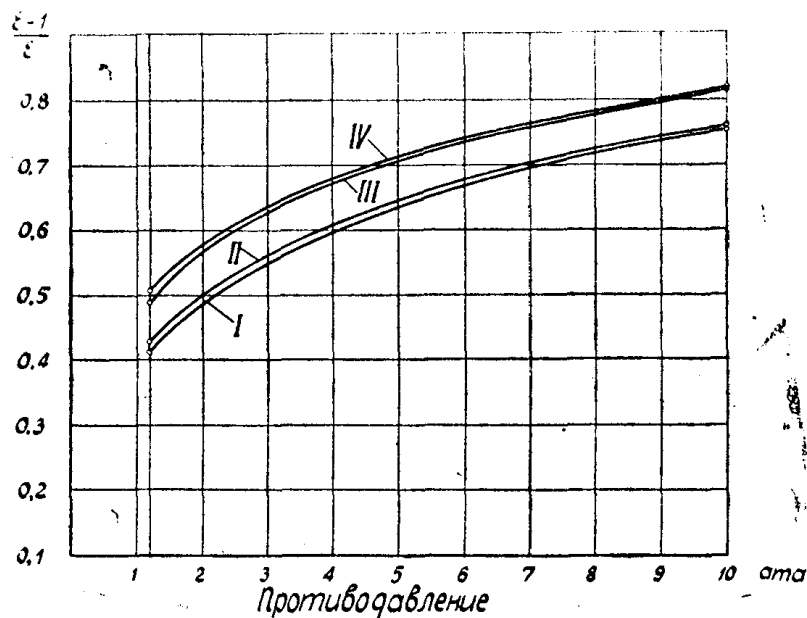


Рис. 7

Наконец, для построения кривых IV взята та же формула, что и для кривых III, но без учета влияния собственных нужд. В соответствии с этим в знаменателе отброшены члены, содержащие r_1 , r_2 .

Распространение метода сравнения на более сложные установки. Получение общей формулы для ε . Частные значения ε

Рассмотренный выше метод сравнения отдельного варианта энергообеспечения с противодавленческим вариантом привел нас к формулам для определения критического значения ε в том случае, когда ни конденсационная, ни противодавленческая турбины не снабжены установкой для регенеративного подогрева воды.

В наши дни даже мелкие турбины очень часто работают с регенерацией, не говоря о крупных машинах, всегда использующих выгоды регенеративного подогрева питательной воды. Поэтому представляется интересным применить предлагаемый метод сравнения к более сложным случаям, включив в рассмотрение и влияние регенерации на величину ε .

При конкретном решении этой задачи мы должны предполагать, что схема регенеративной установки задана. Как известно, сама схема рас-

пределения потоков пара и конденсата в регенеративной подогревательной установке играет некоторую роль в вопросе о теплотехнической выгоде регенерации. Основным моментом является конечная температура подогрева воды и число точек нерегулируемых отъемов пара. Вопрос о типе подогревателей (смешивающие, поверхностные), вопрос о распределении дренажей греющего пара и т. д. являются по существу моментами второстепенными, могущими сравнительно незначительно изменить в ту или другую сторону цифры, характеризующие выгоды регенеративного водоподогрева.

Исходя из этих соображений, мы в дальнейшем при решении примеров будем предполагать, что рассматривается схема регенеративного водоподогрева с z точками отбора пара и со смешивающими подогревателями. На рис. 8 изображена такая схема с 3 точками отбора для конденсационной турбины. Для упрощения предполагаем, что утечки конденсата

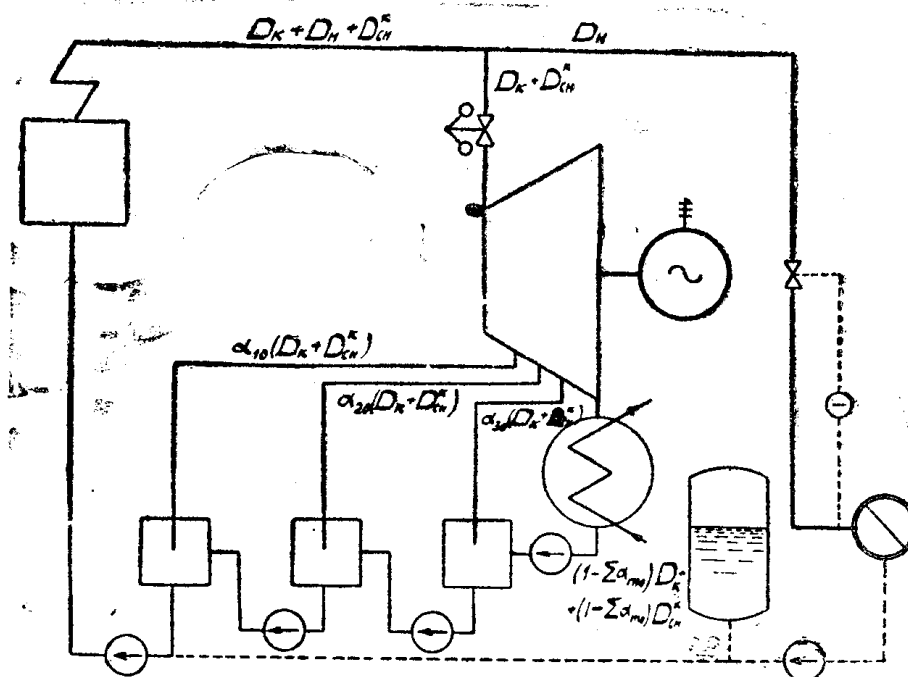


Рис. 8

(или пара) нет и потому не приходится заботиться о получении добавочной воды или о ее подогреве. Уже из предшествующего изложения ясно, что введение этих усложняющих факторов (последнее возможно при наличии конкретной схемы) не может ничего изменить в методике получения выражения для ϵ . С другой стороны, принципиального значения эти усложняющие факторы не имеют.

Сравнивая раздельный вариант энергоснабжения, при котором конденсационная турбина имеет регенеративную установку, состоящую из z смешивающих подогревателей, с вариантом энергоснабжения от противодавленческой турбины, можно предположить для общности выводов, что и противодавленческая турбина имеет регенеративную установку, состоящую из z_1 подогревателей, питаемых паром из промежуточных точек процесса.

На рис. 9 изображены процессы обеих сравниваемых турбин. Для наглядности изображения предположено, что конденсационная турбина имеет 3 точки отбора (теплосодержание пара в точках отбора i_{10} , i_{20} , i_{30});

противодавленческая—2 точки отбора (теплосодержание пара в точках отбора i_{1n}, i_{2n}).

Следующей парой установок, которые представляется интересным сравнить друг с другом с точки зрения их теплотехнической выгоды, будут простейшая противодавленческая турбина (без регенеративного подогрева воды) и турбина с отбором пара (без регенерации).

Тепловые процессы обеих турбин изображены на рис. 10 в диаграмме $i-s$. Распределение потоков пара в турбине с отбором дано на рис. 11

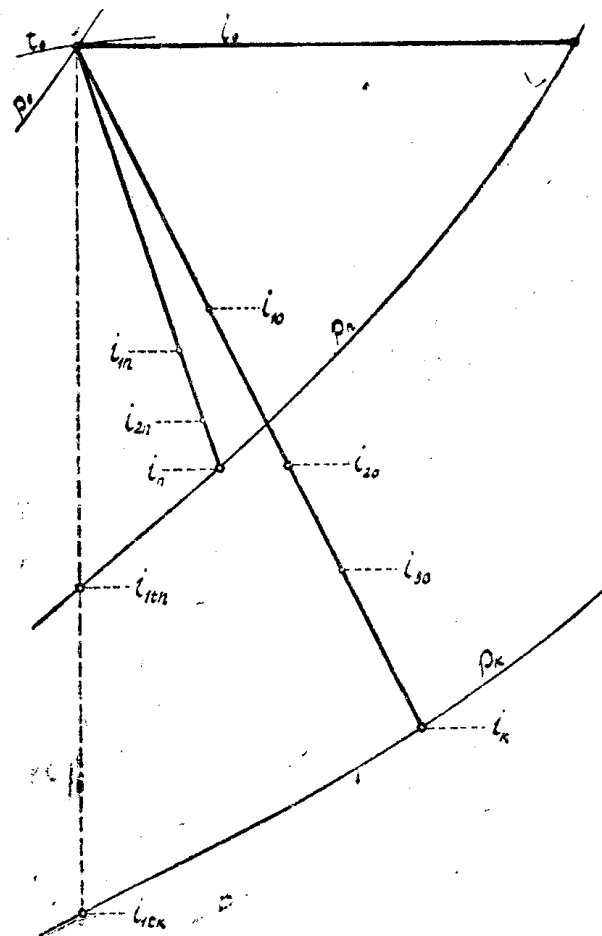


Рис. 9

Наконец, можно сравнить друг с другом противодавленческую турбину и турбину с отбором пара, учтя наличие регенеративного водоподогрева в схеме каждой из турбин.

Очевидно, сравнение последней пары установок приведет нас к наиболее общей формуле для критического значения ϵ . Из этой общей формулы могут быть получены все частные значения.

Предположим, что сравнению подвергаются две установки: 1) имеющая турбину с противодавлением, 2) имеющая турбину с отбором пара.

Пусть обе турбины имеют по несколько нерегулируемых отборов для регенеративного подогрева воды. Для получения наиболее общих выводов предположим, далее, что начальные параметры пара у обеих турбин различны. При сравнении мы будем базироваться на тех же предпосылках, что и раньше, т. е. будем считать, что любая из двух сравниваемых машин должна покрывать в любой момент тепловую и электрическую нагрузки района. Остается в силе и соображение о том, что электро-

Для турбины с противодавлением, аналогично

$$N_3^* = \frac{D_n [(i_0^n - i_n) - \sum \alpha_{mn} (i_{mn} - i_n)]}{860} \eta_{mn} \eta_{rp}, \quad (25)$$

$$N_3^* = N_3^n,$$

т. е.

$$\begin{aligned} \left\{ D_k [(i_0^* - i_k) - \sum \alpha_{mo} (i_{mo} - i_k)] - D_{no} (i_{no} - i_k) \right\} \eta_{mk} \eta_{rk} = \\ = D_n [(i_0^n - i_n) - \sum \alpha_{mn} (i_{mn} - i_n)] \eta_{mn} \eta_{rp}. \end{aligned} \quad (26)$$

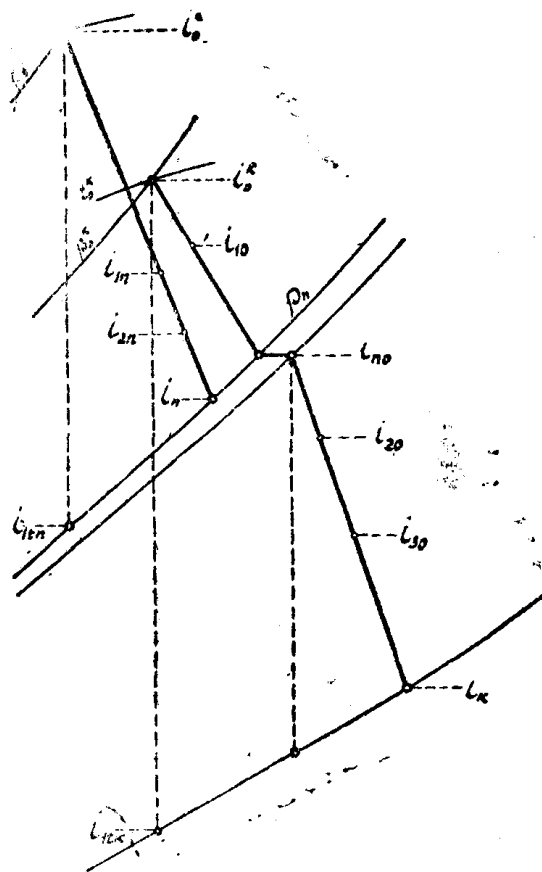


Рис. 12

Из уравнения (26) определяем D_k через D_n , D_{no}

$$\begin{aligned} D_k = D_n \frac{(i_0^n - i_n) - \sum \alpha_{mn} (i_{mn} - i_n)}{(i_0^* - i_k) - \sum \alpha_{mo} (i_{mo} - i_k)} \cdot \frac{\eta_{mn} \cdot \eta_{rp}}{\eta_{mk} \eta_{rk}} + \\ + D_{no} \frac{i_{no} - i_k}{(i_0^* - i_k) - \sum \alpha_{mo} (i_{mo} - i_k)}. \end{aligned} \quad (27)$$

Сумма потерь конденсационной турбины с отбором пара и регенерацией

$$\begin{aligned} \sum Q_{\text{пот}}^{\text{ко}} = & \left[D_k(1 - \sum \alpha_{\text{mo}}) - D_{\text{по}} \right] (i_k - i_2') + \\ & + r_1 \left[D_k(1 - \sum \alpha_{\text{mo}}) - D_{\text{по}} \right] (i_0^k - i_2') + \\ & + r_1 \sum \alpha_{\text{mo}} (i_0^k - i_{\text{mo}}) D_k + r_1 D_{\text{по}} (i_0^k - i_{\text{по}}) + \\ & + (1 - \eta_k) \left\{ D_k \left[(i_0^k - i_k) - \sum \alpha_{\text{mo}} (i_{\text{mo}} - i_k) \right] - D_{\text{по}} (i_{\text{по}} - i_k) \right\}; \end{aligned} \quad (28)$$

здесь

$$\eta_{\text{мк}} \cdot \eta_{\text{гк}} = \eta_k.$$

Сумма потерь противодавленческой турбины с регенерацией

$$\begin{aligned} \sum Q_{\text{пот}}^{\text{п}} = & D_n(i_n - i_2)(1 + r_2) + r_2 D_n (1 - \sum \alpha_{\text{mn}})(i_0^n - i_n) + \\ & + r_2 D_n \sum \alpha_{\text{mn}}(i_0^n - i_{\text{mn}}) + \\ & + (1 - \eta_n) D_n \left[(i_0^n - i_n) - \sum \alpha_{\text{mn}}(i_{\text{mn}} - i_n) \right]; \end{aligned} \quad (29)$$

здесь

$$\eta_{\text{мп}} \cdot \eta_{\text{гп}} = \eta_n.$$

Равноценность обеих сравниваемых установок определяется условием

$$\sum Q_{\text{пот}}^{\text{ко}} = \sum Q_{\text{пот}}^{\text{п}}. \quad (29')$$

Следовательно, необходимо приравнять друг другу правые части выражений (28), (29) и отсюда найти критическое значение ϵ , при котором обе установки будут равноценны с теплотехнической точки зрения.

Обозначим

$$\begin{aligned}
 (i_0^n - i_n) - \sum \alpha_{mn}(i_{mn} - i_n) &= A \\
 (i_0^k - i_k) - \sum \alpha_{mo}(i_{mo} - i_k) &= B \\
 \sum \alpha_{mn}(i_0^n - i_{mn}) &= C \\
 \sum \alpha_{mo}(i_0^k - i_{mo}) &= F \\
 1 - \sum \alpha_{mn} &= K \\
 1 - \sum \alpha_{mo} &= L \\
 \eta_{mn} \cdot \eta_{rn} &= \eta_{rn} \\
 \eta_{mk} \cdot \eta_{rk} &= \eta_{rk} \\
 \frac{1+r_2}{1+r_1} \cdot \frac{i_n - i_2}{i_{no} - i_2} &= M \quad (\text{см. ниже})
 \end{aligned} \tag{30}$$

Подставляя в уравнение (29') значения $\sum Q_{\text{пот}}^{\text{ко}}$, $\sum Q_{\text{пот}}^{\text{п}}$ из (28) (29) и используя обозначения (30), получаем:

$$\begin{aligned}
 (LD_k - D_{\text{по}})(i_k - i_2') + r_1(LD_k - D_{\text{по}})(i_0^k - i_2') + r_1 D_k F + \\
 + r_1 D_{\text{по}}(i_0^k - i_{\text{по}}) + (1 - \eta_{rk})[D_k B - D_{\text{по}}(i_{\text{по}} - i_k)] = \\
 = D_n(i_n - i_2)(1 + r_2) + r_2 D_n K(i_0^n - i_n) + r_2 D_n C + \\
 + (1 - \eta_{rn}) D_n A
 \end{aligned} \tag{31}$$

Вводя обозначения (30) в выражение (27), находим

$$D_k = D_n \frac{A}{B} \cdot \frac{\eta_{rn}}{\eta_{rk}} + D_{\text{по}} \frac{i_{\text{по}} - i_k}{B} \tag{32}$$

Из выражения (32) исключим $D_{\text{по}}$.

Пар, уходящий в отбор, покрывает то же тепловое потребление, что и пар, используемый от противодавленческой турбины. Обе турбины выдают тепловому потребителю пар одинакового давления и получают обратно конденсат при одинаковом теплосодержании i_2 .

Это выражается записью

$$(1 + r_1) D_{\text{по}}(i_{\text{по}} - i_2) = (D_n - D_n)(i_n - i_2)(1 + r_2); \tag{33}$$

$$D_{\text{по}} = (1 + r_2) \frac{D_n - D_n}{1 + r_1} \cdot \frac{i_n - i_2}{i_{\text{по}} - i_2} = M(D_n - D_n). \tag{34}$$

Подставляя в выражение (32) значение $D_{\text{по}}$ из (34), имеем

$$D_k = D_n \frac{A}{B} \cdot \frac{\eta_{rn}}{\eta_{rk}} + M(D_n - D_n). \tag{35}$$

В уравнение (31) введем значение D_k из (35) и после ряда преобразований получим

$$D_n \frac{A}{B} \left\{ \frac{\eta_n}{\eta_k} \left[L(i_k - i_2') + r_1 L(i_0^k - i_2') + r_1 F + B \right] - B \right\} + \\ + D_n M \left\{ \left(L \frac{i_{no} - i_k}{B} - 1 \right) \cdot \left[(i_k - i_2') + r_1 (i_0^k - i_2') \right] + r_1 \left[\frac{i_{no} - i_k}{B} F + (i_0^k - i_{no}) \right] \right\} - \\ - D_n r_2 \left[K(i_0^n - i_n) + C \right] = D_n (i_n - i_2)(1 + r_2) + \\ + D_n M \left\{ \left(L \frac{i_{no} - i_k}{B} - 1 \right) \left[(i_k - i_2') + r_1 (i_0^k - i_2') \right] + r_1 \left[\frac{i_{no} - i_k}{B} F + (i_0^k - i_{no}) \right] \right\}$$

Обозначим

$$\mu = M \left\{ \left(L \frac{i_{no} - i_k}{B} - 1 \right) \left[(i_k - i_2') + r_1 (i_0^k - i_2') \right] + r_1 \left[\frac{i_{no} - i_k}{B} F + (i_0^k - i_{no}) \right] \right\} \quad (36)$$

$$\epsilon = \frac{D_n}{D_n} = \\ = \frac{(i_n - i_2)(1 + r_2) + \mu}{\frac{A}{B} \left\{ \frac{\eta_n}{\eta_k} \left[L(i_k - i_2') + r_1 L(i_0^k - i_2') + r_1 F + B \right] - B \right\} - r_2 \left[K(i_0^n - i_n) + C \right] + \mu}. \quad (37)$$

В формуле (37) произведем следующие преобразования:

$$L(i_k - i_2') + B = (i_0^k - i_2') - \sum \alpha_{mo}(i_{mo} - i_2'); \\ r_1 L(i_0^k - i_2) + r_1 F = r_1 \left[(i_0^k - i_2') - \sum \alpha_{mo}(i_{mo} - i_2') \right]; \\ r_2 \left[K(i_0^n - i_n) + C \right] = r_2 \left[(i_0^n - i_n) - \sum \alpha_{mn}(i_{mn} - i_n) \right].$$

Следовательно, выражение, стоящее в квадратных скобках знаменателя (37),

$$[L(i_k - i_2') + B + r_1 L(i_0^k - i_2') + r_1 F] = \\ = \left[(i_0^k - i_2') - \sum \alpha_{mo}(i_{mo} - i_2') \right] (1 + r_1).$$

Обозначив

$$\sum \alpha_{mo}(i_{mo} - i_2') = R, \quad (38)$$

можем написать выражение для ϵ в виде

$$\epsilon = \frac{(i_n - i_2)(1 + r_2) + \mu}{\frac{A}{B} \left\{ \frac{\eta_n}{\eta_k} \left[(i_0^k - i_2') - R \right] (1 + r_1) - B \right\} - r_2 A + \mu}, \quad (39)$$

где для краткости записи использованы обозначения (30), (36), (38).

Путем простейших преобразований знаменателя формулы (39) получим

$$\varepsilon = \frac{(i_n - i_2)(1 + r_2) + \mu}{\frac{A}{B} \cdot \frac{\eta_{1n}}{\eta_{1k}} \left[(i_0^* - i_2') - R \right] (1 + r_1) - A(1 + r_2) + \mu}. \quad (40)$$

Из формул (39), (40) можно получить частные формулы для критического значения ε в случае, если подвергаются сравнению две более простых установки. Покажем это.

Пусть, например, сравниваются варианты энергоснабжения от противодавленческой турбины и турбины с отбором пара. Начальные параметры пара в обоих вариантах одинаковы. Обе турбины работают без регенеративного подогрева воды (рис. 10).

В этом случае формула (39) легко может быть приведена к виду

$$\varepsilon = \frac{(i_n - i_2)(1 + r_2) + \mu}{\frac{i_0 - i_n}{i_0 - i_k} \left[\frac{\eta_{1n}\eta_{1n}}{\eta_{1k}\eta_{1k}} (i_0 - i_2')(1 + r_1) - (i_0 - i_k) \right] - r_2(i_0 - i_n) + \mu}, \quad (41)$$

потому что

$$i_0^* = i_0^n = i_0,$$

$$A = i_0 - i_n,$$

$$B = i_0 - i_k,$$

$$R = 0,$$

поскольку нерегулируемые отборы пара отсутствуют.

В данном случае:

$$\mu = M \left\{ \left(\frac{i_{no} - i_k}{i_0 - i_k} - 1 \right) \left[(i_k - i_2') + r_1(i_0 - i_2') \right] + r_1(i_0 - i_{no}) \right\},$$

так как

$$F = 0,$$

$$L = 1,$$

Из формулы (41) легко получить уже известную нам формулу (22).

Если отбор пара отсутствует, т. е. сравниваются варианты, рассмотренные при выводе формулы (22), то

$$D_{no} = 0.$$

Из (34) следует, что в этом случае и

$$M = \frac{D_{no}}{D_n - D_k} = 0.$$

Следовательно, $\mu = 0$.

Таким образом, формула (41) в данном случае превратится в формулу (22).

К тому же выводу можно было бы прийти, взяв за исходную и непосредственно формулу (39).

Мы воздерживаемся от приведения частных формул для ε , получаемых при сравнении разных комбинаций вариантов энергоснабжения, так как гораздо проще при расчетах пользоваться общей формулой (39) или (40), вычисляя значения входящих в нее величин A , B , R , μ применительно к рассматриваемой конкретной паре вариантов.

Для того, чтобы установить конкурентоспособность противодавленческой турбины по сравнению с турбиной, имеющей промежуточный от-

бор пара, исследуем формулу (41), написанную для того случая, когда каждая из двух сравниваемых установок не имеет в схеме регенеративного подогрева воды, т. е. является простейшей.

Само собою разумеется, турбине с противодавлением легче конкурировать с турбиной чисто конденсационного типа, чем с турбиной, имеющей промежуточный отбор пара. В соответствии со сказанным, критическое значение $\frac{D_n}{D_k} = \epsilon$ во втором случае должно быть больше, чем в первом.

Посмотрим, как это увязывается с формулами (41) и (22).

Подвергнем рассмотрению многочленное выражение, стоящее и в числителе и в знаменателе, обозначенное μ —

$$\mu = M \left\{ \left(\frac{i_{no} - i_k}{i_0 - i_k} - 1 \right) \left[(i_k - i_2') + r_1 (i_0 - i_2') \right] + r_1 (i_0 - i_{no}) \right\}.$$

Нетрудно показать, что при подсчете этого выражения мы всегда будем получать отрицательную величину, т. е. и числитель и знаменатель выражения (41) будут на эту величину меньше, чем числитель и знаменатель формулы (22). В силу этого при подсчетах ϵ по формуле (41) получим большие значения, чем при подсчете этой величины по формуле (22).

Чтобы показать, насколько безнадежна для противодавленческой турбины конкуренция с турбиной, имеющей отбор пара, решим два численных примера, используя формулу (41).

Пример 5. Определить критическое значение ϵ при сравнении двух установок. Одна из них имеет противодавленческую турбину, характеризуемую цифрами примера 1; другая представлена турбиной с отбором пара; процесс этой турбины изображен схематически на рис. 10. При нанесении процесса принято, что ЧВД имеет $\eta_{oi} = 0,69$; ЧНД — $\eta_{oi} = 0,80$; начальные параметры те же, что и у противодавленческой турбины ($p_0 = 29 \text{ ата}$; $t_0 = 400^\circ\text{C}$); давление в конденсаторе $p_k = 0,04 \text{ ата}$, отбор пара производится при давлении $1,2 \text{ ата}$; $r_1 = r_2 = 0,06$. Механические к.п.д. и к.п.д. генератора у обеих турбин одинаковы.

Для решения задачи берем формулу (41).

По цифрам примера 1 (для противодавленческой турбины) и по процессу турбины с отбором пара находим:

$$i_n - i_2 = 651 - 104 = 547 \text{ кал/кг},$$

$$i_{no} - i_2 = 660 - 104 = 556 \text{ кал/кг},$$

$$i_{no} - i_k = 660 - 568 = 92 \text{ кал/кг},$$

$$i_0 - i_k = 774 - 568 = 206 \text{ кал/кг},$$

$$i_k - i_2' = 568 - 29 = 539 \text{ кал/кг},$$

$$i_0 - i_2' = 774 - 29 = 745 \text{ кал/кг},$$

$$i_0 - i_{no} = 774 - 660 = 114 \text{ кал/кг},$$

$$i_0 - i_n = 774 - 651 = 123 \text{ кал/кг}.$$

Вычисляем значение μ

$$\mu = \frac{1 + 0,06}{1 + 0,06} \cdot \frac{547}{556} \left[\left(\frac{92}{206} - 1 \right) (539 + 0,06 \cdot 745) + 0,06 \cdot 114 \right] = -311;$$

$$\epsilon = \frac{547 (1 + 0,06) - 311}{123 [(1 + 0,06) \cdot 745 - 206] - 0,06 \cdot 114 - 311} \cong 8,8.$$

Таким образом, для того чтобы противоавленческая турбина была равноценна турбине с отбором пара, при взятых конкретных условиях процесса, необходимо использовать

$$\frac{\epsilon - 1}{\epsilon} = \frac{8,8 - 1}{8,8} = 0,887 \text{ от количества пара, поступающего}$$

в противоавленческую турбину для покрытия электрической нагрузки.

Как видим, несмотря на громоздкий внешний вид формулы (41), подсчеты по ней чрезвычайно просты и отнимают очень немного времени.

Пример 6. Определить критическое значение ϵ при сравнении двух установок. Одна из них имеет противоавленческую турбину с тем же η_{oi} , что и в примере 2 ($\eta_{oi} = 0,745$); другая представлена турбиной с отбором пара; начальные параметры обеих турбин одинаковы: $p_0 = 29 \text{ атa}$; $t_0 = 400^\circ\text{C}$. Противоавление 6 атa ; отбор пара при том же давлении. Давление в конденсаторе турбины с отбором пара $p_k = 0,04 \text{ атa}$; $r_1 = r_2 = 0,06$;

Процесс турбины с отбором пара схематически изображен на рис. 10. При этом

$$i_{no} = 709 \text{ кал/кг}; i_k = 558 \text{ кал/кг}; i_2' = 29 \text{ кал/кг}, \\ i_0 = 774 \text{ кал/кг}; i_2 = 159 \text{ кал/кг}.$$

Для противоавленческой турбины

$$i_0 = 774 \text{ кал/кг}; i_n = 703 \text{ кал/кг}.$$

Определяем необходимые нам величины

$$i_n - i_2 = 703 - 159 = 544 \text{ кал/кг}, \\ i_{no} - i_2 = 709 - 159 = 550 \text{ кал/кг}, \\ i_{no} - i_k = 709 - 558 = 151 \text{ кал/кг}, \\ i_0 - i_k = 774 - 558 = 216 \text{ кал/кг}, \\ i_0 - i_2' = 774 - 29 = 745 \text{ кал/кг}, \\ i_k - i_2' = 558 - 29 = 529 \text{ кал/кг}, \\ i_0 - i_{no} = 774 - 709 = 65 \text{ кал/кг}, \\ i_0 - i_n = 774 - 703 = 71 \text{ кал/кг}.$$

Регенерация отсутствует.

$$r = \frac{1 + 0,06}{1 + 0,06} \cdot \frac{544}{550} \left[\left(\frac{151}{216} - 1 \right) (529 + 0,06 \cdot 745) + 0,06 \cdot 65 \right] = -167;$$

$$\epsilon = \frac{544(1 + 0,06) - 167}{\frac{71}{216} [(1 + 0,06) 745 - 216] - 0,06 \cdot 71 - 167} = 23,2;$$

Следовательно, для возможности конкурировать с турбиной, имеющей отбор пара, противоавленческая турбина должна быть поставлена в такие условия, при которых

$$D_n' = \frac{\epsilon - 1}{\epsilon} D_n' = \frac{23,2 - 1}{23,2} D_n' = 0,965 D_n',$$

т. е. на нужды теплового потребления должно использоваться не менее 96,5% от всего количества пара, прошедшего через турбину.

Вывод, который мы должны сделать из сопоставления цифр, полученных в результате решения примеров 5 и 6, совершенно естественен: чем выше давление пара, потребляемого тепловыми абонентами, тем труднее приходится противоавтоматической турбине в конкуренции с турбиной с отбором пара.

Второй вывод может быть еще определеннее. Только в исключительно редких случаях, практически тогда, когда тепловое потребление больше, чем необходимое для выработки всей электрической энергии, турбина с противоавтоматическим давлением выгоднее турбины с отбором пара.

Таким образом, уже на примере сравнения простейшей установки с отбором пара и противоавтоматической выявилась неконкурентоспособность противоавтоматической турбины. Поэтому нет смысла проводить сравнение установок этого типа, усложненных регенеративным подогревом.

Посмотрим, как влияет наличие регенеративного подогрева воды на критическое значение ϵ при сравнении вариантов раздельного энергоснабжения и энергоснабжения от противоавтоматической турбины; для этого обратимся к численному примеру.

Пример 7. Определить, какой из вариантов—раздельное энергоснабжение или энергоснабжение от противоавтоматической турбины будет выгоднее, взяв цифры, характеризующие электрическую и тепловую нагрузку из примера 3.

Изменениями, вносимыми в условия этого примера, является то обстоятельство, что конденсационная турбина работает с регенерацией по схеме рис 8. Рассматривается идеальный случай, когда потерь конденсата нет.

Конденсационная турбина характеризуется следующими цифрами:

$$p_0 = 29 \text{ ата}; t_0 = 400^\circ\text{C}; \eta_{\text{отк}} = 0,765; r_1 = 0,08;$$

$$i_0 = 774 \text{ кал/кг}; \eta_{\text{гк}} = 0,94; \eta_{\text{мк}} = 0,98;$$

отбор пара на подогрев воды производится в трех точках при 4,5 ата, 1,2 ата, 0,3 ата; соответственно этому, нанося процесс в i — s диаграмме, находим

$$i_{10} = 700 \text{ кал/кг}; i_{20} = 655 \text{ кал/кг}; i_{30} = 615 \text{ кал/кг};$$

$$i_1 = 148 \text{ кал/кг}; i_{11} = 104 \text{ кал/кг}; i_{111} = 68,6 \text{ кал/кг}$$

Для противоавтоматической турбины характеристики те же, что и в предшествующих примерах.

Для определения критического значения ϵ используем формулу (39), положив в ней по заданию $\mu = 0$ и $\frac{\eta_{\text{п}}}{\eta_{\text{к}}} = 1$.

Определяем величины, входящие в эту формулу:

$$\alpha_{10} = \frac{i_1 - i_{11}}{i_{10} - i_{11}} = \frac{148 - 104}{700 - 104} = 0,0735 \text{ кг/кг};$$

$$\alpha_{20} = \frac{(1 - \alpha_{10})(i_{11} - i_{111})}{i_{20} - i_{111}} = \frac{(1 - 0,0735)(104 - 68,6)}{655 - 68,6} = 0,0565 \text{ кг/кг};$$

$$\alpha_{30} = \frac{(1 - \alpha_{10} - \alpha_{20})(i_{111} - i_2')}{i_{30} - i_2'} = \frac{(1 - 0,0735 - 0,0565)(68,6 - 29)}{615 - 29} = 0,0584 \text{ кг/кг}.$$

Из предшествующих примеров имеем

$$i_a - i_2 = 651 - 104 = 547 \text{ кал/кг}; A = 774 - 651 = 123 \text{ кал/кг}; i_0 - i_k = \\ = 774 - 564 = 210 \text{ кал/кг}.$$

На основе имеющихся цифр находим:

$$\alpha_{10}(i_{10} - i_k) = 0,0734(700 - 564) = 10 \text{ кал/кг};$$

$$\alpha_{20}(i_{20} - i_k) = 0,0565(655 - 564) = 5,15 \text{ кал/кг};$$

$$\alpha_{30}(i_{30} - i_k) = 0,0584(615 - 564) = 2,99 \text{ кал/кг};$$

$$\Sigma \alpha_{mo}(i_{mo} - i_k) = 18,14 \text{ кал/кг};$$

$$B = (i_0 - i_k) - \Sigma \alpha_{mo}(i_{mo} - i_k) = 210 - 18,14 = 191,86 \cong 192 \text{ кал/кг};$$

$$\alpha_{10}(i_{10} - i_2') = 0,0735(700 - 29) = 49,3 \text{ кал/кг};$$

$$\alpha_{20}(i_{20} - i_2') = 0,0565(655 - 29) = 35,4 \text{ кал/кг};$$

$$\alpha_{30}(i_{30} - i_2') = 0,0584(616 - 29) = 34,2 \text{ кал/кг};$$

$$\Sigma \alpha_{mo}(i_{mo} - i_2') = R = 118,9 \text{ кал/кг};$$

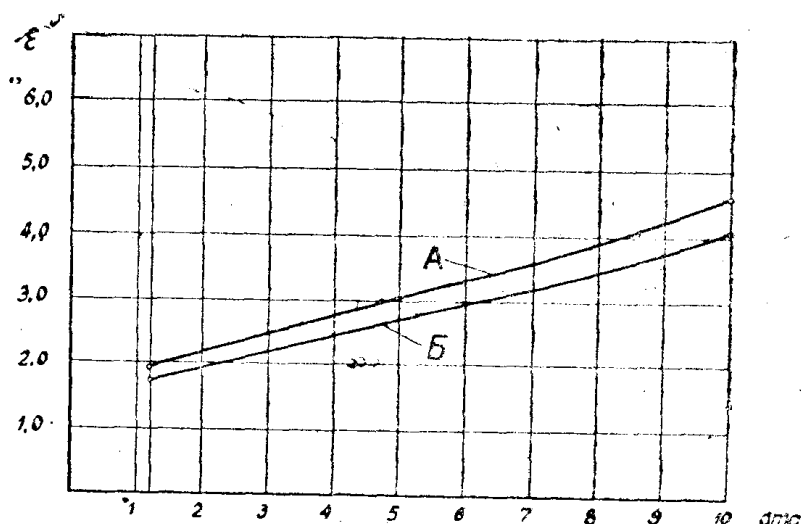
$$(i_0 - i_2') - R = 774 - 29 - 118,9 = 626,1 \text{ кал/кг};$$

$$\varepsilon = \frac{547,106}{\frac{123}{192} [626(1 + 0,08) - 192] - 0,06 \cdot 123} = 1,92.$$

Из примера 3 видим, что фактическое отношение

$$\varepsilon_{\text{факт}} = \frac{D_n'}{D_n} = 1,9.$$

Поскольку $\varepsilon_{\text{факт}} < \varepsilon$, вариант противодавленческой турбины теплотехнически представляется невыгодным. Правда, различие $\varepsilon_{\text{факт}}$ и ε таково, что практически оба варианта, с теплотехнической точки зрения, можно считать равноценными. При этом около 12 *тн/час* пара, выходящего из



Противодавление

Рис. 13

противодавленческой турбины (при полном часовом расходе ~ 23 *тн/час*) не будет использовано.

Как выяснено выше, критическое значение ε в значительной степени зависит от величины противодавления в противодавленческой турбине.

На рис. 13, 14 приведены зависимости $\varepsilon = f(p_n)$ и $\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} = \varphi(p_n)$. При построении этих кривых, помеченных буквой А, характеристики конденса-

ционной турбины взяты из примера 7, т. е. учтено то обстоятельство, что конденсационная турбина работает с регенерацией. Для противоав-
ленческой турбины взяты те же условия, что и для построения кривых

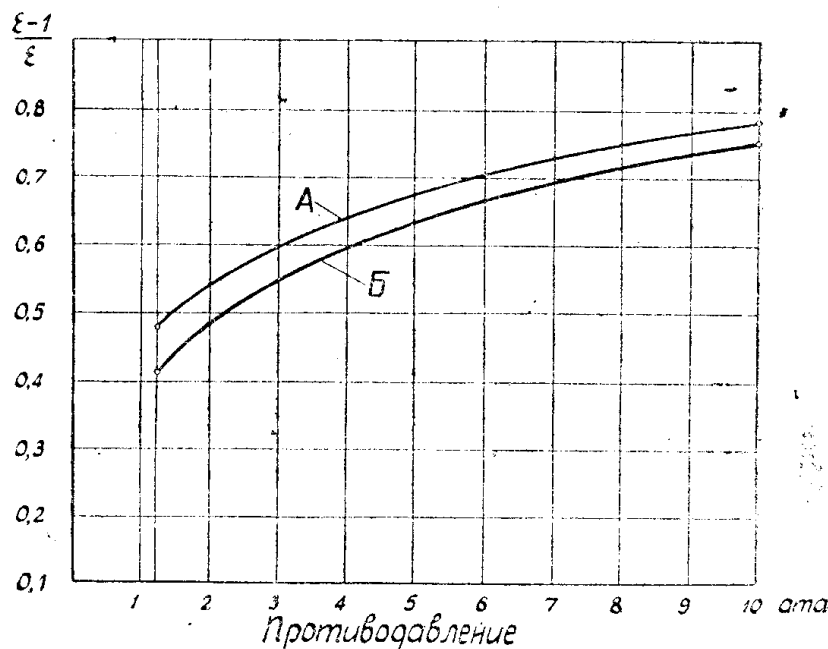


Рис. 14

И на рис. 6, 7. В частности, принято, что к. п. д. турбины не зависит от величины противоав-
ления,

Для того, чтобы нагляднее представить себе влияние регенерации конденсационной турбины на $\epsilon, \frac{\epsilon-1}{\epsilon}$, на рис. 13, 14 перенесены кривые I с рис. 6, 7. Эти кривые помечены буквой Б.

Общее выражение к.п.д. для различных теплосиловых установок

Аналитические исследования, проведенные в предшествующих разделах, дают нам возможность предложить свое решение в отношении технического показателя теплосиловой установки, характеризующего ее с точки зрения экономичности расхода тепла, т. е. в конечном итоге расхода топлива.

Беря какой угодно промежуток времени (час, сутки, месяц, год), мы можем, для чисто силовой установки, написать

$$\eta_{\epsilon} = \frac{860 \mathcal{E}}{Q_{\tau}}; \quad (42)$$

здесь $\mathcal{E}$ — выработка электрической (механической) энергии в *квч* за рассматриваемый период времени;

Q_{τ} — тепло, содержащееся в топливе, сожженном под котлами (в случае паровых двигателей) или в цилиндрах двигателя за тот же промежуток времени.

η_{ϵ} — экономический к.п.д. силовой установки.

Для экономического к.п.д. теплосиловой установки представляется совершенно логичным написать

$$\eta_{\epsilon} = \frac{860 \mathcal{E} + W}{Q_{\tau}}, \quad (43)$$

где Δ , Q_t имеют то же значение, что и в формуле (42), а W — количество тепла, использованного тепловыми потребителями за тот же отрезок времени.

В последние годы вопрос о формуле для определения к.п.д. теплосиловых установок явился объектом очень многих предложений относительно структуры формулы для к.п.д. [8—11]. Наряду с этим проводилась работа по созданию формул для определения удельного расхода топлива на отпущенную мегакалорию и на отпущенный киловаттчас как для отдельных теплосиловых установок [8, 10], так и для сложных электроэнергетических систем [12]. Путь к формулам для определения удельного расхода топлива на мегакалорию или киловаттчас лежит опять-таки через к.п.д. установки.

Мы сразу определим свою позицию в этом вопросе. По нашему мнению, безусловно прав проф. И. Н. Бутаков, защищающий необходимость применения приведенной выше формулы (43) для любой теплосиловой установки, как бы она ни была сложна по своей структуре.

И безусловно неправ проф. М. М. Хазен, предлагающий в своей работе [11] новый метод оценки совершенства паросиловых установок путем сравнения их с „образцовой“ установкой, имеющей определенные и строго оговоренные условия работы. Путь изучения процесса, при помощи сравнения этого процесса со специально сконструированным идеальным циклом, не представляет собою что-нибудь необычайное. Этот метод широко используется технической термодинамикой. И с этой стороны мы не имели бы права упрекнуть проф. М. М. Хазена. Но путь, избранный им, неудачен и не приводит к успеху. На страницах нашей периодической печати уже были опубликованы замечания отдельных представителей советской науки [8, 13], обращавших внимание на туманность и путанность работы М. М. Хазена, приводящие подчас к тому, что он сам отказывается от им же данных определений.

Метод Хазена мы отвергаем целиком, и если задерживаемся на нем, то делаем это только потому, что хотим отдельные положения Хазена, положения неправильные, использовать для противопоставления нашим предпосылкам по конструированию общего выражения для к.п.д. теплосиловых установок.

Ни проф. Бутаковым, ни проф. Яновским критика работы Хазена не была доведена до конца. Между тем, довести до конца ее нетрудно. Для этого достаточно показать, что Хазен делает ошибку уже в предпосылках. Вскрытие этой ошибки поможет понять наши представления по вопросу о к.п.д. Из последних соображений мы и находим необходимым остановиться на исходной ошибке М. М. Хазена.

Отвергнув формулу (43), как непригодную, Хазен пишет следующее: „Для получения показателя, отражающего действительные условия работы, надо учесть, что из двух теплофикационных установок с противодействием является более совершенной та, которая при одинаковых расходах тепла и одинаковой отдаче тепловой энергии для нужд теплового потребления дает большее количество электрической энергии, и одновременно учесть влияние как параметров пара, так и технического совершенства оборудования“.

Попробуем иллюстрировать сказанное Хазеном графически (рис. 15).

За счет чего в одной из сравниваемых установок может быть получено большее количество электрической энергии? К обеим установкам подводится одинаковое количество тепла. Передается тепловому потребителю (т. е. заключается в отработавшем паре) в обоих случаях одинаковое количество тепла. Остаются на выработку электрической энергии, очевидно, одинаковые количества тепла. Значит, внутренняя работа турбин в обоих случаях должна быть одинаковой. Иной вывод невозможен.

Следовательно, если одна из двух сравниваемых установок вырабатывает большее количество электрической энергии, то это возможно только за счет того, что она имеет меньшие электрические и механические потери.

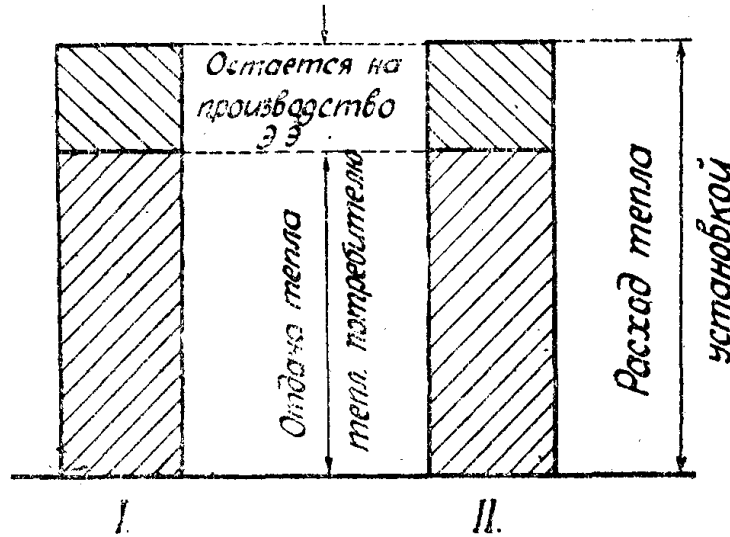


Рис. 15

Значит, при той формулировке условий, которая дается Хазеном критерием совершенства установки будет произведение $\eta_m \cdot \eta_r$.

Действительно, с каждого килограмма пара на выработку электрической энергии затрачивается

$$(i_0 - i_{1t}) \eta_{oi} \text{ кал/кг,}$$

превращается в электрическую энергию

$$(i_0 - i_{1t}) \eta_{oi} \cdot \eta_m \eta_r$$

и, таким образом, отношение

$$\eta = \frac{(i_0 - i_{1t}) \eta_{oi} \eta_m \eta_r}{(i_0 - i_{1t}) \eta_{oi}} = \eta_m \eta_r \quad (44)$$

характеризует совершенство противоаварийной установки. Но против этого сам Хазен возражает, называя выражение (44) необоснованным и нерациональным.

Мы не имеем расхождений с Хазеном по последнему суждению. Однако нам кажется, что проф. Хазен сам себе противоречит. Неправильно сформулировав исходные предпосылки, он, конечно, не может получить и правильного решения задачи.

Самая постановка вопроса Хазеном неправильна. Поскольку паросиловая установка обслуживает определенную группу потребителей, для нее существует определенное соотношение между количеством тепла, расходуемым на покрытие электрической нагрузки, и количеством тепла, расходуемым на удовлетворение теплового потребления. Поставим на ее место другую паросиловую установку. От этого обстановка работы не изменится, но экономичность работы в обоих случаях будет, вообще говоря, различна.

Учитывая сказанное, можно сформулировать задачу нахождения показателя, отражающего экономичность работы теплосиловой установки, следующими словами: из нескольких теплофикационных установок более совершенной является та, которая, покры-

вая заданное тепловое потребление и обеспечивая заданную электрическую выработку, расходует меньшее количество тепла.

В заданных конкретных условиях должна оказаться наиболее выгодной какая-то вполне определенная установка, тип и параметры которой в основном определяются конкретными условиями работы, т. е. степенью увязки тепловой и электрической нагрузок. Нам кажется, что наша формулировка правильна. В ней, конечно, не содержится ничего нового. По существу она является отражением формулы (43), тем не менее, мы считаем необходимым ее пояснить.

Рассмотрим сначала паросиловую установку только в части, непосредственно связанной с отдачей электрической и тепловой энергии потребителю, т. е. машинный зал.

Расценивая совершенство установки в соответствии с нашей формулировкой и не принимая пока во внимание потери котельной и паропровода, мы можем иллюстрировать свои мысли при помощи рис. 16. На этом ри-

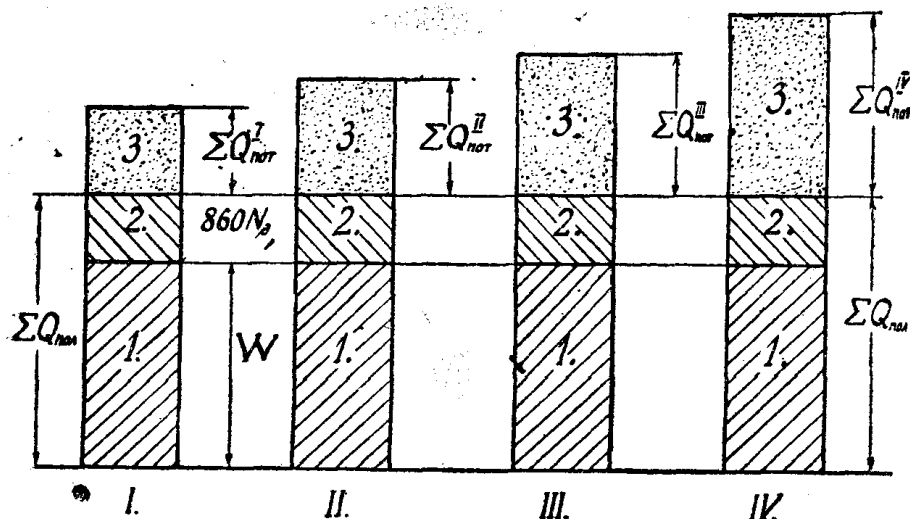


Рис. 16

сунке показано распределение тепла в различных теплосиловых установках, поставленных в одинаковые условия с точки зрения необходимости покрытия одинаковых тепловой и электрической нагрузок. Тепло, затраченное для получения теплоносителя при начальных параметрах, распределяется по следующим статьям расхода:

1. Тепло, отданное для покрытия теплового потребления W .
2. Тепло, преобразованное в электрическую энергию (для покрытия электрической нагрузки района) $860 N_э$.
3. Специфические потери установки, включая сюда и электрические собственные нужды.

Какими бы путями ни были покрыты тепловое потребление и электрическая нагрузка района, количество использованного для этих целей тепла не изменится, не может измениться. Это не зависит от проектировщика станции или от конструктора машины. Это количество тепла определяется только наличием определенного круга абонентов, тепловых и электрических. Специфические потери установки определяются, наоборот, типом выбранного оборудования (мы говорим пока о машинном зале). Соответствие выбранного типа машины конкретным условиям работы оказывает прямое воздействие и на специфические потери установки.

В конденсационной установке такими специфическими потерями будут в основном:

- 1) потеря в конденсаторе;
- 2) потеря на обеспечение собственных нужд;
- 3) механические и электрические потери.

Для противодавленческой установки специфические потери складываются из следующих главных статей:

- 1) потеря с лишним паром, прошедшим через турбину, но не могущим быть использованным из-за недостаточности тепловой нагрузки;
- 2) потеря на обеспечение собственных нужд;
- 3) механические и электрические потери.

Будет ли правильной приведенная выше формулировка вопроса? Думается, что это так. Ведь, нужно снабдить район теплом и электроэнергией, израсходовав при этом минимально возможное количество топлива. При последнем условии с теплотехнической точки зрения будет получен оптимум.

Конкретные условия определяют тип установки. Конкретные условия определяют и ее экономичность.

Пусть в основу сооружения агрегата положены сколь угодно выгодные теоретические предпосылки, но конкретные условия работы не подходят для этого типа установки. Неувязка сейчас же отразится на специфических потерях установки и приведет к ухудшению технического показателя, характеризующего степень использования тепла. Следовательно, на основе высказанных соображений технический показатель совершенства установки должен быть составлен по такому принципу:

$$\eta_{\text{т}} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1 + Q_2 + Q_3}, \quad (45)$$

или в более полной форме

$$\eta_{\text{т}} = \frac{\Sigma Q_{\text{пол}}}{\Sigma Q_{\text{пол}} + \Sigma Q_{\text{пот}}}. \quad (46)$$

Число членов в числителе и знаменателе выражения (46) мы ничем не ограничиваем. Это позволяет учитывать по формуле (46) не только совершенство работы отдельной машины или установки, но и одновременную работу сколь угодно большого числа самых разнообразных установок, обслуживающих рассматриваемый район потребления. Нужно только каждый раз, внося дополнение в числитель, внести соответствующее дополнение и в знаменатель формулы (46).

Обратимся теперь к рассмотрению паросиловой установки в целом. Для экономического к.п.д. такой установки в целом пишут формулу

$$\eta_{\text{э}} = \eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ку}}, \quad (47)$$

где $\eta_{\text{т}}$ — к.п.д. машинного зала,

$\eta_{\text{п}}$ — к.п.д. паропровода,

$\eta_{\text{ку}}$ — к.п.д. котельной установки.

Формула (47) вполне удобна для пользования. Поэтому против ее применения возразить ничего нельзя.

Ничто не мешает нам и для к.п.д. паропровода написать выражение для $\eta_{\text{п}}$ в том же виде, как и для к.п.д. машинного зала

$$\eta_{\text{п}} = \frac{\Sigma Q_{\text{пол}} + \Sigma Q_{\text{пот}}}{\Sigma Q_{\text{пол}} + \Sigma Q_{\text{пот}} + \Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{пар}}}; \quad (48)$$

здесь значения $\Sigma Q_{\text{пол}}$, $\Sigma Q_{\text{пот}}$ те же, что и в формуле (46); $\Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{пар}}$ — объединяет все дополнительные потери на пути транспорта пара из котлов в машинный зал.

В $\Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{пар}}$ входят, очевидно:

- 1) потери от охлаждения паропровода;
 - 2) утечки пара из паропровода;
 - 3) расход пара на обдувку, продувку паропроводов и т. д.
- Для котельной установки, аналогично, можем написать:

$$\eta_{\text{ку}} = \frac{\Sigma Q_{\text{пол}} + \Sigma Q_{\text{пот}} + \Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{пар}}}{\Sigma Q_{\text{пол}} + \Sigma Q_{\text{пот}} + \Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{пар}} + \Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{ку}}},$$

$\Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{ку}}$ — объединяет все потери котельной установки, связанные с использованием тепла топлива на производство пара.

$\Sigma Q_{\text{пол}} + \Sigma Q_{\text{пот}} + \Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{пар}}$ есть количество тепла, затрачиваемое на производство пара в идеальной котельной установке, работающей без потерь, т. е. использующей все теплое топливо.

Ясно, что $\Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{ку}}$ опять-таки специфично для каждой котельной установки, равно как и $\Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{пар}}$ специфично для каждой установки.

Подставим значения $\eta_{\text{т}}$, $\eta_{\text{п}}$, $\eta_{\text{ку}}$ из (46), (48), (49) в выражение (47) для $\eta_{\text{э}}$

$$\eta_{\text{к}} = \frac{\Sigma Q_{\text{пол}}}{\Sigma Q_{\text{пол}} + \Sigma Q_{\text{пот}}} \cdot \frac{\Sigma Q_{\text{пол}} + \Sigma Q_{\text{пот}}}{\Sigma Q_{\text{пол}} + \Sigma Q_{\text{пот}} + \Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{пар}}} \cdot \frac{\Sigma Q_{\text{пол}} + \Sigma Q_{\text{пот}} + \Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{пар}}}{\Sigma Q_{\text{пол}} + \Sigma Q_{\text{пот}} + \Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{пар}} + \Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{ку}}}.$$

Отсюда, произведя сокращения, получим

$$\eta_{\text{э}} = \frac{\Sigma Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{пол}} + \Sigma Q_{\text{пот}} + \Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{пар}} + \Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{ку}}}, \quad (50)$$

но

$$\Sigma Q_{\text{пол}} = 860 \text{ Э} + W^1), \quad (51)$$

$$\Sigma Q_{\text{пол}} + \Sigma Q_{\text{пот}} + \Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{пар}} + \Sigma Q_{\text{пот}}^{\text{ку}} = Q_{\text{т}}. \quad (52)$$

Поэтому выражение (50) при подстановке значений числителя и знаменателя из (51), (52) превращается в

$$\eta_{\text{э}} = \frac{860 \text{ Э} + W}{Q_{\text{т}}},$$

т. е. в формулу (43).

¹⁾ При отнесении выработки энергии к 1 часу вместо Э нужно подставить $N_{\text{э}}$

Интересно отметить, что и в практической жизни теплосиловой установки промежуточные к.п.д. „сокращаются“, и мы судим о совершенстве работы установки в целом, сравнивая две цифры: использованное количество тепла и количество тепла, затраченное в виде топлива, исключая из рассмотрения промежуточные звенья.

И лишь когда необходимо поближе познакомиться с экономичностью работы этих звеньев, мы изучаем их в отдельности с целью обнаружить то звено, которое оказывает неблагоприятное влияние на к.п.д. всей установки.

Формулы (46), (48), (49) дают возможность анализировать по отдельности η_t , η_m , $\eta_{ку}$.

Наибольший интерес с точки зрения решения поставленной нами задачи сравнения экономичности различных вариантов энергоснабжения представляет исследование выражения (46) для η_t .

Заметим, что по существу почти все авторы, указанные в сноске на стр. 275, ограничивают задачу отыскания формулы для к.п.д. теплосиловой установки конструированием такой формулы для η_t , которая являлась бы универсальной и была бы пригодна для любого типа теплосиловой установки, как бы он ни был сложен. Нам представляется, что наша формула (46) является таким наиболее общим выражением для η_t .

Она одинаково пригодна как для обособленного агрегата, так и для сколь угодно большого числа агрегатов, входящих в систему, ибо в числителе и знаменателе мы можем суммировать какое угодно количество членов. На этом основании она будет пригодна для турбины с отбором пара, представляющей собою комбинацию двух разных типов машин (конденсационной и с противодавлением), бинарной установки. Она охватывает и такие установки, как установка Клода и Бушера. Для последнего типа установки исследование отдельно именно выражения для η_t представляет особый интерес, ибо здесь нет расхода топлива и формула (43) в общем виде не подходит. Она пригодна и для чисто силовой установки, представляющей собою частный случай теплофикационной установки при $W=0$.

Покажем, что эта универсальность, действительно, имеет место. Для этого, на основе формулы (46), найдем выражения для η_t в тех случаях, когда выражения эти известны и не вызывают возражений.

1. Конденсационная установка, вырабатывающая только электрическую энергию

Будем относить свои рассуждения к 1 часу. Это делается нами из тех соображений, что в предшествующих разделах мы сочли это наиболее удобным с точки зрения методической.

В данном случае

$$\Sigma Q_{\text{пол}} = 860 N_э;$$

$$\Sigma Q_{\text{пот}} = r_1 D_k (i_0 - i_2') + D_k (i_k - i_2') + (1 - \eta_m \cdot \eta_r) D_k (i_0 - i_k);$$

$$860 N_э$$

$$\eta_t = \frac{860 N_э}{860 N_э + D_k (i_k - i_2') + r_1 D_k (i_0 - i_2') + D_k (1 - \eta_m \eta_r) (i_0 - i_k)};$$

но

$$D_k (i_0 - i_k) \eta_m \eta_r = 860 N_э,$$

поэтому

$$\eta_t = \frac{860 N_э}{D_k (i_k - i_2') + D_k (i_0 - i_k) + r_1 D_k (i_0 - i_2')}.$$

$$\eta_t = \frac{860 N_э}{D_k (1 + r_1) (i_0 - i_2')}$$

(53)

Если пренебречь, как это обычно делается, расходом электроэнергии на собственные нужды, т. е. положить $r_1 = 0$,

$$\eta_T = \frac{860 N_3}{D_k(i_0 - i_2')}, \quad (54)$$

т. е. мы получаем обычное выражение для электрического к.п.д. реальной конденсационной установки.

Для произвольного отрезка времени, в течение которого отпущено $\Sigma k_{вч}$ и израсходовано D кг пара, при средневзвешенных значениях i_0, i_2', r_1 соответственно найдем:

$$\eta_T = \frac{860 \Sigma}{D(i_0 - i_2')(1 + r_1)}$$

и

$$\eta_T = \frac{860 \Sigma}{D(i_0 - i_2')}.$$

II. Противодавленческая установка, покрывающая тепловое и электрическое потребление по свободным графикам

Здесь

$$\Sigma Q_{пол} = 860 N_3 + W;$$

$$\Sigma Q_{пот} = D_n(1 + r_2)(i_n - i_2) + r_2 D_n(i_0 - i_n) + (1 - \eta_m \eta_T) D_n(i_0 - i_n);$$

$$\eta_T = \frac{860 N_3 + W}{860 N_3 + W + D_n(1 + r_2)(i_n - i_2) + r_2 D_n(i_0 - i_n) + (1 - \eta_m \eta_T) D_n(i_0 - i_n)}.$$

Но

$$860 N_3 = D_n(i_0 - i_n) \eta_m \eta_T;$$

$$W = (1 + r_2)(D_n - D_n)(i_n - i_2);$$

подставляя значения $860 N_3$ и W в знаменатель, находим:

$$\eta_T = \frac{860 N_3 + W}{D_n(i_0 - i_2)(1 + r_2)}, \quad (55)$$

где

$$W = (1 + r_2)(D_n - D_n)(i_n - i_2).$$

Возьмем предельные случаи:

1) тепловая и электрическая нагрузки вполне увязаны.

В этом случае

$$D_n = 0,$$

$$W = (1 + r_2) D_n(i_n - i_2),$$

$$860 N_3 = D_n(i_0 - i_n) \eta_m \eta_T$$

и

$$\eta_T = \frac{(i_0 - i_n) \eta_m \eta_T + (i_n - i_2)(1 + r_2)}{(i_0 - i_2)(1 + r_2)}. \quad (55')$$

Если $\eta_m \eta_T = 1, r_2 = 0$, то для такой идеальной установки получим

$$\eta_T = \frac{i_0 - i_2}{i_0 - i_2} = 1;$$

2) тепловая нагрузка отсутствует; турбина с противодавлением работает на (атмосферный) конденсатор, чтобы сохранить питательную воду и тепло, в ней заключенное.

$$\begin{aligned} D_n &= D_n; \\ W &= 0; \\ 860 N_3 &= D_n (i_0 - i_n) \eta_m \eta_r; \\ \eta_r &= \frac{860 N_3}{D_n (i_0 - i_2) (1 + r_2)}. \end{aligned} \quad (55'')$$

При работе на выхлоп η_r еще более снизится, ибо в формулу (55'') вместо i_2 придется подставить $i_{вн}$, теплосодержание воды, взятой из постороннего источника, причем, конечно,

$$i_{вн} < i_2.$$

III. Конденсационная установка с регенерацией, вырабатывающая только электрическую энергию

В этом случае

$$\begin{aligned} \Sigma Q_{пол} &= 860 N_3; \\ \Sigma Q_{пот} &= D_{кp} (1 - \Sigma \alpha_{mo}) (i_k - i_2') + r_1 D_{кp} (1 - \Sigma \alpha_{mo}) (i_0 - i_2') + r_1 D_{кp} \Sigma \alpha_{mo} (i_0 - i_{mo}) + \\ &+ (1 - \eta_m \eta_r) D_{кp} [(i_0 - i_k) - \Sigma \alpha_{mo} (i_{mo} - i_k)]; \\ \eta_r &= \frac{\Sigma Q_{пол}}{\Sigma Q_{пол} + \Sigma Q_{пот}}. \end{aligned}$$

Учитывая равенства:

$$\begin{aligned} 860 N_3 &= D_{кp} [(i_0 - i_k) - \Sigma \alpha_{mo} (i_{mo} - i_k)] \eta_m \eta_r; \\ D_{кp} (1 - \Sigma \alpha_{mo}) (i_k - i_2') + D_{кp} [(i_0 - i_k) - \Sigma \alpha_{mo} (i_{mo} - i_k)] &= \\ &= D_{кp} [(i_0 - i_2') - \Sigma \alpha_{mo} (i_{mo} - i_2')]; \\ r_1 D_{кp} (1 - \Sigma \alpha_{mo}) (i_0 - i_2') + r_1 D_{кp} \Sigma \alpha_{mo} (i_0 - i_{mo}) &= \\ &= r_1 D_{кp} [(i_0 - i_2') - \Sigma \alpha_{mo} (i_{mo} - i_2')]; \end{aligned}$$

можем записать для η_r

$$\eta_r = \frac{860 N_3}{D_{кp} [(i_0 - i_2') - \Sigma \alpha_{mo} (i_{mo} - i_2')] (1 + r_2)}. \quad (56)$$

При отсутствии регенерации

$$D_{кp} = D_k; \quad \Sigma \alpha_{mo} = 0$$

и формула (56) превращается в известную формулу (53).

Из формулы (56) нельзя сделать, однако, непосредственного вывода о том, что регенерация приводит к повышению η_r . Попробуем доказать последнее.

Для этого сравним η_r для двух турбинных установок, имеющих одинаковые начальные и конечные параметры, а также одинаковые η_m , η_r , η_{oi} .

Установка I. Работает без регенерации. Расход пара D_k .

Установка II. Работает с регенерацией. Расход пара $D_{кp}$.

Пусть обе установки покрывают одинаковую электрическую нагрузку района и имеют одинаковый относительный расход электроэнергии на собственные нужды— r_1 . Последнее, конечно, является упрощением, допускаемым нами намеренно. Этого упрощения можно было бы и не делать.

Для турбины без регенерации

$$N_3 = \frac{D_k (i_0 - i_k)}{860} \eta_m \eta_r.$$

Для турбины с регенерацией

$$N_{\text{э}}^p = \frac{D_k^p [(i_0 - i_k) - \Sigma \alpha_{mo}(i_{mo} - i_k)]}{860} \eta_m \eta_T;$$

$$N_{\text{э}}^k = N_{\text{э}}^p = N_{\text{э}};$$

поэтому

$$D_k(i_0 - i_k) = D_k^p [(i_0 - i_k) - \Sigma \alpha_{mo}(i_{mo} - i_k)],$$

отсюда

$$D_k^p = D_k \frac{i_0 - i_k}{(i_0 - i_k) - \Sigma \alpha_{mo}(i_{mo} - i_k)} \quad (57)$$

Для турбины, не имеющей регенерации

$$\eta_T^k = \frac{860 N_{\text{э}}}{D_k(i_0 - i_2')(1 + r_1)} \quad (53)$$

Для турбины, имеющей регенерацию

$$\eta_T^p = \frac{860 N_{\text{э}}}{D_k^p [(i_0 - i_2') - \Sigma \alpha_{mo}(i_{mo} - i_2')](1 + r_1)} \quad (56)$$

Разделим по частям выражение (53) на (56)

$$\frac{\eta_T^k}{\eta_T^p} = \frac{D_k^p [(i_0 - i_2') - \Sigma \alpha_{mo}(i_{mo} - i_2')]}{D_k(i_0 - i_2')}.$$

Подставляя значение D_k^p из (57), находим:

$$\frac{\eta_T^k}{\eta_T^p} = \frac{(i_0 - i_k) [(i_0 - \Sigma \alpha_{mo}(i_{mo} - i_2'))]}{(i_0 - i_2') [(i_0 - i_k) - \Sigma \alpha_{mo}(i_{mo} - i_k)]}$$

$$\eta_T^k = \eta_T^p \frac{(i_0 - i_k) [(i_0 - i_2') - \alpha_{mo}(i_{mo} - i_2')]}{(i_0 - i_2') [(i_0 - i_k) - \Sigma \alpha_{mo}(i_{mo} - i_k)]}; \quad (58)$$

$$\eta_T^k = \eta_T^p \frac{1 - \frac{\Sigma \alpha_{mo}(i_{mo} - i_2')}{i_0 - i_2'}}{1 - \frac{\Sigma \alpha_{mo}(i_{mo} - i_k)}{i_0 - i_k}}. \quad (59)$$

Из выражения (59) можно установить предельные случаи, при коих

$$\eta_T^k = \eta_T^p.$$

1) при отсутствии отборов пара на регенерацию.

$$\Sigma \alpha_{mo} = 0$$

и

$$\eta_T^k = \eta_T^p$$

2) если имеется подогрев паром, ответвленным до турбины, то вновь не получается никаких выгод.

$$\Sigma \alpha_{mo} = \alpha,$$

$$i_{mo} = i_0,$$

$$\eta_T^k = \eta_T^p \frac{1 - \alpha}{1 - \alpha} = \eta_T^p.$$

Вид широко известных кривых Ноака [16, 14] объясняется при помощи уравнения (59). (Предельный случай 2).

Если мы, например, хотим подогреть воду в смешивающем подогревателе, используя одну точку отвода пара, и ставим задачей получить температуру подогрева воды до температуры насыщения, отвечающей давлению пара в котле, то, очевидно, придется пар для этой цели отбирать, ответвляя его из паропровода, т. е. не пропуская через турбину. Как показано, никаких теплотехнических выгод от такого подогрева не будет.

Можно показать, что, за исключением рассмотренных двух предельных случаев, регенерация ведет к повышению η_T .

T

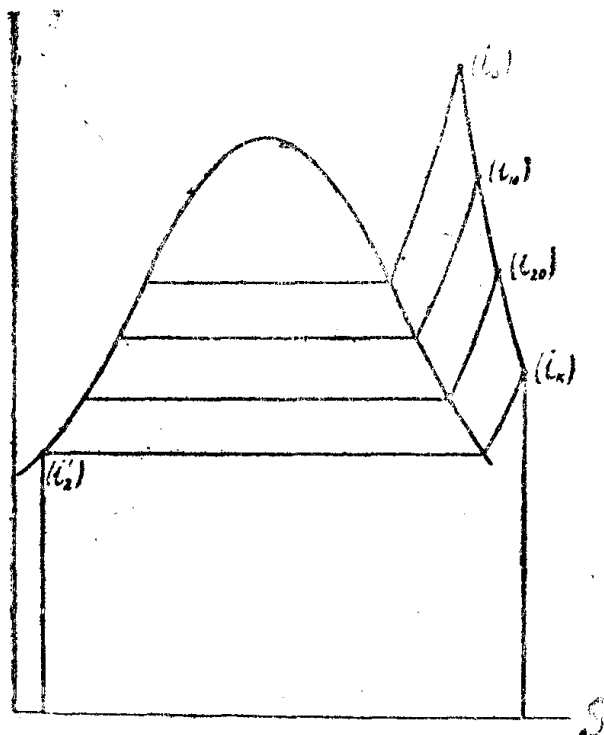


Рис. 17

Для того, чтобы было

$$\eta_T^p > \eta_T^k$$

необходимо условие:

$$1 - \frac{\Sigma \alpha_{mo} (i_{mo} - i_2')}{i_0 - i_2'} < 1 - \frac{\Sigma \alpha_{mo} (i_{mo} - i_k)}{i_0 - i_k}$$

или

$$\frac{\Sigma \alpha_{mo} (i_{mo} - i_2')}{i_0 - i_2'} > \frac{\Sigma \alpha_{mo} (i_{mo} - i_k)}{i_0 - i_k};$$

умножив обе части последнего неравенства на

$$\frac{i_0 - i_k}{\Sigma \alpha_{mo} (i_{mo} - i_2')}$$

как на величину заведомо положительную, находим

$$\frac{i_0 - i_k}{i_0 - i_2'} > \frac{\Sigma \alpha_{mo} (i_{mo} - i_k)}{\Sigma \alpha_{mo} (i_{mo} - i_2')}. \quad (60)$$

Последнее же неравенство всегда существует в силу 2-го начала термодинамики, поскольку любое из значений i_{mo} меньше i_0 . Это неравенство имеет место даже в том случае, если одно из значений i_{mo} равно i_0 , при числе отборов на регенерацию больше чем один (рис. 17)¹⁾.

Это опять дает пояснение характера протекания кривых Ноака, построенных для числа отборов на регенерацию большего чем единица. Кривые имеют только одну нулевую точку, отвечающую отсутствию отборов на регенеративный подогрев воды. При подогреве воды до температуры насыщения последовательно в нескольких подогревателях, питаемых паром из нескольких точек отбора, мы всегда будем иметь выигрыш от регенерации, хотя последний по ходу воды подогреватель и будет снабжаться острым котельным паром.

Ясно, что этот последний подогреватель не будет давать никакой выгоды с теплотехнической точки зрения и на применение его итти не следует.

¹⁾ Существование неравенства (60) может быть доказано и формально.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сборник „Успехи тепловой техники“ Химтехиздат. Ленинград, 1924 г., стр. 214.
2. А. В. Щегляев. Регулирование паровых турбин. ОНТИ, 1938, стр. 312.
3. Б. М. Якуб. Теплоэлектроцентрали. Энергоиздат, 1933.
4. Б. М. Якуб. Тепловые электрические станции. ГОНТИ, 1938.
5. К. Цитеман. Расчет и конструирование паровых турбин. Перев. с нем. под ред. А. Ю. Винблада. Энергоиздат, 1933.
6. Г. Хидль. Диаграммы расходов паровых турбин. ОНТИ, 1937.
7. С. В. Бальян. Выбор типа турбины (теплофикационной или конденсационной) для привода компрессора. Сов. котлотурбостроение. 1935, 12, стр. 22.
8. И. Н. Бутаков. Общее выражение к.п.д. для различных теплосиловых установок. Теплосиловое х-во. 11, 1938.
9. Б. М. Якуб. О коэффициенте полезного действия. Тепло и сила. 7, 1933.
10. В. В. Тумасов. Техно-экономические показатели работы ТЭЦ. Электр. станции 5, 1937.
11. М. М. Хазен. Новый метод оценки совершенства паросиловых установок и распределения тепловых потоков на ТЭЦ. Тепло и сила. 2, 1936.
12. С. А. Кукель-Краевский. Электроэнергетическая система. ГОНТИ, 1938.
13. М. О. Яновский. О новом методе оценки совершенства паросиловой установки. Сов. котлотурбостроение. 5, 1937.
14. Г. Флюгель. Паровые турбины. ГОНТИ, 1939, стр. 103.
15. H. Ernst. Die Regulung von Gegendruckturbinen. A. f. W.W. 1935, Nr 10.
16. Noack. VDI, 1923, S. 1153.