

6  
А 3

МВ и ССО РСФСР  
ЛЕНИНГРАДСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
им. М. И. КАЛИНИНА

---

---

С. А. ЗЫКОВ

**ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОСИЛОВОГО  
ЦИКЛА  
НА ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ  
И ТЕХНИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЭЦ**

Авторский реферат диссертации  
на соискание ученой степени  
доктора технических наук

**ЛЕНИНГРАД**  
1959



За последние годы и в перспективе на ближайшие 14 лет развитие конденсационных электростанций пойдет по пути резкого повышения их мощности, а также мощности турбин и котлов, повышения параметров пара, упрощения принципиальной тепловой схемы с применением блочной схемы соединения котла и турбины, упрощения и улучшения схемы топливоснабжения, более широкого внедрения автоматики и уменьшения количества обслуживающего персонала на единицу мощности. При таком развитии КЭС будет непрерывно повышаться экономичность выработки электрической энергии и снижаться ее себестоимость.

Значительных сдвигов в ближайшем будущем можно ожидать в улучшении технико-экономических показателей котельных как районных, так и заводских при установке на них дешевых мощных водогрейных котлов или котлов насыщенного пара низкого давления для покрытия отопительных нагрузок и для снабжения паром технологических потребителей тепла, с высоким КПД и с широким внедрением автоматики.

Особенно резкого снижения капитальных затрат и эксплуатационных расходов можно ожидать на районных и заводских котельных при сжигании на них дешевого природного газа, что приведет к повышению экономичности выработки тепла, к снижению его себестоимости, к улучшению воздушного бассейна городов.

Такие благоприятные перспективы в развитии КЭС и котельных должны способствовать повышению эффективности раздельной выработки тепла и электрической энергии.

В настоящее время теплоэлектроцентрали, так же как теплофикационные турбины и котлы, имеют ограниченную мощность по сравнению с КЭС, а недостаточное число типов теплофикационных турбин часто не обеспечивает оптимальных условий эксплуатации. Сложные тепловые схемы ТЭЦ, использование энергетических котлов высоких параметров для покрытия пиковых отопительных и технологических нагрузок, завышенные давления пара в отопительных отборах при одноступенчатом нагреве сетевой воды, низкая экономичность выработки энергии по конденсационному циклу — эти неблагоприятные технические решения еще до настоящего времени

172.855

ЦЕНТРАЛЬНАЯ НАУЧНАЯ  
БИБЛИОТЕКА  
Л. Н. Киргизской ССР



имеют место даже на новых крупных ТЭЦ с повышенными параметрами пара, что снижает относительную эффективность теплофикации по сравнению с отдельной выработкой тепла и электрической энергии.

В выполненной диссертации была поставлена цель разрешить ряд назревших вопросов, связанных с проектированием и эксплуатацией ТЭЦ и основного тепломеханического оборудования, чтобы повысить относительную эффективность комбинированной выработки тепла и электрической энергии. На основе завершенных исследований, с учетом перспектив развития КЭС и ТЭЦ до 1972 г., разработаны комплексные предложения, кратко сформулированные ниже.

## **I. О ПОВЫШЕНИИ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМБИНИРОВАННОЙ ВЫРАБОТКИ ТЕПЛА И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ**

В связи с объединением энергосистем страны и интенсивным строительством линий электропередач, развитие КЭС на текущую семилетку — до 1965 г. и будущую семилетку — до 1972 г. пойдет по пути дальнейшего повышения мощности КЭС с 2,5 до 4 млн. квт, а мощности единичных блоков котел — турбина с 600 до 1000 тыс. квт.

В указанные периоды суммарная мощность КЭС на параметры пара 240 ата и 580/565° по отношению к полной вновь вводимой мощности КЭС увеличится с 22 до 78%, и соответственно снизится суммарная мощность КЭС на параметры 130 ата и 565/565° с 50 до 20%, с постепенным вытеснением ввода новых блоков котел — турбина на широко распространенные в настоящее время начальные параметры пара 90 ата 500 и 535°.

В связи с укрупнением мощностей блоков и КЭС можно ожидать постоянного снижения удельной стоимости установленного киловатта с 1100 руб. за прошлую семилетку до 600 руб. в текущую семилетку и до 500 руб. и ниже на будущую семилетку для наиболее крупных КЭС, сжигающих средние по качеству угли.

Установка дешевых водогрейных котлов и котлов насыщенного пара низкого давления на районных и заводских котельных при сжигании природного газа может быть выполнена при капитальных затратах, сниженных до 70 ÷ 30 тыс. руб./Гкал при соответствующем снижении себестоимости вырабатываемого тепла.

В перспективе резкое и постоянное повышение эффективности отдельной выработки тепла и электрической энергии настоятельно требует улучшения технических решений, приме-

няемых в настоящее время при комбинированной выработке тепла и электрической энергии.

Необходимость глубоких научных и проектно-конструкторских работ в этой области подтверждается существенной ролью, которая предположительно отводится теплоэлектроцентралям в перспективных планах развития энергетики страны.

На основании литературных данных и дополнительных проработок автора предполагается дальнейшее повышение технико-экономических показателей комбинированной выработки тепла и электрической энергии. Основные технико-экономические показатели на конец 1959, 1965 и 1972 гг. предполагаются следующие:

а) Установленная суммарная мощность ТЭЦ возрастает с 13,5 до 27 и 55 млн. квт, а выработка электрической энергии — с 63,5 до 150 и 300 млрд. квт-ч.

Выработку энергии на ТЭЦ по конденсационному циклу предполагается снизить с 60 до 50 и 45%, однако по абсолютной величине она возрастает с 38,5 до 75 и 140 млрд. квт-ч.

Повышению экономичности выработки энергии по конденсационному циклу новыми теплофикационными турбинами на 130 и 240 ата должно быть уделено надлежащее внимание, так как выработка энергии по конденсационному циклу турбинами типа АТ и АП должна быть полностью прекращена, а турбинами типа ВТ и ВПТ — на 90 ата и 500° снижена из-за пониженной их экономичности по сравнению с перспективными КЭС.

б) Установленная суммарная тепловая мощность ТЭЦ возрастет с 50 до 120 и 200 тыс. Гкал/ч, а годовой отпуск тепла увеличится с 220 до 500 и 800 млн./Гкал. Чтобы удерживать на высоком уровне экономию топлива в стране от комбинированной выработки тепла и электрической энергии, предполагается широкое внедрение на ТЭЦ начальных параметров пара 240 ата и 580° и применение парогазового цикла; в связи с этим принято повышение средней удельной выработки энергии на тепловом потреблении с 113 до 148 и 200 квтч/Гкал.

в) Суммарная годовая выработка электрической энергии на ТЭЦ в период с 1952 по 1972 гг. остается приблизительно равной половине выработки электрической энергии на КЭС, однако годовые расходы топлива на ТЭЦ и КЭС будут мало отличаться между собой. Так же мало отличаются капиталовложения в сооружения новых КЭС и ТЭЦ, поэтому научно-исследовательским и проектно-конструкторским бюро необходимо сосредоточить внимание на разработке эффективных мероприятий по повышению экономичности и снижению капитальных затрат на ТЭЦ.



г) Экономия топлива при комбинированной выработке тепла и электрической энергии предположительно возрастает с 16 до 40 и 60 млн. т. у. т./год, что в значительной мере может оправдать дополнительные капитальные затраты на сооружение ТЭЦ. Однако, чтобы получить такую экономию топлива, необходимо присоединить к ТЭЦ соответствующие по величине тепловые нагрузки, для чего должны быть своевременно сооружены тепловые сети. На текущую и последующую семилетку на сооружение лишь магистральных тепловых сетей потребуется по 8 млрд. руб. капитальных затрат и по 700 тыс. тонн металла для труб, помимо значительных капиталовложений и металлоложений в распределительные тепловые сети и на подготовку к присоединению самих потребителей тепла.

При медленном присоединении к ТЭЦ тепловых потребителей строительство ТЭЦ следует начинать с пиковых котельных с водогрейными и паровыми котлами низкого давления.

Для повышения выработки энергии на тепловом потреблении, снижения капитальных затрат на ТЭЦ и на ее энергетическое оборудование рекомендуются следующие мероприятия.

### 1. Повышение начальных параметров пара на ТЭЦ

Для достижения наивысшего значения экономии топлива при комбинированной выработке тепла и электрической энергии необходимо, чтобы начальные параметры и температура промежуточного перегрева пара на ТЭЦ были близки к их значениям на КЭС.

Параметры пара 240 ата и 580° с промежуточным перегревом до 565° рекомендуется освоить уже в текущем семилетии для создания в дальнейшем серий, состоящих из головных конденсационных турбин и теплофикационных турбин с отопительными отборами пара и конденсацией. Турбины с противодавлением будут выполняться без промежуточного перегрева.

Лишь широкое применение рекомендуемых параметров пара на ТЭЦ может удержать в стране экономию топлива на высоком уровне, если учесть, что около 70% вновь вводимых КЭС в 1966—1972 гг. будут работать на параметрах пара 240 ата и 580°.

Максимальную мощность блока котел — турбина для конденсационных турбин и для теплофикационных турбин с отопительными отборами пара при работе по конденсационному циклу рекомендуется принять 220 и 110 тыс. квт при давлении пара в конденсаторе 0,05 ата, с расчетным расходом свежего пара 600 и 300 т/час. Это следует считать новой задачей для конструкторов турбин, которые должны создать экономичные

и дешевые турбины на небольшие расходы свежего пара для столь высоких начальных параметров.

Параметры пара 130 ата и 565/565° рекомендуется использовать для теплофикационных турбин только с отопительными отборами пара с использованием в качестве головных турбин — конденсационных турбин типа ПВК-150, ПВК-100 и новой турбины ПВК-50.

Параметры пара 130 ата и 565° без применения промежуточного перегрева пара будут применены для серий турбин, рассчитанных на единый расчетный расход свежего пара для каждой серии турбин в 445; 300 и 150 т/час.

Параметры пара 90 ата и 535° применены для серии турбин, рассчитанных на единый расчетный расход свежего пара для каждой серии в 120, 90 и 60 т/час в соответствии с производительностью паровых котлов, предусмотренных в ГОСТ 3619 — 59.

В дальнейшей перспективе 1966—1972 гг. необходимо вести научные и проектно-конструкторские работы для теплофикационных турбин на давлении пара 300 ата и выше — для расхода свежего пара порядка 580 т/час, на давление пара 240 ата для расхода свежего пара 150 т/час и на давление 130 ата — для расхода свежего пара 120, 90 и 60 т/час при предельной температуре пара, допускающей применение стали перлитного класса. Высокие начальные параметры для сравнительно небольших расходов свежего пара турбиной широко используются уже сейчас в ФРГ и должны обеспечить высокую экономию топлива при комбинированной выработке тепла и электрической энергии.

### 2. Внедрение парогазового цикла на теплоэлектроцентралях

В связи с значительным ростом добычи природного газа в стране представляется целесообразным в текущей семилетке изготовить и отработать головные образцы высоконапорных парогенераторов и наладить их серийное производство, чтобы со следующей семилетки все ТЭЦ, расположенные вблизи месторождений природного газа или вблизи трассы магистральных газопроводов, сооружать с применением парогазового цикла.

В соответствии с предположительными планами развития крупного энергомашиностроения на 1966—1972 гг. для ТЭЦ при работе на паровом и парогазовом цикле потребуется изготовление следующего основного оборудования (табл. 1).

При суммарной мощности паровых турбин 15 млн. квт и газовых турбин электрической мощностью 3 млн. квт можно ожидать заметных улучшений технико-экономических показате-



Таблица 1

Циклы	Суммарная мощность турбин, млн. квт		Суммарная производительность, тыс. т/час		Суммарная производительность пиковых котлов	
	паровых	газовых	паровых котлов	парогенераторов	водогрейных, тыс. Гкал/час	паровых, тыс. тонн/час
Паровой . . .	7	—	50	—	7,0	6
Парогазовый . . . .	15	3	—	90	18,0	12
Всего . . .	22	3	50	90	25,0	18

телей ТЭЦ на парогазовом цикле по сравнению с паровым циклом, а именно:

а) Расход металла на парогенераторы по сравнению с расходом металла на паровые газовые котлы одинаковой производительности уменьшится на 200 тыс. тонн, в том числе расход металла на трубы, работающие под давлением, снизится, на 50 тыс. тонн.

б) Снижение капитальных затрат на сооружение ТЭЦ достигает примерно 3 млрд. рублей.

в) При суммарной мощности ТЭЦ в 18 млн. квт, при выработке 100 млрд. квтч и при отпуске тепла из отборов турбин 200 млн. Гкал/год расход природного газа достигнет 50 млрд. н. м<sup>3</sup>/год.

Для покрытия пиковой отопительной и технологической нагрузки расход мазута достигнет 8 млн. т/год.

г) Экономия природного газа от применения парогазового цикла будет не менее 3 млрд. н. м<sup>3</sup>/год.

### 3. Расширение шкалы давлений пара в отборах теплофикационных турбин

Для повышения выработки электрической энергии на тепловом потреблении необходимо рекомендовать расширение шкалы давления пара в отборах теплофикационных турбин.

Для отопительно-вентиляционных потребителей тепла и для потребителей горячего водоснабжения при двухтрубной системе теплоснабжения давление пара в нижнем регулируемом отборе принято 0,5 ата с возможностью его повышения до 1,2 ата. Кроме того, должны быть предусмотрены один или два дополнительных отбора для ступенчатого нагрева сетевой

воды более высокого давления, которые могут быть использованы в зависимости от расчетных условий.

Исследования показали целесообразным второй отбор у отопительных теплофикационных турбин иметь также регулируемый в пределах 1,2 ÷ 2,5 ата, т. к. в этом случае можно точно удерживать наиболее низкое давление пара в отборе в зависимости от переменной температуры сетевой воды и получать наиболее высокую выработку энергии на тепловом потреблении при свободном графике электрической нагрузки, а также регулировать распределение тепловой нагрузки между ступенями сетевых подогревателей. Окончательное решение о целесообразности устройства второго регулируемого отбора должно быть принято после дополнительной проработки конструкции регулирования турбины.

Для технологических потребителей тепла предусматривается расширение шкалы изменения давления пара в отборах турбин типа КОО в пределах  $7 \pm 2$  и  $13 \pm 3$  ата; кроме того, для турбин с противодавлением — изменение противодавления в пределах 5 ÷ 9; 10 ÷ 16 и 15 ÷ 21 ата.

### 4. Увеличение проточной части низкого давления (ч. н. д.) у теплофикационных турбин с отопительными отборами

Выработка электрической энергии по конденсационному циклу теплофикационными турбинами будет постоянно увеличиваться по абсолютной величине, а при полной загрузке теплом отборов она будет уменьшаться по отношению к полной выработке электрической энергии ТЭЦ.

По предварительным данным, предполагается, что выработка электрической энергии по конденсационному циклу на ТЭЦ в 1965 г. достигнет 75 млрд. квтч, а в 1972 г. — 140 млрд. квтч. Так как теплофикационные турбины типа АТ и АП, находящиеся в эксплуатации, особенно неэкономичны при работе по конденсационному циклу, то они должны быть переведены на режим противодавления; следует также ограничить выработку электрической энергии по конденсационному циклу теплофикационными турбинами высокого давления (90 ата и 500°) типа ВТ-25 и ВПТ-25. Вследствие этого должен неизбежно остро стать вопрос о повышении экономичности работы по конденсационному циклу новых теплофикационных турбин, рассчитанных на параметры пара 130 ата и 565°, и особенно при широком внедрении параметров пара на ТЭЦ 240 ата, 580° и выше.

Для увеличения экономичности выработки электрической энергии по конденсационному циклу следует развивать ч. н. д. теплофикационной турбины до такой торцовой площади сече-



ния последней ступени, которая при давлении пара в конденсаторе 0,05 ата была бы достаточна для допустимых пределов выходных потерь при расчетном расходе свежего пара турбиной.

При развитой ч. н. д. теплофикационной турбины экономичность выработки электрической энергии по конденсационному циклу при отсутствии дросселирования пара в регулируемом отборе будет лишь немного ниже экономичности чисто конденсационной турбины на одинаковые параметры пара при одинаковом цикле и при соизмеримой мощности. Повышение экономичности выработки электрической энергии по конденсационному циклу, в частности, улучшение конструкции регулирующих устройств в отборе 0,5 ÷ 1,2 ата у теплофикационных турбин, должно стать одним из важных вопросов для его решения в конструкторских бюро турбинных заводов.

Широкое внедрение парогазового цикла на ТЭЦ будет способствовать увеличению выработки электрической энергии по конденсационному циклу в неотапливаемый период по следующим причинам:

а) Экономичность выработки электрической энергии по конденсационному циклу теплофикационными турбинами при развитой ч. н. д. будет примерно на 5% выше, чем у конденсационных турбин на одинаковых параметрах пара 130 ата и 565/565° при работе на чисто паровом цикле.

б) Более совершенный парогазовый цикл по сравнению с паровым будет обеспечивать полную загрузку основного оборудования ТЭЦ в течение круглого года.

в) В неотапливаемый период природный газ, при отсутствии емких газохранилищ, будет в избытке по сравнению с отопительным периодом. При длинных магистральных газопроводах, при вытеснении из энергосистемы КЭС, работающих на дорогом твердом топливе, использование природного газа на ТЭЦ может быть часто экономически оправдано.

От проектирования новых мощных теплофикационных турбин с отопительными отборами на параметры пара 130 ата, 565/565° и выше с ч. н. д. ограниченной номинальной мощности следует отказаться.

## 5. Применение на отопительной ТЭЦ промежуточного перегрева пара

Исследованиями установлена и определена экономия топлива от промежуточного перегрева в зависимости от давления отдельных потоков пара, проходящих через турбину. Чем ниже давление пара в отборе теплофикационной турбины, используемого на нагрев сетевой воды, тем выше экономия топ-

лива от применения промежуточного перегрева. Поэтому желательно использование потока тепла с давлением пара 0,5 ата для нагрева обратной сетевой воды и потока пара с давлением в конденсаторе для нагрева добавки холодной воды, что особенно важно в случае применения однострубно́й системы теплоснабжения. Для отопительной ТЭЦ при двухтрубной системе теплоснабжения, при закрытой схеме горячего водоснабжения и параметрах пара 170 ата и 550/525°, для тепловой нагрузки, изображенной на рис. 2, была определена целесообразность применения промежуточного перегрева пара на ТЭЦ. При этом установлено:

а) Экономия топлива на ТЭЦ от внедрения промежуточного перегрева пара ниже, чем на КЭС.

б) Дополнительная экономия топлива от повышения давления пара промежуточного перегрева на ТЭЦ по сравнению с КЭС при двухтрубной системе теплоснабжения незначительна. Поэтому, в целях унификации производства котельного оборудования, давление промежуточного перегрева пара на КЭС и ТЭЦ можно принимать одинаковым.

в) Экономия топлива от применения промежуточного перегрева на ТЭЦ определяется долей выработки электрической энергии по конденсационному циклу, поэтому она зависит от величины расчетного коэффициента теплофикации, от характеристик энергосистем и величины ч. н. д. теплофикационных турбин.

При  $\alpha_{тр} = 0,6$  экономия топлива от применения промежуточного перегрева снижается по сравнению с чисто конденсационной турбиной до 61 ÷ 24% при изменении ч. н. д. теплофикационной турбины от максимальных размеров, одинаковых с ч. н. д. головной конденсационной турбины, до размеров ч. н. д., соответствующих турбине с противодавлением 0,5 ÷ 1,2 ата.

При ч. н. д., одинаковой с головной конденсационной турбиной, экономия топлива от применения промежуточного перегрева уменьшается от 90 до 63% по сравнению с чисто конденсационной головной турбиной при уменьшении  $\alpha_{тр}$  от 1 до 0,4.

г) Срок окупаемости дополнительных капитальных затрат на устройство промежуточного перегрева в цикле КЭС и отопительной ТЭЦ, при изменении давления пара в регулируемом отборе в пределах от 0,5 до 1,2 ата, для мощности турбины 150 тыс. квт, на параметры пара 130 ата и 565/565°, при  $\alpha_{тр} = 0,6$  и при  $t_{нс}^p = 180^\circ$  приведены в табл. 2.

В диссертации изучено влияние промежуточного перегрева на изменение «коэффициента недовыработки» и изменение



Таблица 2

Стоимость топлива, руб/т. у. т.	Срок окупаемости, в годах			
	На КЭС	На ТЭЦ при ч. н. д. турбины, развитой до		
		максимальной мощности	номинальной мощности	противодавления
Без учета стоимости шахтного строительства				
75	3,8	10	22	$\infty$
150	1,5	3	10	22
С учетом стоимости шахтного строительства при 170 руб/т. у. т. год				
75	0,3	3,0	6,0	$\infty$
150	0,1	1,1	2,2	8,3

используемого тепла от 1 килограмма пара при разном давлении пара в отопительных отборах и при разной температуре промежуточного перегрева, изменение расхода электрической энергии на собственные нужды ТЭЦ при разном начальном давлении свежего пара, повышение экономии топлива от повышения температуры промежуточного перегрева. Изучено также изменение удельной выработки энергии на тепловом потреблении при разном давлении пара в отборах турбины — при постоянном давлении промежуточного перегрева пара и при переменной температуре его, а также при постоянной температуре промежуточного перегрева пара и при переменном давлении его.

При серийном изготовлении котлотурбинного оборудования для отопительных ТЭЦ применение промежуточного перегрева может быть оправдано для большинства эксплуатационных режимов при обязательном условии выработки энергии по конденсационному циклу не менее половины от полной выработки электрической энергии на ТЭЦ, при начальных параметрах 130 и 240 ата, при мощности 50 тыс. квт и выше.

#### 6. Использование нерегулируемых отборов конденсационных турбин для теплоснабжения технологических и отопительных потребителей тепла

Наиболее высокая эффективность комбинированной выработки тепла и электрической энергии может быть достигнута при использовании отпуска тепла из нерегулируемых отборов конденсационных турбин для покрытия базисной части графиков отпуска тепла внешним потребителям. Покрытие пиковой

части графика отпуска тепла должно выполняться также дешевыми водогрейными котлами и котлами насыщенного пара с давлением до 21 ата.

Как показали исследования, расчетный отпуск тепла из нерегулируемых отборов конденсационных турбин для ступенчатого нагрева сетевой воды в настоящее время турбинными заводами принят равным 0,037 от расчетного расхода тепла турбиной (турбина ПВК-150) и может быть увеличен до 0,070, при этом снижение давления пара в нерегулируемых отборах при расчетном режиме работы турбины будет еще на допустимом уровне. При дальнейшем повышении отпуска тепла из нерегулируемых отборов давление пара в них будет продолжать снижаться и нагрузка сетевых подогревателей — уменьшаться, причем это снижение увеличится более резко, если одновременно уменьшится нагрузка конденсационной турбины.

При расчетном коэффициенте теплофикации 0,5 максимальный отпуск тепла на покрытие отопительно-вентиляционной нагрузки и нагрузки горячего водоснабжения достигнет  $Q_T^2 + Q_{вк} = 0,14 Q_{турб}^p$ , при этом снижение максимальной мощности конденсационной турбины будет в пределах  $0,968 \div 0,972$  при расчетном расходе свежего пара. Принятый суммарный отпуск тепла из нерегулируемых отборов, равный  $Q_T^2 = 0,07 Q_{турб}^p$ , не потребует существенных переделок конструкций обычных конденсационных турбин.

При дополнительном отпуске тепла из нерегулируемых отборов турбины для производственных потребителей потребуются увеличение расчетного расхода тепла турбиной в зависимости от величины базисной части графика отпуска тепла технологическим потребителям, чтобы удержать на допустимом уровне давление пара в нерегулируемых отопительных отборах и чтобы поддержать на ранее заданном уровне максимальную мощность турбины. Для покрытия пиковой части графика технологической нагрузки и для удержания расчетного отпуска тепла при уменьшении электрической нагрузки турбины предусматривается установка пиковых паровых котлов.

Высокая относительная эффективность комбинированной выработки тепла и электрической энергии по предложенной схеме вытекает из следующего:

1) В перспективе мощность и начальные параметры пара на КЭС будут возрастать, что приведет к снижению удельной стоимости КЭС, к увеличению их экономичности, к повышению удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении при отпуске тепла из нерегулируемых отборов.



2) При относительно небольшой величине отпуска тепла из нерегулируемых отборов конденсационных турбин внешним потребителям по сравнению с  $Q_{турб}^p$  влияние холостого хода турбины на снижение экономии топлива будет ничтожно по сравнению с турбинами с противодавлением. Так же ничтож-

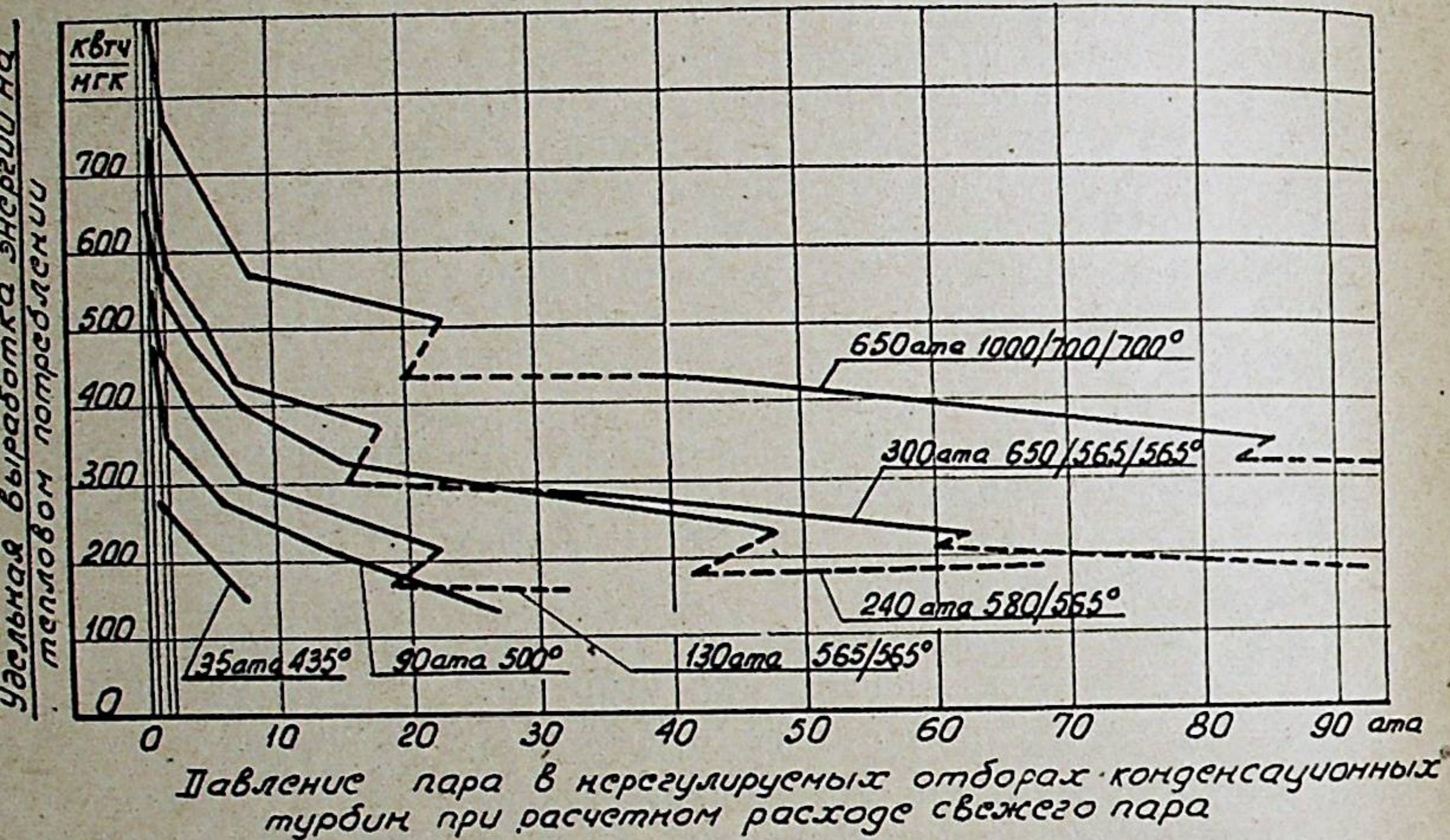


Рис. 1.

но будет влияние изменения тепловых нагрузок на экономичность выработки электрической энергии по конденсационному циклу.

3) Удельные капиталовложения на теплофикационную мощность КЭС будут зависеть от давления пара потребителей тепла (восстановление максимальной мощности). Однако при использовании закритического давления свежего пара увеличение удельных капитальных затрат по сравнению с конденсационной мощностью будет невелико, поэтому при расположении потребителей тепла в непосредственной близости от машинного зала КЭС можно ожидать в большинстве случаев абсолютной окупаемости капитальных затрат на комбинированную выработку тепла и электрической энергии по сравнению с отдельной. Применение дешевых котлов для покрытия пиковых тепловых нагрузок также оказывает благоприятное влияние на технико-экономические показатели при комбинированной выработке.

4) Общий отпуск тепла от КЭС мощностью 2500 тыс. кВт может достигнуть 1400 Гкал/час, из них на отопление — 800 Гкал/час при  $\alpha_{тр} = 0,5$  и при давлении пара около 18 ата на технологические цели — 600 Гкал/час при  $\alpha_{тр} = 0,75$ . Для восстановления мощности блока до величины, соответствующей работе по чисто конденсационному циклу, потребуется расширение энергетической котельной на 800 т/час при параметрах пара 130 ата, 565/565° и 240 ата, 580/565° при покрытии пиковых нагрузок водогрейными котлами и паровыми котлами низкого давления. Экономия топлива при отпуске тепла из отборов конденсационных турбин достигнет при этом 300 тыс. т. у. т/год, что к полному расходу топлива на КЭС составит около 6%.

Благоприятные перспективы для комбинированной выработки тепла и электрической энергии на КЭС будут и при дальнейшем повышении мощности конденсационных блоков до 700 — 1000 тыс. кВт. Благоприятное влияние на повышение удельной выработки энергии на тепловом потребителе будет оказывать и повышение параметров пара на КЭС. Для примера на рис. 1 приведены удельные выработки электрической энергии на тепловом потребителе при отпуске тепла из нерегулируемых отборов конденсационных турбин при повышении параметров пара от 35 ата, 435° до 650 ата, 1000/700/700°.

## II. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНОГО КОТЛОТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ТЭС

Выполненные в диссертации исследования позволили разработать комплексное предложение для новых технических характеристик основного энергетического оборудования, рассчитанного на параметры пара 90 ата и 535° и более высокие параметры, осваиваемые в текущем семилетии, 130 ата, 565/565° и 240 ата, 580/565° для парового и парогазового циклов, а также характеристики пиковых водогрейных котлов и котлов насыщенного пара низкого давления.

Целесообразность повышения выработки электрической энергии на тепловом потребителе и резкое различие в технических характеристиках энергосистем требуют:

1. Увеличения числа типов теплофикационных турбин с широким пределом регулирования давления пара для технологических потребителей (5 ÷ 21 ата).

2. Разработки теплофикационных турбин с разными размерами проточной части низкого давления, а именно:

а) для теплофикационных турбин только с отопительными отборами торцовая площадь выхлопа должна определяться допустимыми величинами выходных и выхлопных потерь



при работе по конденсационному циклу с расчетным расходом свежего пара для турбины данной серии, при давлении пара в конденсаторе 0,05 ата;

б) для теплофикационных турбин с технологическим и отопительными отборами пара торцовая площадь выхлопа, как правило, должна выбираться из допустимых выходных и выхлопных потерь при пропуске в конденсатор отопительных и вентиляционного расходов пара;

в) для теплофикационных турбин с противодавлением торцовая площадь выхлопа определяется величиной противодействия и расходом пара через нее.

Для упрощения производства и удешевления себестоимости паровых турбин и котлов при значительном числе разных типов, требуемых эксплуатацией, изготавливать турбины рекомендуется сериями. Основное отличие рекомендуемой типизации по сравнению с ранее принятой это — расчет всех турбин одной серии на единый расчетный расход свежего пара. Такая типизация позволит использовать целые узлы головной турбины серии, например, регулирующие устройства, направляющие и рабочие ступени, а в некоторых случаях полностью могут быть использованы ч. в. д. и ч. с. д. головных турбин. Могут быть использованы регенеративные подогреватели головной турбины, конденсатные и питательные насосы.

Всего рекомендуется к изготовлению 11 серий теплофикационных блоков, состоящих из 61 теплофикационных и головных конденсационных турбогенераторов, которые должны удовлетворить требуемыми параметрами пара технологических потребителей тепла и разным техническим характеристикам энергосистем.

Как показывает практика турбинных заводов, себестоимость изготовления турбин снижается с увеличением выпуска агрегатов одной серии. Это снижение себестоимости для 40 ÷ 50-го агрегата может достигать половины себестоимости головного образца, что следует считать большим достоинством рекомендуемого метода типизации паровых турбин.

Для обеспечения свежим паром 61 теплофикационной турбины требуется всего лишь 13 энергетических котлов и высоконапорных парогенераторов разной паропроизводительности. Резко снизится также число типов вспомогательного оборудования машинного зала питательных насосов, конденсатных насосов, регенеративных подогревателей, а также число типов вспомогательного оборудования котельной — мельниц, тягодутьевых машин, а также главных паропроводов и питательных трубопроводов.

Для обеспечения работы 13 типов парогенераторов требуется 12 разных по мощности газовых турбин. Мощность газовых турбин указана при  $t_{нв} = +15^\circ$  при разной степени сжатия и при температуре газов, вступающих в турбину, в 700 и 800°.

Более резко ограничивается число разных по теплопроизводительности пиковых водогрейных котлов.

На 11 серий теплофикационных турбин потребуется всего лишь 7 разных типов водогрейных котлов, при этом расчетный коэффициент теплофикации будет изменяться в пределах от 0,46 до 0,58.

Для резервирования технологических потребителей тепла насыщенным паром, а также для покрытия пиковых технологических нагрузок предусматривается изготовление четырех по паропроизводительности котлов насыщенного пара на давление в 21 ата за парозапорной задвижкой. Полная паропроизводительность котельной должна быть выбрана с учетом экономически обоснованного покрытия пиковой части графика технологического отпуска тепла. Условно для выявления отпуска тепла разными типами теплофикационных турбин расчетный коэффициент теплофикации для технологических потребителей тепла принят равным 0,7.

Рекомендуемая шкала дает возможность получить от теплофикационных блоков следующие расчетные отпуска тепла внешним потребителям:

Турбины с отопительными отборами — от 480 до 50 Гкал/ч.

Турбины с двумя отборами:

отопительный отпуск тепла — от 100 до 20 Гкал/ч,

технологический отпуск тепла — от 115 — 25 Гкал/ч.

Турбины с противодавлением — от 500 до 45 Гкал/ч.

Типизация паровых турбин на единый расчетный расход свежего пара потребует расширения шкалы мощностей генераторов. Всего для 61 паровой турбины потребуется 41 электрический генератор мощностью от 3 до 220 тыс. квт.

Вероятно, число генераторов можно значительно сократить, если их мощность от 12 до 110 тыс. квт изменять за счет повышения давления водорода от 1,03 до 3,5 ата, чтобы получить непрерывную шкалу мощностей генераторов.

Более глубокое изучение проблемы создания удовлетворительных технических характеристик генераторов для теплофикационных турбин должно быть проработано специализированными организациями.

Рекомендуемые к производству в ближайшие годы серии основного энергетического оборудования для теплофикационных блоков с краткими техническими характеристиками приведены в табл. 3. Это оборудование, как указывалось выше,



Основные технические характеристики теплофикационных блоков

Параметры	Технические характеристики паровых турбин										Пиковый котел		атр		Расчетный отпуск тепла Блок, Гкал/ч					
	Характеристика прогноздавления <sup>1</sup>	Отбор пара из турбины, т/ч			Характеристика ЦНД			Мощность тыс. кат			Котел энергетический D <sub>к</sub>	Газовая турбина, тыс. кат	Парогазо- вый цикл	Водяной, Гкал/ч		Паровой, т/ч	Отопительный	Технологический		
		Пределы изменения давления пара, ата		Всего т/ч	P <sub>к</sub> , ата	l <sub>макс</sub> , мм	n <sub>ф</sub> , кв. м	h <sub>с</sub> , ккал/кг	Макс. цикл	Номин.									N <sub>макс</sub> , контд.	N <sub>генер.</sub>
		0,5 2,5	5 10																	
<b>СЕРИЯ ПЕРВАЯ</b>																				
240	580	565	255	600	110	290	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
240	580	565	255	600	110	290	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
240	580	565	255	600	110	290	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
240	580	565	255	600	110	290	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
<b>СЕРИЯ ВТОРАЯ</b>																				
240	580	565	255	300	55	145	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
240	580	565	255	300	55	145	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
240	580	565	255	300	55	145	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
240	580	565	255	300	55	145	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
<b>СЕРИЯ ТРЕТЬЯ</b>																				
130	565	565	236	529	7,4	7,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	565	236	480	200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
<b>СЕРИЯ ЧЕТВЕРТАЯ</b>																				
130	565	565	236	291	115	92	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	565	236	291	115	92	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
<b>СЕРИЯ ПЯТАЯ</b>																				
130	565	565	236	145	57	45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	595	565	236	145	57	45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
<b>СЕРИЯ ШЕСТАЯ</b>																				
130	565	—	240	445	187	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	240	445	187	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
<b>СЕРИЯ СЕДЬМАЯ</b>																				
130	565	—	235	300	60	110	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	235	300	60	110	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	235	300	60	110	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	235	300	60	110	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	235	300	60	110	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	235	300	60	110	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	235	300	60	110	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	235	300	60	110	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	235	300	60	110	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
<b>СЕРИЯ ВОСЬМАЯ</b>																				
130	565	—	235	150	30	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	235	150	30	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	235	150	30	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	235	150	30	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	235	150	30	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	235	150	30	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	235	150	30	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
130	565	—	235	150	30	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
<b>СЕРИЯ ДЕВЯТАЯ</b>																				
90	535	—	215	120	90	48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
90	535	—	215	120	90	48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
90	535	—	215	120	90	48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
90	535	—	215	120	90	48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
90	535	—	215	120	90	48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
90	535	—	215	120	90	48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
90	535	—	215	120	90	48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
90	535	—	215	120	90	48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
90	535	—	215	120	90	48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	



Параметры		Основные технические характеристики паровых турбин												Пиковый котел		Парогазовый цикл		Расчетный отпуск пара							
		Характеристика ЧНД				Отбор пара из турбины, т/ч				Мощность тыс. квт				Котел энергетический ДР		Газовая турбина		Парогенератор		Водорейный		Паровой котел		отопительный	
P <sub>0 атм</sub>	t <sub>гр.</sub>	t <sub>гр.</sub>	t <sub>гр.</sub>	P, атм	L <sub>макс</sub> , кв. м	η <sub>кв. м</sub>	η <sub>ккал/кг</sub>	Макс. цикл	Теплофикац. цикл	N <sub>макс.</sub> ковл.	N <sub>генер.</sub>	Kотел энергетический ДР, т/ч	Газовая турбина, тыс. квт	Парогенератор, т/ч	Водорейный, т/ч	Паровой котел, т/ч	отопительный	технологический	Расчетный отпуск пара, т/ч	P <sub>0 атм</sub>	t <sub>гр.</sub>				
																						Всего		Пределы изменения давления пара, атм	
<b>СЕРИЯ ДЕСЯТАЯ</b>																									
90	535	215	215	0,05	320	1,6	8,1	22	17	22	22	90	3,5	1×80	35	30	0,50	—	—	70	90	67			
90	535	215	215	0,05	280	1,3	8,5	18	18	18	18	90	3,5	1×80	35	30	0,51	—	—	71,5	90	74			
90	535	215	215	0,05	280	1,3	8,5	18	18	18	18	90	3,5	1×80	35	30	0,51	—	—	31+34	90	77			
90	535	215	215	0,05	—	—	—	14	14	—	—	90	3,5	1×80	35	30	0,53	—	—	31+36	90	—			
90	535	215	215	0,05	—	—	—	12	12	—	—	90	3,5	1×80	35	30	0,53	—	—	32+36	90	—			
90	535	215	215	0,05	—	—	—	10	10	—	—	90	3,5	1×80	35	30	0,53	—	—	32+37	90	—			
90	535	215	215	0,05	—	—	—	7,5	7,5	—	—	90	3,5	1×80	35	30	—	—	—	32+37	90	—			
90	535	215	215	0,05	—	—	—	4,5	4,5	—	—	90	3,5	1×80	35	30	—	—	—	32+37	90	—			
<b>СЕРИЯ ОДИННАДЦАТАЯ</b>																									
90	535	215	215	0,05	230	1,08	8,5	14	11	14	14	60	2,5	1×50	25	30	0,49	—	—	49	60	49			
90	535	215	215	0,05	—	—	—	12	12	—	—	60	2,5	1×50	25	30	0,50	—	—	50	60	50			
90	535	215	215	0,05	230	1,08	7,0	12	9	12	12	60	2,5	1×50	25	30	0,50	—	—	20+23	60	20+23			
90	535	215	215	0,05	230	1,08	7,0	12	8	12	12	60	2,5	1×50	25	30	0,50	—	—	20+24	60	20+24			
90	535	215	215	0,05	—	—	—	9,5	9,5	—	—	60	2,5	1×50	25	30	0,52	—	—	21+23	60	21+23			
90	535	215	215	0,05	—	—	—	8	8	—	—	60	2,5	1×50	25	30	0,52	—	—	21+25	60	21+25			
90	535	215	215	0,05	—	—	—	6,5	6,5	—	—	60	2,5	1×50	25	30	—	—	—	45	60	45			
90	535	215	215	0,05	—	—	—	5,0	5,0	—	—	60	2,5	1×50	25	30	—	—	—	49	60	49			
90	535	215	215	0,05	—	—	—	3,0	3,0	—	—	60	2,5	1×50	25	30	—	—	—	52	60	52			
<b>Число типов</b>																									
61																									

<sup>1</sup> Давление в нерегулируемых отборах соответствует работе турбины по конденсационному циклу при расчетном расходе свежего пара.  
<sup>2</sup> Приведены режимы с нагрузкой лишь регулируемых отборов пара.

имеет существенное преимущество по сравнению с выпускаемым оборудованием. Кроме того, в рекомендуемых сериях всюду выдержано точное соответствие между производительностью энергетических котлов и расчетным потреблением свежего пара турбиной, что дает возможность избежать ненужных запасов в производительности энергетических котлов и соответственно удешевить стоимость тепломеханического оборудования блоков по сравнению с положением, которое имеет место в настоящее время.

### III. ИССЛЕДОВАНИЕ ЦЕЛЕСОБРАЗНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАКСИМАЛЬНЫХ МОЩНОСТЕЙ КОНДЕНСАЦИОННЫХ И ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН РАЗНЫХ ТИПОВ В РАЗНЫХ СИСТЕМАХ

Выполненные исследования разных энергосистем в целях выявления оптимальных технических характеристик конденсационных и теплофикационных турбин разных типов показали необходимость более подробного анализа только двух, наиболее резко различающихся энергосистем.

Первая энергосистема рассмотрена с преобладающей промышленной нагрузкой; у подобной энергосистемы одной из характерных черт следует считать незначительное снижение максимальной летней нагрузки, достигающее 88% по отношению к максимальной зимней нагрузке, принятой за 100%. Следовательно, снижение электрической нагрузки составляет всего лишь 12%.

Вторая энергосистема рассмотрена с преобладающей коммунальной нагрузкой; у подобной энергосистемы снижение максимальной летней нагрузки может достигать 64% по отношению к максимальной зимней нагрузке, принятой за 100%. Следовательно, снижение электрической нагрузки составляет 36%, или в 3 раза выше, чем в первой энергосистеме.

Как показали исследования, оптимальные технические характеристики паровых турбин для разных энергосистем должны отличаться так же, как и соотношение между суммарными мощностями разных типов теплофикационных и конденсационных турбин.

При исследованиях были приняты следующие определения:  
 а) Максимальной мощностью конденсационных и теплофикационных турбин типа КО называется мощность, вырабатываемая по конденсационному циклу при расчетном расходе свежего пара  $D_0^P$ , при полном циклу при расчетном расходе свежего пара  $t_{пв}^P$ , и при мощностью включенной регенерации, то есть при  $t_{пв}^P$



четном давлении пара в конденсаторе  $p_k^p$  ата. Для турбин типа КОО дополнительно учитывается также расчетная нагрузка промышленного отбора при соответствующем номинальном давлении пара.

б) Номинальной мощностью конденсационной турбины называется мощность при повышении температуры охлаждающей воды до  $33^\circ$  и прочих исходных данных, указанных в п. «а».

в) Номинальной мощностью теплофикационной турбины называется мощность при расчетной нагрузке всех теплофикационных отборов пара с максимальными давлениями пара в них при прочих исходных данных, указанных выше.

Определения максимальной и номинальной мощности турбин предполагается при поддержании на номинальном уровне основных параметров  $p_0$ ,  $t_0$  и  $t_{2п}$ .

Несмотря на то, что в выполненной работе приняты некоторые упрощения эксплуатационных условий, на основании исследований можно сделать ряд выводов, полезных при выборе технических характеристик паровых турбин в разных энергосистемах.

1. Изготовление конденсационных турбин с использованием зимой их максимальной мощности вместо номинальной, безусловно, целесообразно лишь в энергосистемах с преобладающей коммунальной нагрузкой, в которых снижение летней максимальной нагрузки по сравнению с зимней достигает значительной величины, а длительность снижения нагрузки допускает возможность выполнения капитальных ремонтов оборудования электростанций без дублирования мощности в энергосистеме при номинальной мощности конденсационных турбин.

2. В энергосистемах с преобладающей промышленной нагрузкой снижение летней максимальной нагрузки по сравнению с зимней невелико, и для производства ремонтных работ энергетического оборудования потребуется установка дополнительной ремонтной мощности. В подобных энергосистемах снижение максимальной мощности конденсационных турбин в летнее время уменьшит величину ремонтной мощности, что потребует соответствующего ввода новых мощностей КЭС с дополнительными капиталовложениями. Поэтому в промышленных энергосистемах использование максимальной мощности конденсационных турбин будет менее эффективно.

3. В целях более эффективного использования зимой максимальной мощности конденсационных турбин в промышленных энергосистемах, следует повысить установленную

мощность ТЭЦ в летнее время за счет увеличения мощности теплофикационных турбин до максимальной мощности при работе по конденсационному циклу.

Чтобы получить максимальную мощность теплофикационных турбин типа КО и КОО, необходимо развивать проточную часть низкого давления на суммарный пропуск отопительных и вентиляционных потоков пара с одновременным расширением поверхности конденсатора, производительности конденсатных насосов и вспомогательного оборудования, а также с расширением технического водоснабжения и электрической части ТЭЦ.

4. Анализы выполненных исследований для любой энергосистемы показывают целесообразность использования максимальной мощности конденсационных турбин в зимнее время при условии выработки в летнее время максимальной мощности на теплофикационных турбинах типа КО и КОО. При этом должна быть выбрана оптимальная величина суммарной мощности турбин с противодавлением с отпуском тепла отопительным потребителям.

В энергосистемах с преобладающей промышленной нагрузкой может оказаться целесообразным все теплофикационные турбины типа КО и КОО устанавливать с развитой ч. н. д. Установку турбин с противодавлением в таких энергосистемах целесообразно рекомендовать лишь для технологических потребителей с ровным графиком тепловой нагрузки в течение круглого года. Установка турбин с противодавлением для отопительно-вентиляционных потребителей не будет эффективна, так как потребуется ввод в энергосистему дублирующих мощностей на летний период.

В энергосистемах с преобладающей коммунальной нагрузкой из-за снижения на значительную величину летней максимальной нагрузки оказывается целесообразным допустить значительную часть теплофикационных турбин с противодавлением для снабжения теплом отопительных потребителей, с отключением этих турбин в летнее время, с отказом от сооружения на подобных ТЭЦ циркуляционного водоснабжения. Чтобы увеличить суммарную мощность теплофикационных турбин с отопительным противодавлением и облегчить строительство ТЭЦ с отказом от циркуляционного водоснабжения, теплофикационные турбины типа КО и КОО следует выполнять с развитой ч. н. д., так как при этом дополнительные капиталовложения будут соизмеримы со снижением капитальных затрат на турбины с противодавлением, но экономичность выработки энергии по конденсационному циклу при развитии ч. н. д. турбин типа КО и КОО будет заметно выше по срав-



нению с турбинами, имеющими ч. н. д., ограниченную номинальную мощность.

Таким образом, турбинным заводам можно рекомендовать изготовление теплофикационных турбин двух типов, а именно: турбины типа КО и КОО с развитой проточной частью низкого давления и турбины с противодавлением не только для технологических потребителей тепла, но и для отопительно-вентиляционных, которые найдут широкое применение в энергосистемах с преобладающей коммунальной нагрузкой для ТЭЦ с дорогим и сложным циркуляционным водоснабжением.

5. Приблизительными расчетами установлена целесообразность использования максимальных мощностей конденсационных турбин зимой и максимальных мощностей теплофикационных турбин летом с широким внедрением турбин с отопительным противодавлением. Приблизительными подсчетами установлена возможность снижения при этом капитальных вложений в ТЭЦ с 1959 по 1965 гг. на 1 млрд. руб. и достижения экономии топлива в 1965 г. в 500 тыс. т. у. т./год.

6. При определении суммарной мощности турбин с отопительным противодавлением существенное значение имеет начало отопительного периода и график нарастания тепловой нагрузки в осенний период, определяющий нарастание мощности турбин с противодавлением. Нарастание мощности турбин с противодавлением не должно отставать от роста электрического графика нагрузки энергосистемы.

#### IV. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОБОБЩЕНИЯ НЕКОТОРЫХ ПРОБЛЕМ ТЕПЛОФИКАЦИИ

В диссертации были разработаны такие теоретические обобщения отдельных вопросов, касающихся выработки электрической энергии по теплофикационному циклу с учетом разнообразных условий эксплуатации. Наиболее важные вопросы приведены ниже.

1. Разработано обобщенное уравнение для определения «коэффициента недовыработки» при широких пределах изменения давления пара в отборах теплофикационных турбин с учетом влияния расхода пара на подогрев питательной воды:

$$y_i = \frac{\sum_{n=1}^{n=k} a_n (i_n - i_{n+1})}{\sum_{m=1}^{m=k} a_m (i_m - i_{m+1})} \quad (1)$$

Здесь

$\alpha_n$  — переменный расход пара по группам ступеней турбины между отборами от места отбора пара на теплофикацию, где его значение принимается за единицу с последовательным уменьшением за счет регенерации до конденсатора;

$\alpha_m$  — переменный расход пара по группам ступеней турбины между отборами, от входа на первое колесо, где его значение принимается за единицу, с последовательным уменьшением за счет регенерации до конденсатора;

$i_n; i_{n+1}; i_m$  и  $i_{m+1}$  — переменная энтальпия пара между соседними отборами турбины.

Уравнение (1) более точно, чем уравнения, опубликованные в литературе, и его точность возрастает с повышением  $t_{пв}^p$ , что важно для расчетов перспективных теплоэлектроцентралей.

2. Разработано уравнение, устанавливающее зависимость между расходом свежего пара теплофикационной турбиной  $D_0$ , мощностью  $N$ , расходом пара в конденсатор  $D_{кк}$ , расходом пара из отопительных отборов при многоступенчатом нагреве сетевой воды и расходом пара из производственного отбора  $\sum_{i=1}^{i=n-1} y_i D_i$  для общего случая при нарушении теплового баланса в схеме турбины:

$$D_0 = \frac{1}{\varphi} \left[ D_{кк} + r_k N + \sum_{d=1}^{d=m} (y_d - y_n) D_d + \sum_{i=1}^{i=n-1} (y_i - y_n) D_i - y_n D_{кк} \right] \frac{T}{t} \quad (2)$$

$$\varphi = 1 - (1 - k) y_n \quad (3)$$

$$k = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} D_{ri} + D_{yt}}{D_0} \quad (4)$$

здесь  $D_{кк}$  — расход пара на холостой ход турбины;  
 $r_k N$  — дополнительный расход пара на выработку энергии по конденсационному циклу;  
 $y_n$  — коэффициент недовыработки  $n$  теплофикационного отбора пара;



$\sum_{d=1}^{d=m} y_d D_d$  — дополнительный расход пара из отборов турбины, который используется для подогрева х. о. воды или обратного конденсата с производства, или других потоков воды при нарушении балансов тепловой схемы турбины;

$k$  — коэффициент, учитывающий расходы пара на регенерацию и утечки пара через уплотнения при переменных режимах;

$\varphi$  — коэффициент, учитывающий разные эксплуатационные режимы работы турбины.

Это уравнение будет иметь существенное значение для многоотборных теплофикационных турбин с нерегулируемыми отборами пара, для которых затруднительно построить диаграммы режимов, особенно при нарушении тепловых балансов в схеме.

3. Для изучения технических характеристик конденсационных и теплофикационных турбин было использовано уравнение, по которому определяется удельная выработка электрической энергии на тепловом потреблении отдельными потоками тепла, протекающими по проточной части турбины:

$$\mathcal{E}_i = \left[ \frac{\eta_m \eta_g}{860 (i_{ri} - \bar{t}_{ri})} (i_0 - i_1 + i_1') - \frac{\eta_m \eta_g}{860 (i_{ri} - \bar{t}_{ri})} i_{ri} \right] 10^6 \frac{\text{квт-ч}}{\text{Гкал}}; \quad (5)$$

здесь  $\eta_m \eta_g$  — механический КПД и КПД генератора;

$i_0$ ;  $i_1$  и  $i_1'$  — энтальпия свежего пара и энтальпия до и после промежуточного перегрева пара, ккал/кг;

$i_{ri} - \bar{t}_{ri}$  — тепло, отданное регенеративному подогревателю килограммом пара, ккал/кг;

$\mathcal{E}_i$  — удельная выработка энергии на тепловом потреблении, квтч/Гкал.

Это уравнение дает возможность установить интересную зависимость, определяющую изменение удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении в функции от температуры насыщения пара, поступающего в регенеративные подогреватели.

Установлены зависимости при изменении давления и температуры свежего пара, давления и температуры промежуточного перегрева, энтальпии питательной воды, давления пара в конденсаторе, внутреннего относительного КПД турбины. Использование этих зависимостей дает возможность определить:

а) оптимальное распределение температурных перепадов между подогревателями при наличии промежуточного перегрева при разных значениях  $t_{2п}$  и  $p_k$ ;

б) повышение экономии топлива от применения промежуточного перегрева пара на ТЭЦ при повышении давления промежуточного перегрева по сравнению с давлением, принятым у конденсационных турбин;

в) целесообразность повышения начального давления пара на ТЭЦ и начальной температуры пара и температуры промежуточного пара на КЭС и другие зависимости.

4. Разработано обобщенное уравнение для определения годового расхода топлива теплоэлектроцентралю для разных условий эксплуатации. Установлена часть вспомогательных зависимостей, необходимых при пользовании этим уравнением.

5. Для теплофикационных турбин с двумя регулирующими отопительными отборами пара разработано уравнение, по которому можно определить оптимальное давление пара в нижнем регулируемом отборе для получения максимальной выработки энергии на тепловом потреблении при заданном графике отпуска тепла от ТЭЦ.

6. Наиболее глубоко были исследованы оптимальные значения расчетного коэффициента теплофикации  $\alpha_{тр}^o$  при разных параметрах теплосилового цикла на ТЭЦ и вытесняемой КЭС, при покрытии пиковых отопительных нагрузок как редуцированным паром от энергетических котлов, так и дешевыми водогрейными котлами, при широких пределах изменения условий эксплуатации.

Исследования  $\alpha_{тр}^o$  были выполнены для следующих исходных условий:

а) Схема энергоснабжения I — с постоянным графиком отпуска тепла от ТЭЦ в течение года  $Q_{тэц}$  — пост. и при переменной выработке электрической энергии  $W_e$  — перем. Оптимальное значение расчетного коэффициента теплофикации определялось в этом случае максимальной экономией топлива в энергосистеме, которая устанавливалась расчетами при изменении  $\alpha_{тр}$  в широких пределах от 1 до 0,3.

б) Схема энергоснабжения II — с переменным графиком отпуска тепла от ТЭЦ в течение года  $Q_{тэц}$  — перем. Выработка электрической энергии принималась постоянной  $W_e$  — пост. при установке теплофикационных турбин типа КО и переменной  $W_t$  — перем. при установке турбин с противодавлением. Оптимальное значение для расчетного коэффициента теплофикации в этом случае рекомендовалось выбирать из условия максимального приращения экономии топлива



в энергосистеме, которая непрерывно, но неравномерно возрастала при уменьшении  $\alpha_{тр}$  от 1 до 0,3.

в) Для обеих схем энергоснабжения были исследованы оптимальные значения  $\alpha_{тр}^{\circ}$  из условия наивыгоднейших сроков окупаемости дополнительных капитальных затрат на комбинированную выработку тепла и электрической энергии по сравнению с раздельной.

При исследовании  $\alpha_{тр}^{\circ}$  учитывались разные условия эксплуатации ТЭЦ, а именно: сжигание на электростанциях и в котельных твердого и газообразного топлива, разная стоимость условного топлива и соответственно разные капитальные вложения в его добычу, переменные капитальные затраты в электрические и тепловые сети, покрытие пиковых нагрузок редуцированным паром от энергетических котлов и водогрейными котлами.

При выполнении расчетов для определения  $\alpha_{тр}^{\circ}$  принимались следующие исходные данные: продолжительность отопительного периода 5000 часов/год, расчетная температура наружного воздуха — 25°, средняя недельная нагрузка горячего водоснабжения 0,15  $Q_{тэц}^p$  — в отопительный период и 0,10  $Q_{тэц}^p$  — в неотапливаемый период, расчетный суммарный отпуск тепла из отборов турбины был принят  $Q_t = 185$  Гкал/ч.

График тепловой нагрузки для схемы энергоснабжения I построен для  $\alpha_{тр}^1 = 0,587$  и приведен на рис. 2, а для схемы энергоснабжения II — на рис. 3.

На основании принятых исходных данных были исследованы величины оптимального значения  $\alpha_{тр}^{\circ}$  для турбин с противодавлением при изменении параметров теплосилового цикла на ТЭЦ и вытесняемой из энергосистемы КЭС в пределах от 29 ата и 400° до 320 ата и 620/620°.

Результаты расчетов приведены в табл. 4.

Из табл. 4 следует:

а) Для схемы энергоснабжения I — на ТЭЦ, имеющей турбины с противодавлением, независимо от параметров теплосилового цикла на ТЭЦ и вытесняемой КЭС:

$$\alpha_{тр}^{\circ} = 0,90 \text{ без учета потерь холостого хода;}$$

$$\alpha_{тр}^{\circ} = 0,60 \text{ с учетом потерь холостого хода.}$$

Выработка энергии на тепловом потреблении  $W_t$  также достигает максимального значения при  $\alpha_{тр}^{\circ} = 0,9$ .

б) Для схемы энергоснабжения II независимо от параметров теплосилового цикла на ТЭЦ и вытесняемой КЭС и неза-

Таблица 4

Расчет $\alpha_{тр}^{\circ}$ из условия максимальной экономии топлива в энергосистеме.	Расчет $\alpha_{тр}^{\circ}$ из условия максимального приращения экономии топлива в энергосистеме.
Схема энергоснабжения I $Q_{тэц}$ — пост. $W_t$ — перем. График нагрузки на рис. 2.	Схема энергоснабжения II $Q_{тэц}$ — перем. $W_t$ — перем. График нагрузки на рис. 3.
Параметры теплосилового цикла на ТЭЦ и КЭС изменяются в пределах от 29 ата и 400° до 320 ата и 620/620°.	
Экономия топлива в энергосистеме без учета потерь холостого хода равна $B = W_t(b_k^k - b_t)$ тыс. т. у. т./год. (6)	
$\alpha_{тр}^{\circ} = 0,90; B_{\alpha_{тр}^{\circ}=0,90}^{\max} = B_{\alpha_{тр}^{\circ}=0,55}; \alpha_{тр}^{\circ} = 0,55$	
Экономия топлива в энергосистеме с учетом потерь холостого хода равна $B = W_t b_k^k - (W_t q_t + q_t^x N_t^p n) b_m^{\text{ТЭЦ}}$ тыс. т. у. т./год. (7)	
$\alpha_{тр}^{\circ} = 0,60$	$\alpha_{тр}^{\circ} = 0,55$
При $\alpha_{тр}^{\circ} = 0,90$ $W_t$ достигает максимального значения.	При $\alpha_{тр}^{\circ} = 0,55$ $\Delta Q_t, \Delta W_t$ и $\Delta B_t$ достигают максимального значения.

временно от учета потерь холостого хода турбины с противодавлением

$$\Delta B'' < \Delta B^{\circ} = \text{максимуму} > \Delta B' \quad (8)$$

$$\text{при } \alpha_{тр} < 0,55 \quad \text{при } \alpha_{тр}^{\circ} = 0,55 \quad \text{при } \alpha_{тр} > 0,55.$$

При том же значении  $\alpha_{тр}^{\circ} = 0,55$  приращения отпуска тепла из отборов турбины  $\Delta Q_t^{\circ}$  и приращение выработки энергии на тепловом потреблении  $\Delta W_t^{\circ}$  также достигает максимального значения.

в) Экономия топлива в энергосистеме оказывается одинаковой для обеих схем энергоснабжения потребителей при оптимальных значениях  $\alpha_{тр}^{\circ}$  для графиков тепловой нагрузки, изображенных на рис. 2 и 3:

$$B_{\text{ТЭЦ}}^{\max} \text{ тыс. т. у. т./год} = B_{\text{ТЭЦ}} \text{ тыс. т. у. т./год.} \quad (9)$$

$$\alpha_{тр}^1 = 0,90 \quad \alpha_{тр}^2 = 0,55$$



Однако это равенство справедливо для графика тепловой нагрузки при  $\alpha_{тр}^I = 0,587$  (см. рис. 2). В диссертации были

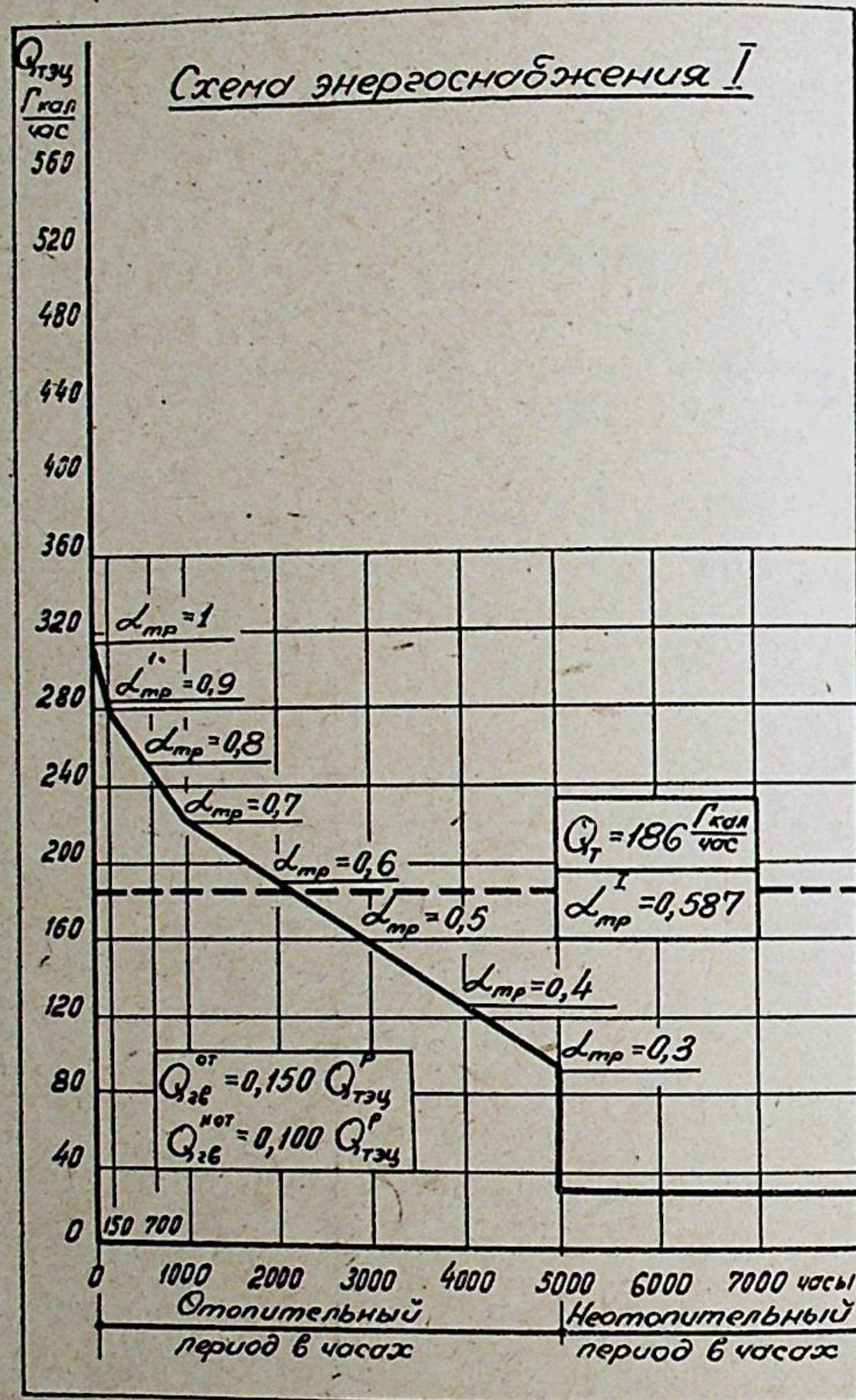


Рис. 2.

исследованы режимы работы ТЭЦ при изменении  $\alpha_{тр}^I$  от 1 до 0,3 и найдены иные соотношения между  $\alpha_{тр}^I$  и  $\alpha_{тр}^2$ .

В работе были также исследованы теплофикационные турбины типа КО, работающие на разных параметрах теплосилового цикла в пределах от 29 ата и 400° до 320 ата и 620/620°

с ступенчатым нагревом сетевой воды, с отпуском тепла из отборов для покрытия графиков тепловой нагрузки, изображенных на рис. 2 и 3.

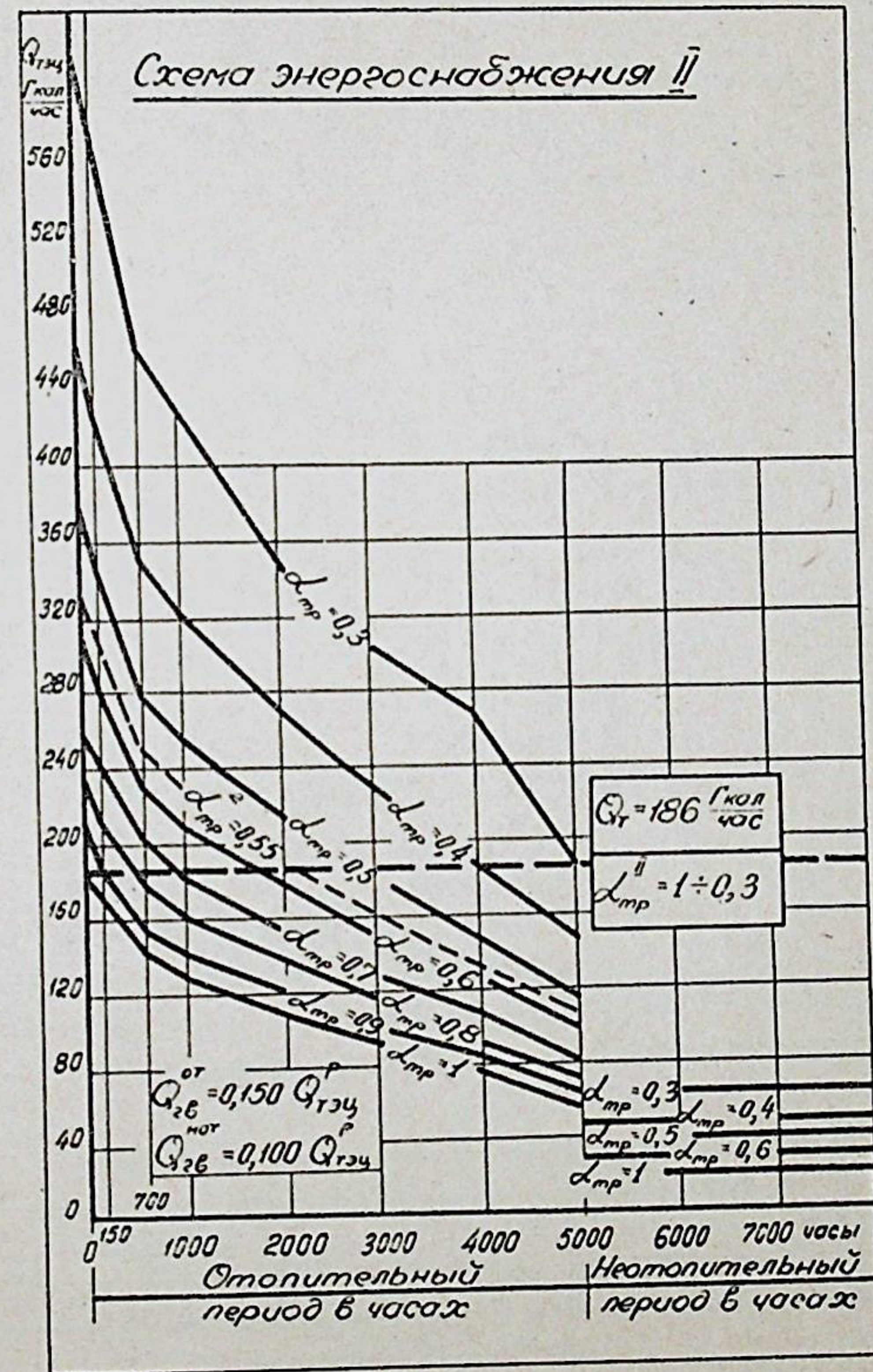


Рис. 3.

Результаты расчетов оптимального значения расчетного коэффициента теплофикации приведены в табл. 5.

Из табл. 5 следует:

а) Для схемы энергоснабжения II максимальное приращение экономии топлива в энергосистеме, независимо от пара-



Таблица 5

Расчет $\alpha_{\text{тр}}^{\circ}$ из условия максимальной экономии топлива в энергосистеме.		Расчет $\alpha_{\text{тр}}^{\circ}$ из условия максимального приращения экономии топлива в энергосистеме.	
Схема энергоснабжения I $Q_{\text{ТЭЦ}}$ — пост. $W_{\Sigma}$ — перем. График нагрузки на рис. 2.		Схема энергоснабжения II $Q_{\text{ТЭЦ}}$ — перем. $W_{\Sigma}$ — пост. График нагрузки на рис. 3.	
Параметры теплосилового цикла на ТЭЦ и КЭС изменяются в пределах от 29 ата и 400° до 320 ата и 620/620°.			
$\alpha_{\text{тр}}^{\circ} = 1$ $b_{\text{к}^{\text{к}}} > b_{\text{к}^{\text{т}}}$	$\alpha_{\text{тр}}^{\circ} = 0,9$ $b_{\text{к}^{\text{к}}} = b_{\text{к}^{\text{т}}}$	$\alpha_{\text{тр}}^{\circ} < 0,9$ $b_{\text{к}^{\text{к}}} < b_{\text{к}^{\text{т}}}$	$\alpha_{\text{тр}}^{\circ} = 0,55$ $b_{\text{к}^{\text{к}}} > b_{\text{к}^{\text{т}}}$
			$\alpha_{\text{тр}}^{\circ} = 0,55$ $b_{\text{к}^{\text{к}}} = b_{\text{к}^{\text{т}}}$
			$\alpha_{\text{тр}}^{\circ} = 0,55$ $b_{\text{к}^{\text{к}}} < b_{\text{к}^{\text{т}}}$

метров теплосилового цикла на ТЭЦ и вытесняемой КЭС, соответствует  $\alpha_{\text{тр}}^{\circ} = 0,55$ .

б) Для схемы энергоснабжения I максимальная экономия топлива в энергосистеме зависит от величины удельного расхода топлива на вытесняемой КЭС  $b_{\text{к}^{\text{к}}}$  по сравнению с удельным расходом топлива на ТЭЦ при выработке энергии по конденсационному циклу  $b_{\text{к}^{\text{т}}}$ .

Для значений  $b_{\text{к}^{\text{к}}} < b_{\text{к}^{\text{т}}}$  были произведены исследования при установке на ТЭЦ теплофикационной турбины типа КО на 170 ата и 550/525° со ступенчатым нагревом сетевой воды при разных условиях эксплуатации.

Результаты расчетов  $\alpha_{\text{тр}}^{\circ}$  приведены в табл. 6.

Таблица 6

Наименование	Параметры теплосилового цикла на вытесняемой КЭС							
	170 ата и 550/525°				320 ата и 620/620°			
$\frac{W_{\Sigma}}{W_{\text{T}}}$ при $\alpha_{\text{тр}} = 1$	1	1,75	3,0	3,5	1	1,75	3,0	3,5
$\alpha_{\text{тр}}^{\circ}$	0,90	0,85	0,80	0,75	0,90	0,60	0,55	0,50
$\frac{b_{\text{к}^{\text{т}}}}{b_{\text{к}^{\text{к}}}}$	1,0	1,02	1,06	1,10	1,0	1,02	1,06	1,10
$\alpha_{\text{тр}}^{\circ}$	0,90	0,80	0,70	0,50	0,90	0,55	0,53	0,50

Из табл. 6 следует:

а) При повышении отношения полной выработки энергии  $W_{\Sigma}$  к выработке энергии на тепловом потреблении  $W_{\text{T}}$  (при  $\alpha_{\text{тр}} = 1$ ) от 1 до 3,5 оптимальное значение расчетного коэффициента теплофикации снижается и тем сильнее, чем выше параметры теплосилового цикла на вытесняемой КЭС.

б) С повышением отношения удельного расхода топлива при выработке энергии по конденсационному циклу теплофикационной турбиной  $b_{\text{к}^{\text{т}}}$  к удельному расходу топлива чисто конденсационной турбины  $b_{\text{к}^{\text{к}}}$  от 1 до 1,10 оптимальное значение расчетного коэффициента теплофикации снижается и тем существеннее, чем выше параметры теплосилового цикла на вытесняемой КЭС.

Исследования изменения оптимального значения расчетного коэффициента теплофикации из условия оптимальных сроков окупаемости дополнительных капитальных затрат на комбинированную выработку электрической энергии и тепла по сравнению с отдельной выполнены для ТЭЦ с параметрами пара 130 ата и 565/565°.

На основе этих расчетов были сделаны следующие главные выводы:

а) Сроки окупаемости, как правило, снижаются в 3—4 раза, если для покрытия пиковых отопительных нагрузок на ТЭЦ будут использованы дешевые водогрейные котлы вместо энергетических котлов.

б) Сроки окупаемости снижаются при сжигании природного газа на ТЭЦ и на районных котельных, так как при этом снижается их стоимость и при условии сжигания твердого топлива на соответствующей КЭС.

в) Сроки окупаемости снижаются при увеличении капиталовложений в топливные базы, при удорожании стоимости топлива, при удорожании линии электропередач от КЭС, при удешевлении стоимости магистральных тепловых сетей и при удорожании стоимости районных котельных.

г) Сроки окупаемости дополнительных капитальных затрат на комбинированную выработку тепла и электроэнергии по сравнению с отдельной должны тщательно рассчитываться для каждого реального объекта. Для многих случаев, встречающихся в эксплуатации, оптимальное значение для расчетного коэффициента теплофикации, при установке на ТЭЦ оборудования на 130 ата и 565/565°, будет колебаться при установке пиковых водогрейных котлов в пределах 0,4 ÷ 0,6, а при использовании энергетических котлов для покрытия пиковых нагрузок — от 0,6 до 0,8.



## Выводы

Автор надеется на практическое внедрение предложений, разработанных в диссертации, в частности, на дальнейшее повышение начальных параметров пара до 240 ата и 580°, внедрение промежуточного перегрева пара для отопительных ТЭЦ, разработку рекомендуемых серий теплофикационных турбин, оптимально удовлетворяющих как потребителей тепла, так и энергосистемы с разными характеристиками, широкое использование нерегулируемых отборов конденсационных турбин, широкое применение для ТЭЦ парогазового цикла, развитие ч. н. д. теплофикационных турбин до максимальной их мощности при расчетном расходе свежего пара, широкое внедрение турбин с отопительным противодавлением, а также на широкое внедрение не только пиковых водогрейных котлов, но и пиковых паровых котлов насыщенного пара низкого давления.

Основное содержание диссертации опубликовано в журналах: «Электрические станции», 1955, № 10, 1958, № 1; «Энергомашиностроение», 1957, № 9; «Теплоэнергетика», 1958, № 3; Науч.-техн. информ. бюл. Ленинградского политехнического ин-та, Энергомашиностроение, № 9, 1957.