РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ВЫБОР ХАРАКТЕРИСТИК И РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТУРБОУСТАНОВОК АЭС С ВОДООХЛАЖДАЕМЫМИ РЕАКТОРАМИ

РТМ 24.021.16—74

Издание официальное

МИНИСТЕРСТВО ТЯЖЕЛОГО, ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО И ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

Москва

gost.e-ecolog.ru

РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН Центральным научно-исследовательским и проектно-конструкторским котлотурбинным институтом им. И. И. Ползунова

Директор — **Н. М. МАРКОВ**

Заведующий базовым отраслевым отделом стандартизации — **К. А. СУПРЯДКИН**

Руководители темы: — **М. И. ГРИНМАН, Н. И. ШАПИРО**

Основные исполнители: — **П. П. СУВОРОВ, А. Н. МИТЮКОВ**

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Главтурбопромом Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Главный инженер — **В. П. ГОЛОВИЗНИН**

УТВЕРЖДЕН Министерством тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Заместитель министра — **П. О. СИРЫЙ**

УДК [621.165.51:536.7]001.14(083.75)

Группа Е02

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ВЫБОР ХАРАКТЕРИСТИК И РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТУРБОУСТАНОВОК АЭС С ВОДООХЛАЖДАЕМЫМИ РЕАКТОРАМИ

РТМ 24.021.16—74

Указанием Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения от 26 декабря 1974 г. № ПС-002/18302 введен как рекомендуемый

В настоящем руководящем техническом материале (РТМ) изложена методика выбора структуры и параметров тепловых схем и связанных с ними характеристик турбоустановок АЭС с водоохлаждаемыми реакторами на стадиях, предшествующих техническому проектированию.

Методика позволяет обоснованно выбрать:

— разделительное давление, т. е. давление, при котором происходит сепарация влаги и промперегрев пара;

— температуру промперегрева пара;

— кратность сепарации влаги;

— число ступеней промперегрева пара;

— для двухступенчатой схемы промперегрева — температуру пара за 1-й ступенью промперегрева;

— давление греющего пара 1-й ступени промперегрева;

— потери давления в 1 и 2-й ступенях промперегрева и сепараторе;

— температуру питательной воды;

— число ступеней подогрева питательной воды;

— температурные напоры в регенеративных подогревателях, охладителях дренажа и пр.

Методика позволяет также получить зависимости изменения удельного расхода тепла по турбоустановке от определяющих его параметров: начального давления, начальной температуры или влажности, температуры питательной воды и давления пара в конденсаторе.

Издание официальное **Перепечатка воспрещена**

Методика основана на комплексе математических моделей основного оборудования машинного зала и реализуется в виде отдельных программ для ЭВМ среднего класса (БЭСМ-4, М-220 и т. д.). Все программы записаны на входном языке транслятора ТА-1М (на базе Алгол-60).

В РТМ унифицируется на современном техническом уровне метод выбора характеристик элементов турбоустановок АЭС, который рекомендуется для использования научно-исследовательскими, проектными организациями и турбостроительными заводами.

Излагаемая в РТМ методика является обобщением и дальнейшим развитием существующих методов выбора оптимальных характеристик турбоустановок АЭС и отличается от них более полным учетом влияния последних на конструктивные решения по турбоустановке. Методика базируется на анализе практики отечественных турбостроительных заводов и прошла проверку при подготовке исходных данных к техническому проекту турбин К-500-60, К-500-65 и К-1000-60 Харьковского турбинного завода.

1. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

1.1. Геометрические характеристики проточной части и характеристики потока

D — диаметр ступени, уплотнений и других элементов, м;

l — высота лопатки, м;

Δl — суммарная перекрыша ступени, м;

$\delta = \frac{l_c}{l_p}$ — коэффициент, учитывающий величину перекрыши;

α_1 — угол выхода потока из направляющего аппарата, град;

F — площадь, м^2;

$F_т$ — площадь выхлопа, м^2;

$F_{упл}$ — площадь зазора в уплотнениях диафрагм, м^2;

$\delta_{упл}$ — величина зазора в уплотнениях диафрагм, мм;

$\bar{s}_б$ — относительный зазор;

$z_{упл}$ — число зубцов в уплотнении диафрагм;

c — абсолютная скорость, м/с;

c_0 — абсолютная скорость истечения, соответствующая располагаемому теплоперепаду ступени, м/с;

c_1, c_2 — абсолютные скорости пара на выходе из направляющего аппарата и рабочих лопаток, м/с;

w — относительная скорость, м/с;

w_1, w_2 — относительная скорость выхода пара из направляющих и рабочих лопаток, м/с;

u — окружная скорость, м/с;

$\nu = \frac{u}{c_0}$;

ψ и φ — коэффициенты скорости рабочих и направляющих лопаток;

R — степень реактивности ступени;
r — радиус ступени, м;
E — критерий эрозийного износа;
ε — коэффициент в критерии эрозийного износа, учитывающий влияние осевого зазора между направляющим аппаратом и рабочими лопатками;
a^* — скорость звука, м/с;
$M = \frac{c}{a^*}$ — число Маха.

1.2. Параметры

p — давление пара, кгс/см^2;
p_0, p_1, p_2, $p_{разд}$, $p_{пп}^{гр-1}$, $p_{кнд}$ — давление пара соответственно свежего, на входе в ступень, за ступенью, в точке отбора на сепарацию и промперегрев, греющего в первой ступени промперегрева, в конденсаторе, кгс/см^2;
p_s — давление пара на линии насыщения, кгс/см^2;
$p_{1диф}$ — давление за последней ступенью на входе в диффузор, кгс/см^2;
$\Delta p_{пп1}$, $\Delta p_{пп2}$, $\Delta p_{сеп}$ — потери давления обогреваемого пара соответственно в 1, 2-й ступенях промперегрева и сепараторе, кгс/см^2;
T — абсолютная температура, К;
t_0, $t_{пп}$, $t_{пп1}$, $t_{кнд}$ — температура пара соответственно свежего, после промперегрева, после 1-й ступени промперегрева и в конденсаторе, °С;
t_s — температура насыщенного пара, °С;
$t_{п.в}$, $t_{0(s)}$ — температура питательной воды и конденсата при давлении свежего пара, °С;
$\Delta t_{пп}$, $\Delta t_{пп1}$ — температурные напоры на выходе из промперегревателя и 1-й ступени промперегревателя, °С;
v — удельный объем, м^3/кг;
v_0, v_1, v_2, v_2' — удельный объем пара соответственно на входе в ступень, выходе из направляющих лопаток, ступени и направляющего аппарата в корневом сечении, м^3/кг;
i — энтальпия пара, ккал/кг;
i_0 — энтальпия пара на входе в турбину, ккал/кг;

$i_{пп1}$, $i_{пп}$, $i_{сеп}$ — энтальпия пара за 1 и 2-й ступенями промперегревателя и сепаратором, ккал/кг;

s — энтропия, ккал/кг · °С;

y_1, $y_{сеп}$, $y_{ср}$ — влажность пара на входе в ступень, выходе из сепаратора, средняя в процессе расширения в долях единицы;

x — степень сухости пара в долях единицы;

q — энтальпия конденсирующейся жидкости, ккал/кг;

$q_{др.\ пп\ 1}$, $q_{др.\ пп}$, $q_{сеп}$ — энтальпия дренажа 1 и 2-й ступеней промперегрева и сепаратора, ккал/кг;

c_p, c_v — теплоемкость при постоянном давлении и постоянном объеме, ккал/кг · °С;

k — показатель адиабаты.

1.3. Тепловые перепады, потери энергии, расход, мощность

$h_р$ — располагаемый теплоперепад ступени при изоэнтропийном расширении, ккал/кг;

$h_{ад}$ — изоэнтропийный теплоперепад ступени по статическим параметрам, ккал/кг;

h_u, h_{oi} — использованный теплоперепад на ободе и суммарный, ккал/кг;

$\Delta h_{с_i}$, $\Delta h_{д_i}$, $\Delta h_{дл_i}$, $\Delta h_{с_{2_i}}$, $\Delta h_{тр_i}$, $\Delta h_{д_i}$, $\Delta h_{б_i}$, $\Delta h_{вл_i}$ — термодинамические потери i-й ступени соответственно: в соплах, в рабочих лопатках, концевые, с выходной скоростью, ротационные, из-за протечек через уплотнения диафрагм, утечек через уплотнения бандажа, влажности пара, ккал/кг;

$\eta_{ю_i}$ и η_u' — внутренний относительный и окружной КПД ступени;

$\Delta\eta_{вл}$; $\Delta\eta_{т.\ к}$; $\Delta\eta_{д.\ у}$; $\Delta\eta_{р.\ з}$; $\Delta\eta_{пр}$ — снижение окружного КПД ступени из-за влажности, трения и вентиляции, протечек через диафрагменные уплотнения, протечек через открытый радиальный зазор, наличия скрепляющей проволоки;

$a_{вл}$ — коэффициент влагоудаления, %;
G, $G_{п.в}$ — массовый расход пара через ступень и расход питательной воды, т;
D_0 — массовый расход свежего пара на турбину, т/ч;
$Q_р$ — теплопроизводительность реактора, ккал/ч;
$q^н_{т.у}$ — удельный расход тепла по турбоустановке, нетто, ккал/кВт·ч;
N — электрическая мощность турбоагрегата, кВт;
$N_{тр}$ — потери мощности из-за трения в ступени, кВт;
n — частота вращения ротора, об/мин;
$K_{упл}$ — коэффициент расхода в выражении, описывающем потери с протечками через диафрагменные уплотнения;
ζ — коэффициент восстановления диффузора;
q_1 — тепловая мощность парогенератора, ккал/ч.

1.4. Технико-экономические характеристики

K_i — капиталовложения по i-му варианту, руб.;
C_i — текущие затраты i-го варианта, руб./год;
$E_н$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, 1/год;
a — доля отчислений от капиталовложений на амортизацию, капитальный ремонт, зарплату и общестанционные расходы;
$З$ — приведенные затраты, руб./год;
$З_Σ$ — суммарные приведенные затраты, руб./год;
$C_F^{сеп}$ — удельная стоимость сепаратора, отнесенная к 1 м^2 поверхности фронта, тыс. руб./м^2;
$C_F^{спп}$ — удельная стоимость сепаратора-пароперегревателя, отнесенная к 1 м^2 поверхности нагрева, тыс. руб./м^2;
$C_F^{рег}$ — удельная стоимость поверхности нагрева регенеративных подогревателей, тыс. руб./м^2;
$C_F^{пг}$ — стоимость 1 м^2 поверхности нагрева парогенератора, тыс. руб./м^2;
$C_{э.ч}$ — удельные капиталовложения в электрическую часть АЭС, руб./кВт;
$K_{сеп}$ — капиталовложения в сепаратор, руб.;

$K_{спп}$ — капиталовложения в сепаратор-промперегреватель, руб.;

$K_{пг}$ — капиталовложения в парогенератор, руб.;

$K_{э.ч}$ — капиталовложения в электрическую часть АЭС, руб.;

h — число часов использования установленной мощности, ч/год;

$F_{пг}$, $F_{рег}$, $F_{сеп}$ — поверхность нагрева парогенератора, системы регенерации и поверхность фронта сепаратора, м^2;

$\varphi_э^{зам}$ — замыкающие затраты на электроэнергию, коп./кВт·ч;

$\eta_{лэп}$ — коэффициент потерь мощности в ЛЭП.

1.5. Индексы

Δ — изменение, приращение;

ср — среднее значение;

опр — определяющий;

к — значение в корневом сечении;

эк — эквивалентное значение;

вод — система технического водоснабжения;

кнд — конденсатор;

рег — система регенерации;

г.ц.н — главные циркуляционные насосы;

с — сопло;

р — рабочая лопатка;

упл — уплотнение;

т — торцовый;

z — осевая составляющая;

u — окружная составляющая;

0 — на входе в ступень;

1 — на выходе из направляющих лопаток;

2 — на выходе из ступени;

сеп — сепаратор;

пг — парогенератор;

пп — промперегреватель;

спп — сепаратор-промперегреватель;

т. у — турбинная установка;

пп 1 — первая ступень промперегревателя;

диф — диффузор;

п. в — питательная вода;

п. н — питательный насос;

др — дренаж;

s, нас — параметры на линии насыщения;

p — давление;

v — объем;

баз — базовый;

опт — оптимальный;
'' — для сухого насыщенного пара;
' — для воды при t_s;
зам — замещаемая мощность;
э. ч — электрическая часть.

2. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

2.1. Выбор характеристик турбоустановок АЭС должен производиться исходя из принципа обеспечения максимального народнохозяйственного эффекта, выявляемого на основе метода приведенных затрат [1]. Оптимальный вариант при этом характеризуется минимумом приведенных затрат, включающих затраты на все элементы системы энергоснабжения, начиная от топливной базы и кончая потребителями энергии.

2.2. Расчетное выражение для критерия эффективности (приведенных затрат) имеет следующий вид:

$$З_i = C_i + E_н K_i, \qquad (1)$$

где $З_i$ — приведенные затраты для i-го варианта, руб./год;
C_i — текущие затраты (себестоимость) по тому же варианту, руб./год;
$E_н$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, 1/год;
K_i — капитальные вложения по i-му варианту, руб.

2.3. Варианты решений должны сравниваться при условии единого энергетического эффекта у потребителей, что предполагает равенство уровней энергопотребления, надежности и качества энергоснабжения.

2.4. При оптимизации характеристик турбоустановок АЭС принимаются заданными условия работы станции в энергосистеме, особенности района размещения станции, структура мощностей и стратегия развития энергосистемы.

2.5. Сравнение вариантов следует производить при одинаковой тепловой мощности реактора, соответствующей оптимальным характеристикам последнего.

Различие в располагаемой электрической мощности для сравниваемых вариантов должно компенсироваться путем введения соответствующей величины дополнительной (замещаемой) электрической мощности. Величина замещаемой мощности по каждому варианту должна определяться из условия обеспечения единого уровня располагаемой электрической мощности у потребителя, т. е. с учетом различия для сравниваемых энергоустановок в расходе мощности на собственные нужды и потерь мощности в линиях электропередач.

2.6. Оптимизация характеристик турбоустановок АЭС должна производиться применительно к предварительно задаваемым

основным конструктивным характеристикам турбины, определяющим принципиальный ее профиль.

Предварительное задание основных конструктивных характеристик турбины может производиться по аналогии с уже созданными турбинами с учетом практики турбостроительных заводов и технических ограничений.

Основные конструктивные факторы [6], учет которых обеспечивает приемлемую точность оптимизации, следующие:

— частота вращения ротора;

— структурная схема турбины (ЦВД+ЦНД или ЦВД+ +ЦСД+ЦНД);

— число потоков в цилиндрах (ЦВД, ЦСД, ЦНД);

— корневой диаметр для каждого из цилиндров;

— площадь зазора и тип уплотнений диафрагм для каждого из цилиндров.

2.7. При выборе характеристик турбоустановок АЭС следует учитывать необходимость унификации отдельных элементов турбин различных типов и мощности, предназначенных для работы в блоке с реакторами различных типов. В первую очередь это относится к наиболее трудоемким и дорогостоящим элементам, создание новых конструкций которых требует значительных исследовательских и конструктивных проработок.

2.8. Сравнение вариантов характеристик турбоустановок АЭС должно производиться при оптимальных для каждого из них условиях, что предполагает необходимость выбора оптимальных характеристик проточной части для каждого значения оптимизируемого параметра.

С достаточной для целей расчета точностью это достигается нахождением оптимального числа ступеней в цилиндрах турбины применительно к каждому значению оптимизируемого параметра.

2.9. На результат оптимизации характеристик турбоустановок АЭС решающее влияние оказывает изменение внутреннего относительного КПД проточной части, что требует высокой точности его определения. Приемлемая точность при оценке изменения η_{o_i} проточной части может быть достигнута только при поступенчатом расчете η_{o_i}, учитывающем основные конструктивные характеристики конкретной турбины. Существующие на сегодняшний день укрупненные методы расчета η_{o_i} не обеспечивают требуемой точности.

2.10. Из-за неточности исходной информации о стоимостных характеристиках и условиях эксплуатации установки необходимо проверять влияние исходной информации на результат оптимизации. Для этого следует выявить наиболее вероятные пределы изменения значений по каждому из влияющих факторов и на этой базе сформировать варианты набора исходных данных.

Оптимизация на базе отобранных вариантов исходных данных позволяет выявить область оптимальных решений.

Выбор оптимальных вариантов производится по признаку минимума приведенных затрат с учетом надежности, технологичности, унификации и т. д. При этом должны оцениваться потери, связанные с отклонением от оптимального решения.

2.11. При необходимости комплексного выбора ряда характеристик турбоустановок АЭС, охватываемых настоящим РТМ, рекомендуется последовательность проведения вариантных расчетов, реализующая метод покоординатного спуска. При этом каждая из характеристик должна оптимизироваться в условиях предварительного задания всех прочих характеристик. Последовательность оптимизации характеристик должна выбираться в порядке убывания их влияния на оптимальные значения остальных.

Целесообразна следующая последовательность оптимизации характеристик: температура питательной воды, разделительное давление, температура промперегрева, давление греющего пара первой ступени промперегрева, потеря давления обогреваемого пара в системе промперегрева.

Предварительно значения $p_{\text{разд}}$, $t_{\text{пп}}$, $p^{\text{гр}}_{\text{пп 1}}$, $\Delta p_{\text{пп}}$ и $y_{\text{сеп}}$ следует принимать в соответствии с рекомендациями п. 6.3. В пп. 6.4, 6.5, 7.3.5, 7.3.6, 7.3.14 указаны способы определения диапазона возможных значений оптимума для каждой из характеристик и рациональный шаг оптимизации.

После получения оптимальных значений по всем характеристикам следует сопоставить полученные значения с предварительно заданными и оценить влияние их отклонения на результат оптимизации всех последующих характеристик. Если отклонения существенны (допустимые пределы указаны в пп. 6.15 и 7.3.15), расчет следует повторить.

3. РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

3.1. Общие положения

3.1.1. Цель расчета — выбор основных характеристик проточной части из условия их максимального соответствия принятой величине оптимизируемого параметра.

В процессе расчета должны быть получены лишь основные характеристики ступеней, влияющие на их тепловую экономичность и необходимые для последующего расчета внутреннего относительного КПД ступени (η_{o_i}). К таким характеристикам относятся:

— отношение u/c_0;

— высота направляющей лопатки l_c;

— степень реактивности на среднем диаметре $R_{\text{ср}}$;

— величина абсолютной скорости пара на выходе из ступени c_2.

3.1.2. Принятый метод расчета позволяет получить результат с приемлемой для целей исследования точностью при использовании минимума исходной информации.

3.2. Расчет промежуточных ступеней давления

3.2.1. Опыт проектных разработок ЦКТИ и ХТЗ им. С. М. Кирова показал, что необходимая степень точности оптимизации при значительном сокращении трудоемкости может быть достигнута в расчете ступени на основе предварительного задания определяющих параметров в корневом сечении ступени. Значения этих параметров могут быть достаточно точно заранее заданы. Например, при проектировании мощных паровых турбин корневые диаметры ступеней определяются предельно допустимой по условиям технологии величиной крупных поковок дисков и роторов.

Определяющими параметрами являются:

α_1' — угол выхода потока из направляющего аппарата в корневом сечении;

$R_к$ — степень реактивности в корневом сечении;

$D_к$ — корневой диаметр ступени.

3.2.2. Обычно α_1' выбирается в диапазоне от 11 до 18°. Меньшие значения относятся к частям высокого и низкого давления, а большие — к части среднего давления.

3.2.3. Степень реактивности в корневом сечении для промежуточных ступеней принимают равной 3—5% на ХТЗ им. С. М. Кирова и 10—14% на ЛМЗ; для последних ступеней частей низкого давления степень реактивности достигает 20% и более.

3.2.4. В отечественной и зарубежной практике для паровых турбин с дроссельным парораспределением часть высокого и среднего давления проектируют, как правило, с постоянным корневым диаметром, а часть низкого давления — как с постоянным, так и с переменным корневым диаметром.

3.2.5. При расчете ступени должен быть также предварительно выбран закон закрутки лопаток.

Закон закрутки для промежуточных ступеней в общем случае может быть принят следующим:

$$c_{1u} r = \text{const} \quad \text{и} \quad c_{1z} = \text{const},$$

где c_{1u} — окружная составляющая абсолютной скорости выхода потока из направляющего аппарата;

r — радиус ступени;

c_{1z} — осевая составляющая абсолютной скорости выхода потока из направляющего аппарата.

3.2.6. Первоочередная задача при расчете проточной части турбины состоит в распределении общего теплового перепада между отдельными ступенями таким образом, чтобы обеспечить максимальное использование энергии в каждой ступени.

Необходимое распределение теплоперепадов достигается путем задания для каждой ступени оптимального отношения u/c_0, обеспечивающего максимум η_{0i} ступени.

3.2.7. Для ступеней, работающих в области сухого пара, величина отношения $(u/c_0)^{сух}_{опт}$ в корневом сечении принимается в пределах 0,47—0,48.

3.2.8. Для ступеней, работающих на влажном паре, оптимальное значение u/c_0 ниже. В первом приближении для значений влажности, практически встречающихся в турбинах АЭС, это снижение прямо пропорционально степени сухости пара на входе в ступень.

3.2.9. В общем случае выражение для $(u/c_0)_{опт}$ описывается следующей зависимостью [6]:

$$(u/c_0)_{опт} = x_1^m (u/c_0)^{сух}_{опт}, \qquad (2)$$

где $(u/c_0)_{опт}$ — оптимальное отношение u/c_0 в корневом сечении;

$(u/c_0)^{сух}_{опт}$ — то же, для ступеней, работающих на сухом паре;

u — окружная скорость на корневом диаметре;

c_0 — скорость истечения, соответствующая располагаемому теплоперепаду $h_р$;

x_1 — степень сухости пара на входе в ступень;

$m = \begin{cases} 1 \\ 2 \end{cases}$ — коэффициент, обеспечивающий возможность учитывать или не учитывать влияние влажности на величину оптимального отношения $(u/c_0)^{сух}_{опт}$.

3.2.10. Высота направляющей лопатки $l_с$ согласно принятой методике определяется по высоте рабочей лопатки с учетом суммарной перекрыши ступени

$$l_с = l_р\delta, \qquad (3)$$

где $l_р$ — длина рабочей лопатки;

δ — коэффициент, учитывающий величину перекрыши.

3.2.11. Для расчета длины рабочей лопатки определяется осевая составляющая абсолютной выходной скорости пара из каналов рабочего колеса c_{2z}. Для закона закрутки: $c_{1u}r = \text{const}$, $c_{1z} = \text{const}$ осевая составляющая выходной скорости описывается выражением

$$c_{2z} = \frac{\pi n}{60}\frac{D_к}{(u/c_0)_{опт}}\sin\alpha_1'\varphi\sqrt{1-R_к}\frac{v_2}{v_2'}, \qquad (4)$$

где $D_к$ — корневой диаметр ступени, м;

α_1' — угол выхода потока из направляющего аппарата в корневом сечении, град;

$R_к$ — степень реактивности в корневом сечении;

φ — коэффициент скорости направляющих лопаток, выбирается по данным завода;

v_2 — удельный объем пара на выходе из ступени при изоэнтропийном расширении, м³/кг;

v_2' — удельный объем пара на выходе из направляющего аппарата в корневом сечении, м³/кг.

Удельный объем пара на выходе из направляющего аппарата в корневом сечении с достаточной степенью точности может быть определен из следующего выражения:

$$v_1 = v_0 + (v_2 - v_0)(1 - R_к), \tag{5}$$

где v_0 — удельный объем пара на входе в ступень.

3.2.12. Длина рабочей лопатки определяется по общеизвестной зависимости, основанной на уравнении неразрывности

$$l_р = \frac{G v_2}{c_{2z}(D_к + l_р)\pi}. \tag{6}$$

3.2.13. Абсолютная скорость пара на выходе из ступени определяется по методу треугольников скоростей с учетом изменения параметров потока и степени реактивности в осевом зазоре по высоте ступени в соответствии с законом закрутки. При этом за определяющий диаметр рекомендуется принимать эквивалентный по кольцевой площади, величина которого рассчитывается по следующей формуле:

$$D_{эк} = \sqrt{0{,}5\left[(D_к + 2l_р)^2 + D_к^2\right]}. \tag{7}$$

Расчет параметров ступени по $D_{эк}$ обеспечивает бо́льшую точность, чем расчет по среднему диаметру $D_{ср}$, для ступеней с малым отношением $D_{ср}/l_р$. Для ступеней с $D_{ср}/l_р > 8$ диаметр $D_{эк} \approx D_{ср}$.

3.2.14. Для принятого закона закрутки изменение степени реактивности в осевом зазоре по высоте ступени с достаточной степенью точности описывается зависимостью

$$R_{опр} = 1 - (1 - R_к)\cdot\left\{1 - \cos^2\alpha_1'\left[1 - \left(\frac{D_к}{D_{опр}}\right)^2\right]\right\}. \tag{8}$$

3.3. Расчет последней ступени

3.3.1. Как правило, при создании новых типоразмеров турбин для АЭС используют последнюю ступень с предельной для данного этапа длиной лопатки. В силу этого одна и та же последняя ступень может быть использована для ряда типоразмеров турбин и работать при различных нагрузках выхлопа и противодавлениях.

Поэтому, как правило, расчет последней ступени сводится к расчету характеристик ее режима при фиксированной геометрии.

3.3.2. Для последней ступени определяющим является не оптимальное отношение $(u/c_0)_{опт}$, а выполнение следующих условий:

— получение требуемого значения степени реактивности в корневом сечении (в корневом сечении степень реактивности должна быть положительной как при расчетных, так и при малых значениях нагрузок);

— обеспечение отбора пара на регенерацию перед ступенью (для улучшения условий аэродинамики и повышения эффективности влагоулавливания);

— увеличение теплоперепада на последнюю ступень для уменьшения потери из-за влажности и предотвращения эрозийного износа рабочих лопаток.

3.3.3. При расчете последней ступени необходимо ориентироваться на заводские расходные характеристики $[p_1/p_2=f(G_1)]$ и зависимости $\eta_u=f(u/c_0)$.

Остальные параметры определяются расчетом «с конца» методом последовательных приближений с последующей проверкой давления на входе в ступень. Дополнительно следует учитывать ограничения по пропускной способности ступени и эрозии.

3.3.4. Пропускная способность ступени (объемный расход пара через ступень) для заданной геометрии лимитируется предельно достижимой величиной осевой составляющей выходной скорости потока из ступени. В реальной ступени эта величина ниже критической. В зависимости от конструктивных особенностей ступени, диффузора и выхлопного патрубка максимально достижимая осевая скорость на выходе из ступени составляет 0,8—0,9 от критической ($M_{c_{2z}}=0{,}8\div0{,}9\ c_{2z}/a^*$, где a^* — скорость звука). Для данных параметров пара a^* рассчитывается по выражению:

$$a^*=\sqrt{kpv}\,, \tag{9}$$

где k — показатель адиабаты (20).

Для предельно достижимой осевой скорости потока на выходе из ступени, равной 0,85 от критической, ограничение по пропускной способности может быть записано в следующем виде:

$$\left(\frac{G}{F_т}\right)_{\text{пред}}\approx 230\,p_2\,, \tag{10}$$

где G — массовый расход пара через ступень, т/ч;

$F_т$ — площадь выхлопа, м^2;

p_2 — давление за ступенью, кгс/см^2.

3.3.5. Критерий эрозионного износа [4] рассчитывается по формуле

$$E=\varepsilon\frac{y_1^2}{p_1}\left[(D_к+2l_р)\frac{n}{3000}\right]^3, \tag{11}$$

где ε — коэффициент, учитывающий влияние осевого зазора между направляющим аппаратом и рабочими лопатками;

y_1 и p_1 — влажность и давление пара на входе в ступень.

При $E<0{,}2$ — эрозия не наблюдается, $E<0{,}8$ — небольшая эрозия, $E>2{,}0$ — сильная эрозия.

4. РАСЧЕТ ВНУТРЕННЕГО ОТНОСИТЕЛЬНОГО КПД ТУРБИНЫ

4.1. Внутренний относительный КПД ступени рассчитывается как отношение теплоперепада, превращенного в механическую работу, к располагаемому теплоперепаду при изоэнтропийном расширении рабочего тела.

Расчет η_{oi} ступени сводится к нахождению отдельных составляющих потерь энергии, к которым относятся потери в соплах, рабочих лопатках, с выходной скоростью, из-за влажности, трения и вентиляции, протечек через диафрагменные уплотнения; протечек через открытый радиальный зазор или уплотнения бандажа, скрепляющей проволоки и т. д. в зависимости от конструктивных особенностей и методик расчета проточной части.

4.2. Определение экономичности ступени базируется, как правило, на обобщениях натурных испытаний ступеней и их моделей.

На величину потерь энергии в ступени существенное влияние оказывает специфика конструкции проточной части, в свою очередь в значительной степени обусловленная особенностями технологии предприятия-изготовителя. В силу этого практически каждая фирма-изготовитель имеет свою методику расчета η_{oi}, отражающую ее практику проектирования и изготовления турбин.

Ниже приводятся методики расчета η_{oi}, используемые Харьковским турбинным заводом им. С. М. Кирова, специализирующимся в настоящее время на производстве турбин для АЭС с водоохлаждаемыми реакторами, и производственным объединением турбостроения «Ленинградский металлический завод» *.

4.3. Методика расчета η_{oi} для турбин ХТЗ им. С. М. Кирова.

4.3.1. Расчет строится на использовании обобщенных опытных зависимостей окружного КПД ступени (η_u') от отношения скоростей u/c_0, длины лопатки и степени реактивности ступени на определяющем диаметре (черт. 1, 2). Для лопаток длиной до 250 мм определяющими параметрами являются: u/c_0 и длина лопатки; для лопаток большей длины — u/c_0 и степень реактивности на среднем диаметре.

Все определяющие параметры выбираются на основе расчета проточной части, изложенного в разделе 3.2.

4.3.2. Снижение КПД ступени из-за влажности пара рассчитывается на основе следующей зависимости, полученной аппроксимацией кривых, приведенных на черт. 3, 4:

$$\Delta\eta^*_{\text{вл}} = \left[0{,}0012 h_{\text{р}} \exp\left(1{,}52 R^3_{\text{ср}} - 1{,}8 R\right) + y_1 - \frac{\Delta}{500}\right] \times \left(\eta_u' - \Delta\eta_{\text{т. в}} - \Delta\eta_{\text{д. у}}\right), \quad (12)$$

где $h_{\text{р}}$ — располагаемый теплоперепад ступени при изоэнтропийном расширении;

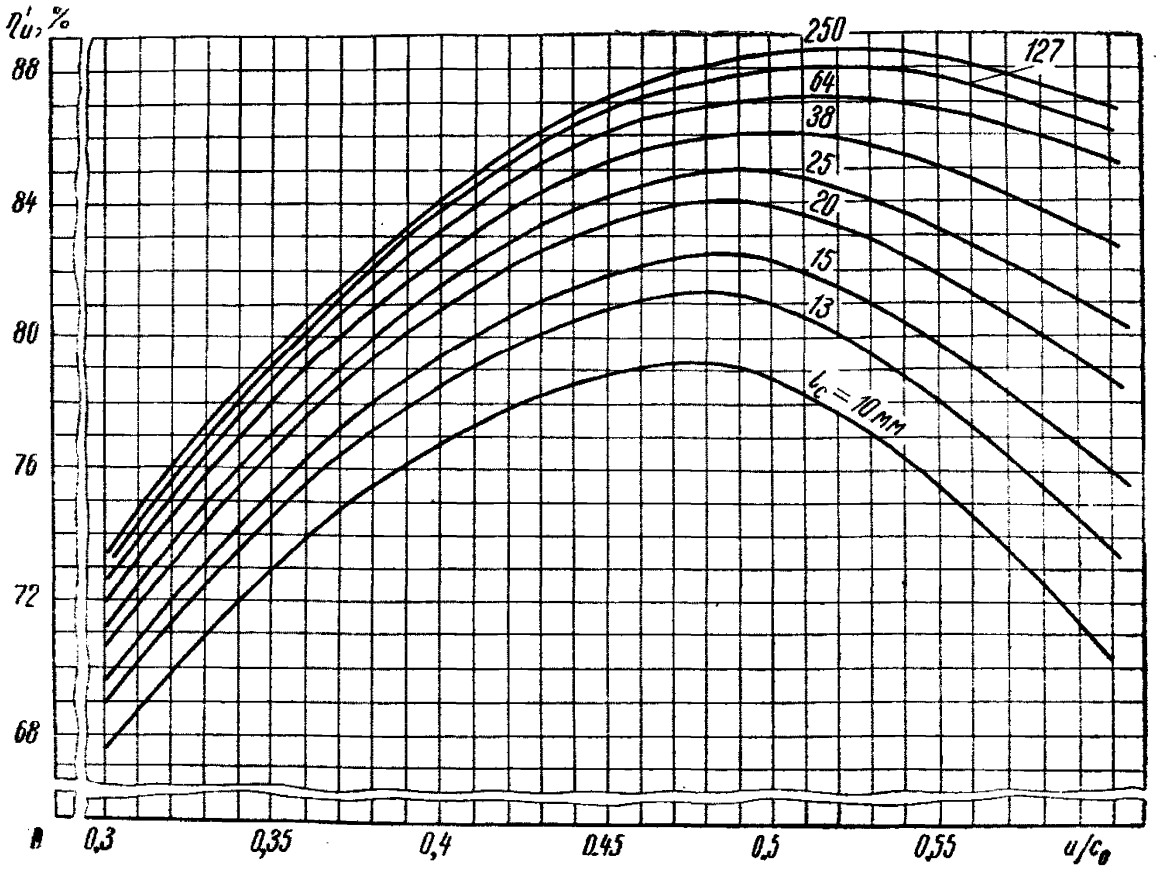
$R_{\text{ср}}$ — степень реактивности ступени на среднем диаметре;

y_1 — влажность пара на входе в ступень;

---

* Для выбора характеристик турбоустановок, изготовляемых другими заводами, следует использовать методики расчета η_{oi}, принятые на заводах и отличающиеся от методик ХТЗ им. С. М. Кирова и ЛМЗ.

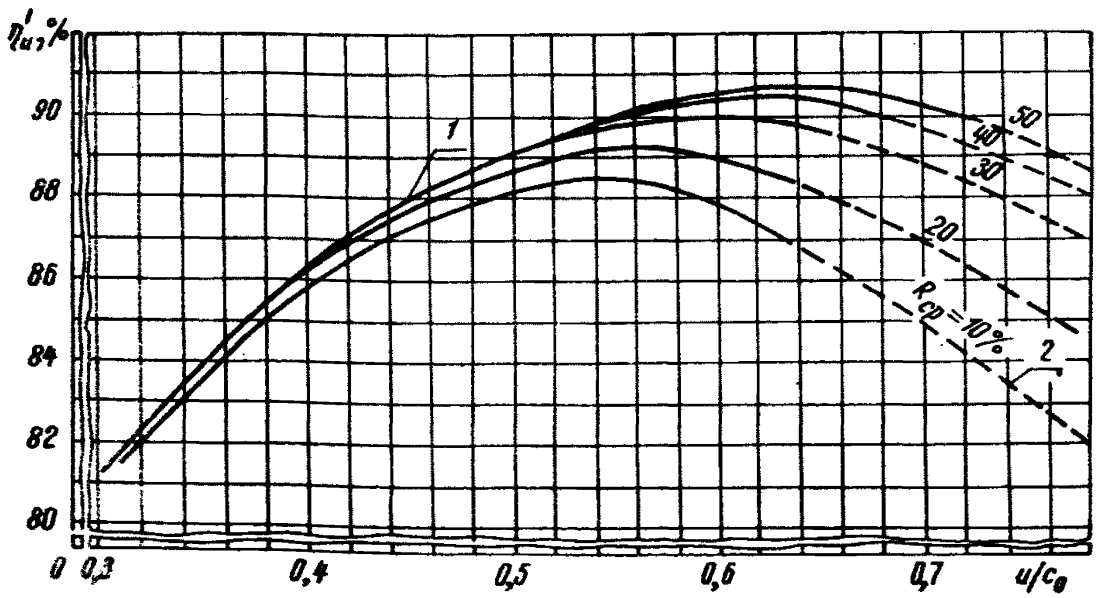
Зависимость окружного КПД ступени η'_u от u/c_0 и высоты направляющих лопаток l_c (для ступеней с высотой лопатки до 250 мм)



(Кривые построены с учетом использования выходной скорости предыдущей ступени)

Черт. 1

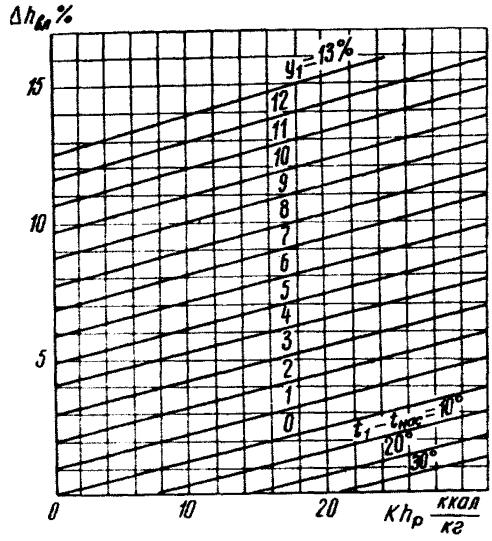
Зависимость окружного КПД ступени η'_u от u/c_0 и степени реактивности на среднем диаметре (для ступеней с высотой направляющих лопаток от 250 мм и выше)



1 — по данным завода; *2* — зона экстраполяции

Черт. 2

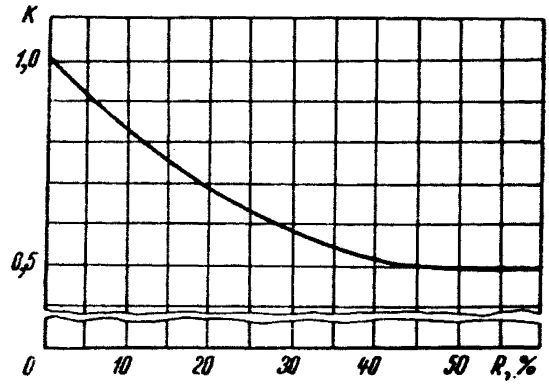
Потери от влажности пара перед ступенью турбины в процентах от располагаемого теплоперепада ступени



K — коэффициент (берется по черт. 4);
$t_1 - t_{нас}$ — перегрев против $t_{нас}$

Черт. 3

Зависимость коэффициента K от степени реактивности на определяющем диаметре (к черт. 3)



Черт. 4

Δ — разность энтальпий пара на входе в ступень и линии насыщения по изоэнтропе (для учета снижения КПД из-за переохлаждения пара при пересечении линией процесса расширения линии насыщения);

$\Delta\eta_{т.в}$ — снижение КПД ступени из-за потерь на трение и вентиляцию (ротационные потери);

$\Delta\eta_{д.у}$ — снижение КПД ступени из-за потерь вследствие протечек через диафрагменные уплотнения;

$$\Delta\eta_{вл} = \begin{cases} 0 \text{ при } \Delta\eta^*_{вл} < 0, \\ \Delta\eta^*_{вл} \text{ при } \Delta\eta^*_{вл} > 0. \end{cases}$$

4.3.3. Согласно методике ХТЗ им. С. М. Кирова снижение КПД ступени, вызываемое потерями на трение и вентиляцию, рассчитывается на основании следующей зависимости:

$$\Delta\eta_{т.в} = 0{,}6493\frac{D_к^2}{Gv_2h_{ад}}\left(\frac{D_к + l_р}{19{,}1}n\right)^3 \cdot 10^{-7}, \qquad (13)$$

где $h_{ад}$ — изоэнтропийный теплоперепад ступени по статическим параметрам, ккал/кг.

4.3.4. Снижение КПД из-за протечек через диафрагменные уплотнения определяются по формуле

$$\Delta\eta_{д.у} = \frac{1{,}5K_{упл}\pi D_{упл}\delta_{упл}}{G_{ступ}}\sqrt{\left[\frac{1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2}{z_{упл} - \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}\right]\frac{p_1}{v_1}}\,(\eta'_u - \Delta\eta_{т.в}), \qquad (14)$$

где $K_{упл}$ — коэффициент расхода (определяется в зависимости от типа диафрагменных уплотнений и величины зазора в соответствии с черт. 5);

$D_{упл}$ — диаметр уплотнений, м;

$\delta_{упл}$ — величина зазора, мм;

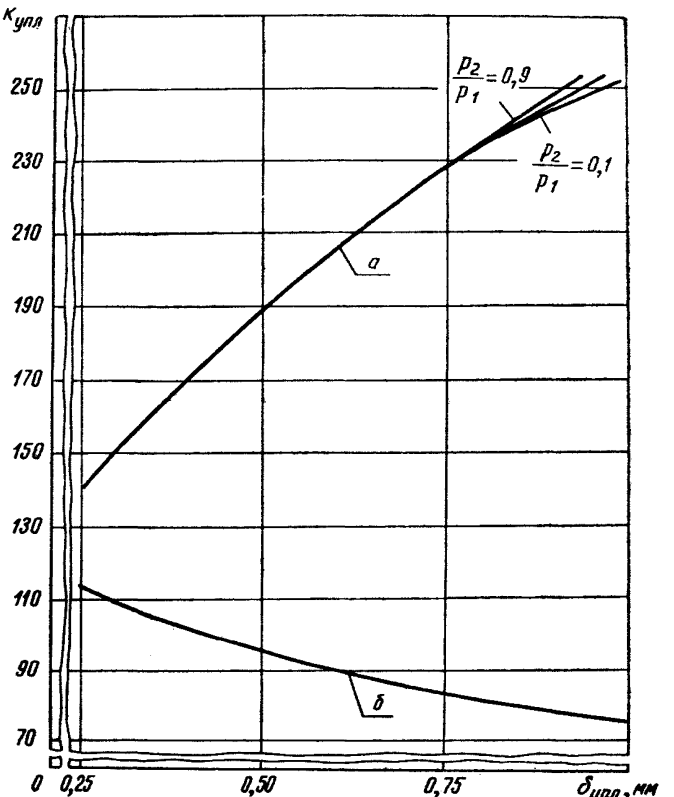
$z_{упл}$ — число зубцов в уплотнении.

4.3.5. Снижение КПД из-за протечек через открытый радиальный зазор учитывается только у необандаженных ступеней и определяются из следующего выражения:

$$\Delta\eta_{р.з} = \left[0{,}0143 + 0{,}016\,R\frac{0{,}2\,(D_к + l_р)}{l_р}\right] \times$$
$$\times\,(\eta'_u - \Delta\eta_{т.в} - \Delta\eta_{д.у} - \Delta\eta_{вл} - \Delta\eta_{пр}), \qquad (15)$$

где $\Delta\eta_{пр}$ — потери от скрепляющей проволоки, принимаемые равными 2%.

Коэффициент расхода уплотнений диафрагм

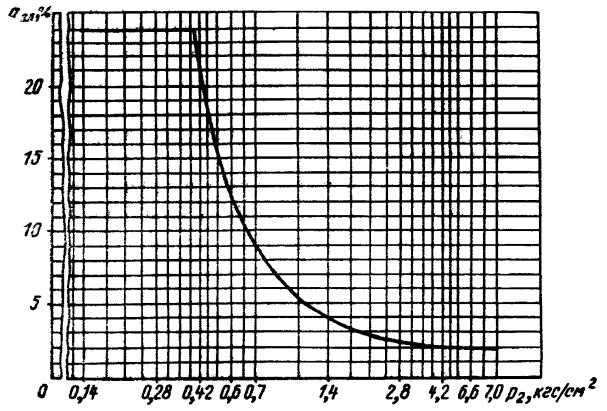


Черт. 5

4.3.6. Для оценки эффективности внутреннего влагоудаления удобно пользоваться обобщенной зависимостью фирмы «Дженерал электрик», которая характеризует коэффициент влагоудаления $a_{вл}$ как функцию давления пара за ступенью p_2 (черт. 6).

Под коэффициентом влагоудаления понимается выраженное в процентах отношение удаленной из потока влаги к суммарному весовому расходу влаги через ступень, соответствующему диаграммной влажности пара на выходе из ступени.

Эффективность влагоудаления



Черт. 6

Аналитически зависимость черт. 6 описывается следующими выражениями:

при $p_2 < 0{,}4$ кгс/см² $\quad a_{вл} = 24$;

при $p_2 > 0{,}4$ кгс/см² $\quad a_{вл} = \sum_{j=0}^{4} a_j (14{,}225 p_2)^{-j}$, (16)

где $a_0 = 0{,}1383 \cdot 10^{-1}$; $\quad a_1 = 0{,}2328 \cdot 10^{0}$; $\quad a_2 = 0{,}8501 \cdot 10^{1}$;

$a_3 = -0{,}5161 \cdot 10^{2}$; $\quad a_4 = 0{,}21358 \cdot 10^{3}$.

Параметры пара за ступенью, снабженной влагоудаляющими устройствами, определяются по следующим зависимостям:

$$i_4 = \frac{i_3 - 0{,}01 a_{вл} q y_3}{1 - a_{вл} y_3}; \tag{17}$$

$$x_4 = \frac{1 - y_3}{1 - 0{,}01 a_{вл} y_3} \tag{18}$$

где q — энтальпия жидкости при давлении за ступенью.

Индексы 3 и 4 обозначают параметры пара за ступенью соответственно при отсутствии и наличии влагоудаления.

4.3.7. В турбинах АЭС из-за низких начальных параметров пара влияние потерь энергии с выходной скоростью на экономичность турбоустановки значительно сильнее, чем в турбинах ТЭС, работающих на органическом топливе. Одним из средств снижения потерь с выходной скоростью является использование диффузора, установленного за последней ступенью.

Эффект от применения диффузора выражается в снижении давления пара за последней ступенью до величины меньшей, чем давление в конденсаторе турбины, с соответствующим повышением использованного теплоперепада ступени. Последнее достигается благодаря тому, что в диффузоре кинетическая энергия потока частично превращается в потенциальную (за диффузором давление пара повышается).

Эффект от применения диффузора тем сильнее, чем выше его коэффициент восстановления ζ.

Давление пара за последней ступенью в случае использования диффузора рассчитывается по следующему выражению:

$$p_{1\text{диф}} = p_{\text{кнд}} \left[1 - \frac{\zeta A c_2^2 (k-1)}{2qkRT_{\text{кнд}}} \right]^{\frac{k}{k-1}}. \qquad (19)$$

Здесь $T_{\text{кнд}}$ — абсолютная температура пара в конденсаторе, °С;

$p_{\text{кнд}}$ — давление пара в конденсаторе, кгс/см² (см. черт. 7);

k — показатель адиабаты; может быть рассчитан по формуле:

$$k = 0{,}603 + \left[0{,}522 - 0{,}1418 \frac{1 - x_3}{x_3} \right] \left[1 - \left(\frac{p_{\text{кнд}}}{225{,}65} \right)^{3/2} \right]^n, \qquad (20)$$

где $n = 1{,}34565 - 0{,}76825 x_3$;

x_3 — степень сухости пара за ступенью в действительном процессе расширения.

Пример построения процесса расширения пара в последней ступени при наличии диффузора приведен на черт. 7.

4.4. Методика расчета η_{0_i} для турбин ЛМЗ

4.4.1. Снижение адиабатического теплоперепада в соплах рассчитывается по следующей формуле:

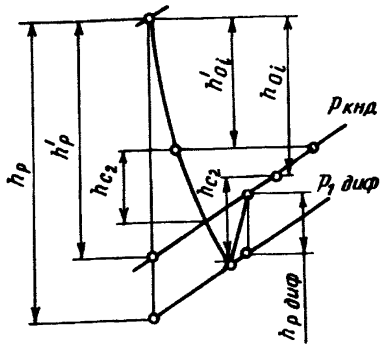
$$\Delta h_{c_i} = (1 - \varphi^2) h_{c_i}. \qquad (21)$$

Здесь $\varphi = 0{,}95 \div 0{,}98$ в соответствии с испытаниями профилей и ступеней;

i — порядковый номер ступени;

Процесс расширения пара в последней ступени с учетом диффузора

(параметры со штрихом относятся к случаю, когда нет диффузора)



Черт. 7

Здесь

$$h_{c_i} = (1 - R_{cp_i})\, h_{ад_i} + \Delta h_{c_{2_{i-1}}},$$

где R_{cp_i} — степень реактивности i-й ступени на среднем диаметре;

$\Delta h_{c_{2_{i-1}}} = \left(\frac{c_{2_{i-1}}}{91{,}5}\right)^2$ — теплоперепад, соответствующий выходной скорости пара $i-1$ ступени.

4.4.2. Потери в рабочих лопатках находятся по формуле

$$\Delta h_{л_i} = (1 - \psi^2)\, h_{л_i}. \qquad (22)$$

Здесь ψ — коэффициент скорости рабочих лопаток; определяется по данным заводских испытаний, в первом приближении может приниматься равным 0,985;

$$h_{л_i} = R_{cp_i} h_{ад_i} + \left(\frac{w_{1_i}}{91{,}5}\right)^2,$$

где w_{1_i} — относительная скорость выхода пара из направляющего аппарата, м/с.

4.4.3. Концевые потери определяются по формуле

$$\Delta h_{дл_i} = \left(\frac{2 \cdot 10^{-3}}{l_{p_i}}\right)\left(h_{p_i} - \Delta h_{c_{2i}} - \Delta h_{c_i} - \Delta h_{л_i}\right), \qquad (23)$$

где $\Delta h_{c_{2i}} = \left(\frac{c_{2_i}}{91{,}5}\right)^2$ — потери с выходной скоростью.

4.4.4. Потери ротационные (на трение) рассчитываются по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}i} = \frac{0{,}860\, N_{\text{тр}}}{G_i}. \qquad (24)$$

Здесь G_i — расход пара через i-ю ступень, т/ч;

$$N_{\text{тр}} = 0{,}1534\, D_{\text{к}}^2 \left(D_{\text{к}} + l_{\text{р}i}\right)^3 n^3 \cdot 10^{-9}/v_{2i},$$

где v_{2i} — удельный объем пара на выходе из ступени, м³/кг.

4.4.5. Потери от протечек через уплотнения диафрагм находятся по формуле

$$\Delta h_{\text{д}i} = F_{\text{упл}} h_{ui} \pi \left(D_{\text{к}} + l_{\text{р}i} - \Delta l\right)\left(l_{\text{р}i} - \Delta l\right) \sin \alpha'_{1_i} \sqrt{z_{\text{упл}}}, \qquad (25)$$

где $F_{\text{упл}}$ — площадь зазора, м²;

$$h_{ui} = h_{\text{р}i} - \Delta h_{\text{с}i} - \Delta h_{\text{л}i} - \Delta h_{c_{2_i}} - \Delta h_{\text{дл}_i};$$

Δl — суммарная перекрыша ступени, м;

$z_{\text{упл}}$ — число зубцов в уплотнении.

4.4.6. Потери от утечек через уплотнения бандажа определяются по следующим формулам:

при $D_{\text{эк}} \leqslant 5$ м

$$\Delta h_{6_i} = \bar{s}_{6_i} h_{u_i}, \qquad (26)$$

где $\bar{s}_6 = s_6 \cdot 10^{-3}/l_{\text{р}i}$ — относительный зазор;

при $D_{\text{эк}} > 5$ м

$$\Delta h_{6i} = \alpha_{\text{заз}i}\, s_{6i}\, \psi_i h_{ui} / \alpha_{\text{ст}i} \sin \alpha'_{1_i}. \qquad (27)$$

Здесь

$$\alpha_{\text{заз}i} = 0{,}71 \exp\left(-0{,}18\, s_6/\Delta\delta\right);$$

$$\alpha_{\text{ст}i} = 1{,}08 \exp\left(-0{,}2765\, \nu_i\right);$$

$$\psi_i = \left[\left(\bar{D}_{\text{эк}i} + 1\right)/\bar{D}_{\text{эк}i}\right]^{0{,}3} \sqrt{\left[\left(\bar{D}_{\text{эк}i} + 1\right)/\bar{D}_{\text{эк}i}\right]^{1{,}3} - (1 - R_i)},$$

где $\nu_i = \nu_{1i} \bar{D}_{\text{эк}i}$;

$\bar{D}_{\text{эк}i} = D_{\text{эк}i}/l_{\text{р}i}$.

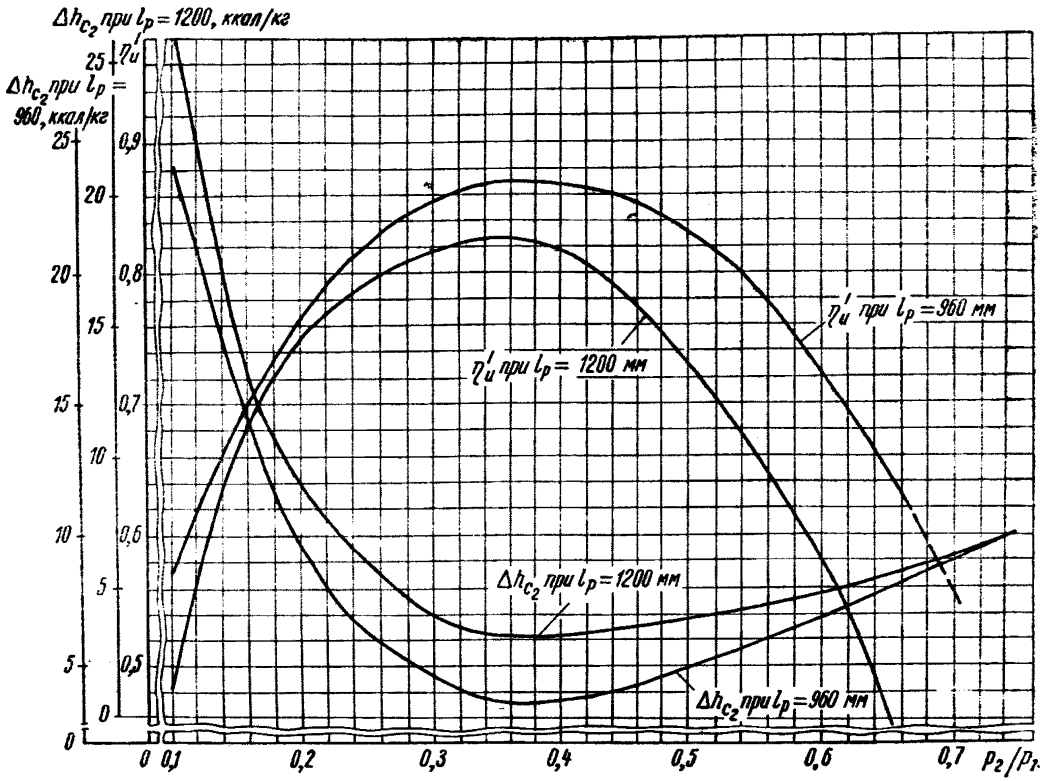
4.4.7. Потери из-за влажности учитываются пропорционально средней влажности пара в процессе расширения

$$\Delta h_{\text{вл}} = y_{\text{ср}} h_u, \qquad (28)$$

где h_u — теплоперепад, соответствующий окружному КПД ступени, ккал/кг.

4.4.8. При расчете экономичности последней ступени используются заводские кривые $\eta_{oi}^{сух} = f(p_2/p_1)$, приведенные на черт. 8.

Характеристики последних ступеней турбин ЛМЗ



Черт. 8

Дополнительно учитываются потери от влажности пропорционально влажности за рабочими лопатками

$$\Delta h_{вл} = y_2 h_u. \qquad (28а)$$

5. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

5.1. Цель расчета — количественная оценка изменения тепловой экономичности турбоустановки при изменении оптимизируемого параметра. При этом создается возможность упростить расчет путем исключения из анализа тех элементов тепловой схемы, режим работы которых практически не претерпевает изменений при варьировании оптимизируемых параметров. К таким элементам относятся эжекторы с охладителями, газоохладители генератора, системы уплотнений клапанов (стопорных, регулирующих БРУ и т. д.), насосов, концевые уплотнения турбин.

С учетом сказанного, расчет удельного расхода тепла нетто по турбоустановке ($q^{н}_{т.у}$) может выполняться применительно к упрощенной модели тепловой схемы турбины, не учитывающей потоки пара на эжекторы, уплотнения клапанов (стопорных, регулирующих, БРУ и т. д.), насосов; систему концевых уплотнений; утилизацию тепла в охладителях эжектора, газоохладителях генератора и пр. Вместе с тем модель должна обеспечивать возможность учета реальной схемы слива дренажей ПНД, а также типа привода питательного насоса. Пример расчетной тепловой схемы дан на черт. 9.

Погрешность, обусловленная вносимыми упрощениями, не превышает 1—2%. Она носит систематический характер и может быть учтена постоянным поправочным коэффициентом.

Использование для анализа приближенной модели тепловой схемы позволяет существенно упростить расчет, что облегчает его реализацию на ЭЦВМ и вместе с тем обеспечивает необходимую точность учета влияющих факторов.

5.2. Подлежащая расчету тепловая схема турбоустановки должна быть согласована с характеристиками проточной части турбины, которые в свою очередь, как было отмечено выше, выбираются из условия максимального соответствия оптимизируемого параметра принятому значению.

Эта задача может быть решена методом последовательных приближений при совместном расчете тепловой схемы и проточной части турбины.

5.3. Расчет начинается с приближенного определения расхода пара по отсекам турбины. Под отсеком турбины понимается часть ее между двумя отборами пара.

Расход пара на турбину может быть определен исходя из тепловой мощности реактора, принятых параметров свежего пара и температуры питательной воды

$$D_0 = \frac{Q_р \cdot 10^{-3}}{i_0 - i_{п.в}}, \qquad (29)$$

где D_0 — расход свежего пара на турбину, т/ч;

i_0 — энтальпия пара на входе в турбину, ккал/кг;

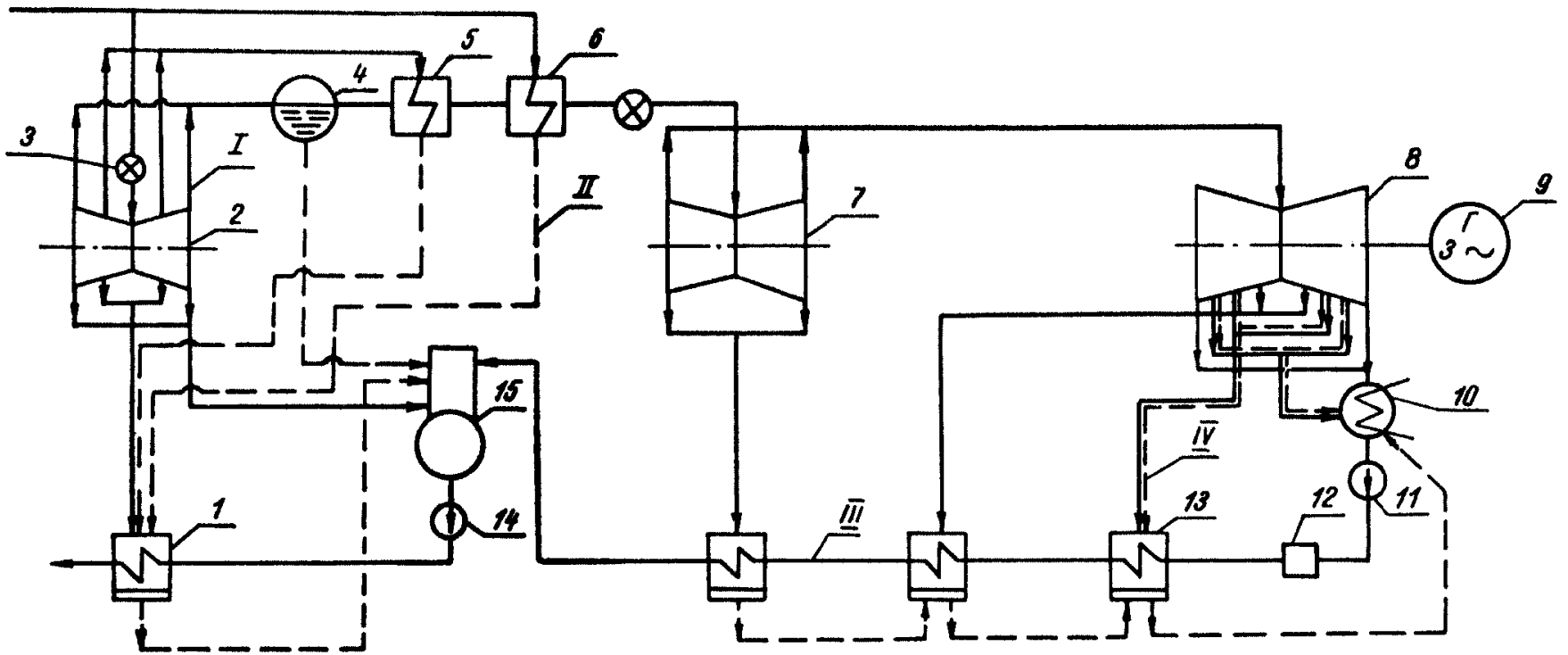
$i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, ккал/кг.

По отсекам ориентировочно задаются расходы пара в долях от D_0.

При предварительном расчете тепловой схемы давление пара в регенеративных отборах определяется из условия равенства приращений энтальпии питательной воды в регенеративных подогревателях.

5.4. Полученные данные позволяют рассчитать расходы пара в регенеративные отборы и соответственно расходы пара по отсекам турбины.

Расчетная тепловая схема турбоустановки



1 — ПВД; *2* — ЦВД турбины; *3* — регулирующий клапан; *4* — сепаратор СПП; *5* — 1-я ступень сепаратора-промперегревателя; *6* — 2-я ступень сепаратора-промперегревателя; *7* — ЦСД турбины; *8* — ЦНД турбины; *9* — генератор; *10* — конденсатор; *11* — конденсатный насос; *12* — охладитель эжектора; *13* — ПНД; *14* — питательный насос; *15* — деаэратор

I — пар; *II* — конденсат; *III* — питательная вода; *IV* — пароводяная смесь

Черт. 9

Расчет производится общепринятым методом балансовых уравнений.

5.5. Специфическим для турбин АЭС является необходимость учета внутреннего влагоудаления.

При конструировании турбин АЭС отсос пароводяной смеси, как правило, предусматривают из ступеней, имеющих отбор пара на регенерацию. При этом влага и частично пар вместе с основным потоком пара направляются в соответствующий регенеративный подогреватель. При наличии отсоса влаги из ступеней, не имеющих регенеративных отборов, пароводяная смесь направляется в ближайший подогреватель. Количество удаленной влаги определяется в соответствии с п. 4.3.6.

5.6. Полученные на основе предварительного расчета тепловой схемы данные о расходах пара через отсеки турбины являются достаточной исходной информацией для предварительного выбора характеристик проточной части (метод расчета изложен в разделе 3).

После выявления характеристик проточной части следует уточнить структуру тепловой схемы, параметры пара и питательной воды в отдельных ее элементах и произвести повторный расчет тепловой схемы применительно к выявленным при предварительном расчете характеристикам проточной части турбины.

Выполненный расчет дает возможность скорректировать расходы пара по отсекам турбины, что в свою очередь позволяет при последующем расчете проточной части уточнить ее характеристики. При существенном расхождении весь цикл следует повторять до тех пор, пока разность в определении расходов пара между двумя ближайшими итерациями не составит 5%. Как показали расчеты, при изменении расхода меньше чем на 5% характеристики проточной части практически не изменяются, поэтому дальнейшее уточнение нецелесообразно (кроме расчета последней ступени).

5.7. Из вышеизложенного следует, что расчеты по выбору характеристик турбоустановок АЭС, связанных с тепловой схемой, являются сложными многоитерационными и практически могут быть реализованы только с привлечением ЭЦВМ.

Комплекс математических моделей, обеспечивающих получение исходных данных для выбора характеристик турбоустановок АЭС, описан в разделе 8.

6. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

6.1. При комплексной оптимизации характеристик турбоустановки АЭС расчет целесообразно начинать с выбора температуры питательной воды.

6.2. Оптимизация температуры питательной воды ($t_{п.в}$) позволяет существенно повысить тепловую экономичность блока и снизить суммарные затраты на установку. К примеру, для блока с турбиной К-1000-60/1500 снижение относительного подогрева пита-

тельной воды $\left(\frac{t_{\text{п. в}} - t_{\text{кнд}}}{t_{0(s)} - t_{\text{кнд}}}\right)$ на 10% против оптимального вызывает увеличение удельного расхода тепла на турбину на 0,4—0,6%. Для той же турбины изменение $t_{\text{п.в}}$ на 10—15° С против оптимальной (в зависимости от типа парогенератора) приводит к росту приведенных затрат на установку на 50—200 тыс. руб./год.

6.3. При оптимизации $t_{\text{п.в}}$ предварительно следует задаться значениями $p_{\text{разд}}$, $t_{\text{пп}}$, $p^{\text{гр}}_{\text{пп 1}}$, $\Delta p_{\text{пп}}$, $y_{\text{сеп}}$.

В первом приближении $p_{\text{разд}}$ можно принимать равным $0{,}15p_0$ при однократных сепарации и промперегреве, $0{,}2p_0$ — для верхнего разделительного давления и $0{,}05p_0$ — для нижнего разделительного давления при двукратной сепарации; $t_{\text{пп}}$ принимается равной $t_{s(0)} - (15 \ldots 20)$, где $t_{s(0)}$ — температура насыщения свежего пара.

Для двухступенчатого промперегрева давление греющего пара 1-й ступени $p^{\text{гр}}_{\text{пп 1}}$, как показал анализ, следует выбирать из условия равного приращения теплосодержания нагреваемого пара в каждой из ступеней промперегрева. При этом оптимальный недогрев Δt до температуры греющего пара на выходе из промперегревателя в 1-й ступени промперегрева составляет 23—30° С, во 2-й ступени (как изложено выше) принимается приблизительно от 15 до 20° С.

Потерю давления в промперегревателе, сепараторе и подводящих трубопроводах $\Delta p_{\text{пп}}$ в первом приближении можно принять равной 10% от $p_{\text{разд}}$. При этом влияние соотношения потерь давления в 1 и 2-й ступенях перегрева на тепловую экономичность пренебрежимо мало при заданной общей потере $\Sigma\Delta p_{\text{пп}}$. С достаточной точностью можно принять

$$\frac{\Delta p_{\text{пп2}}}{\Delta p_{\text{пп 1}}} = 0{,}7 \div 0{,}8.$$

Влажность $y_{\text{сеп}}$ принимается равной 1%.

6.4. Положение оптимума для $t_{\text{п.в}}$ следует искать в диапазоне:

$$t_{\text{п. в}} = t_{\text{кнд}} + (0{,}3 \div 0{,}8)(t_{0(s)} - t_{\text{кнд}}), \qquad (30)$$

где $t_{0(s)}$ — температура насыщения при давлении свежего пара, °С;

$t_{\text{кнд}}$ — температура воды на выходе из конденсатора, °С.

6.5. Шаг оптимизации (разница между двумя соседними вариантными значениями $t_{\text{п.в}}$) следует принимать равным 20—25° С.

6.6. Для турбоустановок АЭС выбор оптимальной $t_{\text{п.в}}$, как было отмечено в п. 2.5, должен производиться при постоянном расходе тепла на турбину.

6.7. Изменение приведенных затрат ($\Delta З_{\Sigma}$) при изменении $t_{\text{п.в}}$ равняется сумме изменений затрат на парогенератор ($\Delta З_{\text{пг}}$), систему регенерации ($\Delta З_{\text{рег}}$), электрическую часть станции ($\Delta З_{\text{э.ч}}$), главные циркуляционные насосы ($\Delta З_{\text{г.ц.н}}$) и замещаемую мощность энергосистемы ($\Delta З_{\text{зам}}$).

6.8. Оптимальное значение $t_{п.в}$ соответствует минимуму функции

$$\Delta З_{\Sigma} = f(t_{п.в}),$$

где

$$\Delta З_{\Sigma} = \Delta З_{пг} + \Delta З_{рег} + \Delta З_{э.ч} + \Delta З_{г.ц.н} + \Delta З_{зам}. \quad (31)$$

6.9. Дополнительные затраты на парогенератор могут быть рассчитаны как произведение удельной стоимости парогенератора на дополнительную поверхность парогенератора

$$\Delta K_{пг} = C_F^{пг} \cdot \Delta F_{пг}, \quad (32)$$

где $C_F^{пг}$ — стоимость 1 м² поверхности парогенератора, руб./м²; значение $C_F^{пг}$ дано в приложении 2;

$\Delta F_{пг}$ — изменение поверхности парогенератора, м² ($F_{пг}$ — определяется расчетом в соответствии с РТМ 24.031.05—72 [7]).

Изменение приведенных затрат на парогенератор равно

$$\Delta З_{пг} = (a_{пг} + E_н) C_F^{пг} \Delta F_{пг}, \quad (33)$$

где $a_{пг}$ — коэффициент, учитывающий амортизационные отчисления и затраты на ремонт.

6.10. Дополнительные затраты на систему регенерации (ПВД) рассчитываются как произведение удельной стоимости поверхности нагрева регенеративных подогревателей $C_F^{рег}$ на изменение их поверхности $\Delta F_{рег}$.

По данным проектных проработок удельная стоимость поверхности ПВД составляет в настоящее время 50—100 руб./м² (см. приложение 2). Расчет поверхности ПВД выполняется в соответствии с РТМ 24.031.05—72 [7].

Изменение приведенных затрат для системы регенерации определяется зависимостью

$$\Delta З_{рег} = (a_{рег} + E_н) C_F^{рег} \Delta F_{рег}, \quad (34)$$

где $a_{рег}$ — коэффициент, учитывающий амортизационные отчисления и затраты на текущий ремонт [12, 13].

6.11. Дополнительные затраты в электрическую часть АЭС находятся по формуле

$$\Delta З_{э.ч} = (a_{э.ч} + E_н) \Delta K_{э.ч} = (a_{э.ч} + E_н) C_{э.ч} \Delta N, \quad (35)$$

где $\Delta K_{э.ч}$ — изменение капиталовложений в электрическую часть АЭС, руб./кВт;

$C_{э.ч}$ — удельная стоимость дополнительной мощности электрической части АЭС; принимается в пределах 8—12 руб./кВт [11];

$a_{э.ч}$ — доля отчислений на амортизацию, текущий ремонт по электрической части АЭС [12, 13].

6.12. Изменение затрат на систему технического водоснабжения определяется расчетом в соответствии с РТМ 24.021.14—74 [5].

6.13. Изменение затрат на главные циркуляционные насосы определяется из выражения

$$\Delta З_{г.ц.н} = (a_{г.ц.н} + E_н) C_{г.ц.н} \Delta N_{г.ц.н}, \quad (36)$$

где $a_{г.ц.н}$ — коэффициент, учитывающий амортизационные отчисления и затраты на текущий ремонт, [12, 13];

$C_{г.ц.н}$ — стоимость главных циркуляционных насосов, отнесенная к 1 кВт их мощности (принимается по данным проекта);

$\Delta N_{г.ц.н}$ — изменение мощности главных циркуляционных насосов в сравниваемых вариантах.

Для выполненных к настоящему времени проектов $C_{г.н.ц}$ равна 180—350 руб./кВт.

6.14. Затраты на дополнительную мощность замещаемой электростанции рассчитываются исходя из нормативных величин замыкающих затрат на электроэнергию [14]

$$\Delta З_{зам} = \varphi_э^{зам} \Delta N h, \quad (37)$$

где $\varphi_э^{зам}$ — замыкающие затраты на электроэнергию, коп./кВт·ч;

ΔN — изменение против базового варианта располагаемой мощности АЭС нетто, кВт;

h — число часов использования установленной мощности АЭС, ч/год.

Величина $\varphi_э^{зам}$ принимается по данным табл. 4 руководящих указаний [14] применительно к конкретной объединенной электроэнергетической системе (ОЭС) и периоду сооружения.

При определении $\varphi_э^{зам}$ следует учитывать, что сооружение АЭС в перспективе до 1990 г. будет идти преимущественно в районах европейской части страны, в первую очередь в ОЭС Центра, Северо-Запада и Юга. Для этих районов значение $\varphi_э^{зам}$ в период до 1985 г. может приниматься в пределах 1,2—1,3 коп./кВт·ч.

6.15. После выбора значений характеристик, задаваемых ориентировочно при оптимизации $t_{п.в}$, следует определить окончательное значение $t_{п.в}$ при оптимальных значениях указанных характеристик.

Допустимой погрешностью между двумя итерациями можно считать ±5° С.

7. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ВНЕШНЕЙ СЕПАРАЦИИ И ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПЕРЕГРЕВА ПАРА

7.1. Общие положения

7.1.1. Для обеспечения надежной и экономичной работы турбин АЭС с водоохлаждаемыми реакторами необходимо предусматривать специальные устройства для снижения влажности пара в про-

точной части турбины. Если не принять специальных мер, влажность на последних ступенях турбин, работающих на насыщенном или слабо перегретом паре с давлением 60—70 кгс/см^2, достигнет 20—24%, что приводит к существенному снижению надежности турбин и η_{oi} проточной части.

Для уменьшения конечной влажности пара в настоящее время применяют следующие способы:

— внешняя промежуточная сепарация влаги;

— внутреннее влагоудаление в проточной части турбины;

— паровой промежуточный перегрев пара.

Эти способы в различных комбинациях положены в основу циклов, осуществляемых на АЭС.

Использование внешних сепараторов и пароперегревателей приводит к дополнительным термодинамическим потерям и требует дополнительных капитальных затрат. Однако при правильно выбранных параметрах эти издержки полностью окупаются за счет уменьшения потерь из-за влажности пара в проточной части турбины.

7.1.2. Основными параметрами, определяющими технико-экономическую эффективность применения систем влагоудаления, являются:

— разделительное давление $p_{\text{разд}}$ (давление, при котором происходит сепарация или сепарация и промежуточный перегрев пара);

— влажность на выходе из сепаратора $y_{\text{сеп}}$;

— температура промперегрева пара $t_{\text{пп}}$;

— число ступеней перегрева пара;

— давление греющего пара 1-й ступени перегрева $p_{\text{пп1}}$;

— температурный напор на выходе из промперегревателя и отдельных его ступеней:

$\Delta t_{\text{пп1}}$ — для 1-й ступени;

$\Delta t_{\text{пп2}}$ — для 2-й ступени;

$\Delta p_{\text{пп1}}$, $\Delta p_{\text{пп2}}$, $\Delta p_{\text{сеп}}$ — потери давления в ступенях промперегрева и сепараторе.

7.2. Выбор параметров системы внешней сепарации влаги

7.2.1. Технико-экономический эффект внешней сепарации влаги в значительной степени определяется величиной разделительного давления $p_{\text{разд}}$. Разделительное давление влияет на характеристики и тепловую экономичность собственно турбины и определяет выбор типа и параметров сепаратора.

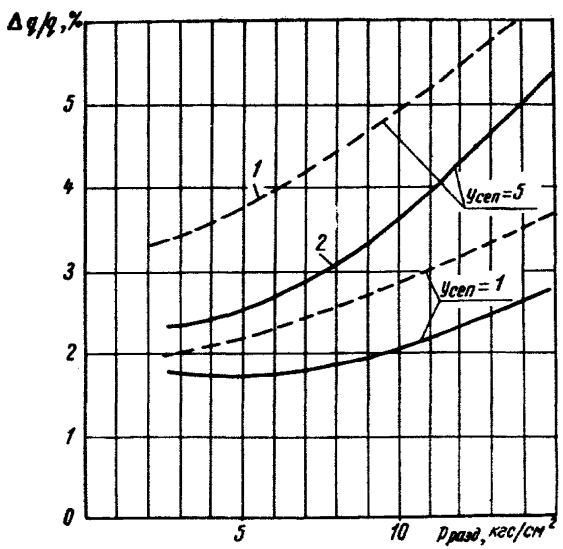
С точки зрения организации рабочего процесса в сепараторе и его стоимостных характеристик выгодно повышать $p_{\text{разд}}$. С ростом $p_{\text{разд}}$ сокращаются габариты сепаратора, облегчаются перепуск пара в цилиндр низкого давления и защита турбины от заброса числа оборотов при остановах. Однако для снижения конечной влажности пара в турбине выгодно понижать $p_{\text{разд}}$. Это облегчает конструирование ЦНД турбины.

С ростом $p_{разд}$ растет число ступеней ЦНД с относительно короткими лопатками, имеющими более низкий окружной КПД по сравнению со ступенями, срабатывающими тот же теплоперепад в ЦВД. Последнее вызвано тем, что в ЦВД больше абсолютная длина лопатки вследствие большего объемного расхода пара, приходящегося на один поток, и выше отношение $D_{ср}/l$. Разница в тепловой экономичности при изменении $p_{разд}$ особенно существенна для турбин, имеющих развитую часть низкого давления.

Кроме того, для сохранения критического числа оборотов ротора с ростом числа ступеней в ЦНД необходимо увеличивать диаметр уплотнений диафрагм, что приводит к значительному повышению протечек пара через последние, особенно на первых ступенях.

В качестве примера совместного влияния всех перечисленных факторов можно привести результаты анализа взаимосвязи $p_{разд}$ и тепловой экономичности турбоустановки, выполненного применительно к турбоустановке мощностью 1000 МВт с частотой вращения 1500 об/мин, $p_0=64$ кгс/см^2; $t_0=278{,}5$° С и $p_{кнд}=0{,}055$ кгс/см^2.

Изменение удельного расхода тепла по турбоустановке в зависимости от $p_{разд}$ для схемы с однократной сепарацией



1 — без влагоудаления; *2* — с влагоудалением

Черт. 10

Расчеты показали, что при повышении разделительного давления сверх 5 кгс/см^2 имеет место стойкое снижение тепловой экономичности турбоустановки (черт. 10).

На характер изменения тепловой экономичности турбоустановки в зависимости от разделительного давления существенно

влияет уровень влажности пара за сепаратором $y_{сеп}$. С ростом $y_{сеп}$ зависимость тепловой экономичности турбоустановки от разделительного давления усиливается (см. черт. 10).

7.2.2. Оптимум разделительного давления должен находиться путем сопоставления потерь от снижения тепловой экономичности установки при повышении $p_{разд}$ с экономией, полученной благодаря удешевлению сепаратора, турбины, перепускных трубопроводов в ЦНД и отсечных клапанов, с учетом ограничений по допустимой конечной влажности пара в ЦНД.

7.2.3. Влажность на входе в последнюю ступень турбины (в соответствии с критерием, указанным в п. 3.3.6, не должна превышать 5% для турбин на 3000 об/мин и 12% — для турбин на 1500 об/мин.

7.2.4. Стоимость сооружения сепаратора может быть определена как произведение удельной стоимости сепаратора ($c_F^{сеп}$, руб./м^2) на поверхность фронта сепаратора, величина которой определяется по критической скорости и объемному расходу пара на входе в сепаратор [8, 9].

Под поверхностью фронта сепаратора понимается площадь живого сечения для пара на входе в жалюзи сепаратора.

Удельная стоимость сепаратора $C_F^{сеп}$ для разработанных к настоящему времени конструкций составляет приблизительно 15 тыс. руб./м^2 фронта сепаратора.

7.2.5. С достаточной для практических целей точностью можно принять, что удорожание ЦНД с ростом разделительного давления компенсируется снижением стоимости ЦВД, перепускных трубопроводов из ЦВД в ЦНД и отсечных клапанов.

7.2.6. В соответствии с пп. 2.1 и 2.2 оптимум для разделительного давления соответствует минимуму функции

$$\Delta З_{\Sigma} = f(p_{разд}).$$

Здесь

$$\Delta З_{\Sigma} = \Delta З_{сеп} + \Delta З_{зам} + \Delta З_{э.ч} + \Delta З_{вод} + \Delta З_{турб}, \qquad (38)$$

где $\Delta З_{сеп}$, $\Delta З_{зам}$, $\Delta З_{э.ч}$, $\Delta З_{вод}$, $\Delta З_{турб}$ — изменение против базового варианта приведенных затрат на сепаратор, замещаемую мощность, электрическую часть АЭС, систему водоснабжения АЭС и стоимость турбины.

7.2.7. Изменение приведенных затрат на сепаратор определяется по выражению

$$\Delta З_{сеп} = (a_{сеп} + E_н)\,\Delta K_{сеп} = (a_{сеп} + E_н)\,C_F^{сеп}\,\Delta F_{сеп}, \qquad (39)$$

где $a_{сеп}$ — доля отчислений на амортизацию и текущий ремонт для сепаратора [12, 13];

$E_н$ — нормативный коэффициент эффективности дополнительных капиталовложений [1];

$\Delta K_{сеп}$ — изменение капиталовложения в сепаратор, руб.;

$C_F^{сеп}$ — удельная стоимость сепаратора, отнесенная к единице поверхности фронта сепаратора, тыс. руб./м² (см. п. 7.2.4 и приложение 2);

$\Delta F_{сеп}$ — изменение поверхности фронта сепаратора против базового варианта, м².

7.2.8. Изменение приведенных затрат на замещаемую мощность, электрическую часть станции и систему водоснабжения $\Delta З_{зам}$, $\Delta З_{э.ч}$ и $\Delta З_{вод}$ рассчитывается в соответствии с рекомендациями пп. 6.14, 6.11, 6.12.

7.2.9. В отдельных случаях может применяться схема с двукратной сепарацией влаги. При этом первый сепаратор устанавливается за цилиндром высокого давления, а второй — между цилиндрами среднего и низкого давления.

Схема характеризуется двумя разделительными давлениями ($p_{разд}^{1сеп}$, $p_{разд}^{2сеп}$) и при оптимальных значениях последних обеспечивает (для определенных начальных параметров пара) более высокий КПД цикла, чем схема с однократной сепарацией влаги. Однако применение ее связано с большими капитальными затратами, усложнением конструкции и тепловой схемы турбоустановки. Характерно, что эффективность схемы с двукратной сепарацией в меньшей степени зависит от совершенства системы внутреннего влагоудаления в проточной части, чем эффективность схемы с однократной сепарацией влаги.

Экономичность схемы с двукратной сепарацией в основном зависит от $p_{разд}^{2сеп}$ и мало зависит от $p_{разд}^{1сеп}$.

7.3. Выбор параметров системы промежуточного перегрева пара

7.3.1. Наиболее эффективным средством снижения конечной влажности пара в турбинах АЭС с водоохлаждаемыми реакторами является промежуточный паровой перегрев пара после сепарации.

Возможны следующие схемы промперегрева:

— перегрев только свежим паром;

— перегрев только паром из отбора турбины;

— перегрев последовательно паром из отбора и свежим паром.

7.3.2. Свежий пар, как греющий теплоноситель, обеспечивает максимальную температуру перегрева, но использование его связано с максимальными термодинамическими потерями при низких значениях $p_{разд}$. Пар из отбора обеспечивает более низкую температуру перегрева при сниженных термодинамических потерях от теплообмена при конечной разности температур. Кроме того, при перегреве паром из отбора температура его после перегревателя автоматически падает при снижении нагрузки турбины, что благоприятно сказывается на работе последней ступени части низкого давления турбины.

Комбинация пара из отбора и свежего пара обеспечивает максимальную температуру перегрева при сниженных, по сравнению с одноступенчатым перегревом свежим паром, термодинамических потерях, но требует большей поверхности промперегревателя.

7.3.3. Максимальный экономический эффект от осуществления промежуточного перегрева пара и внешней сепарации достигается при оптимальных значениях следующих параметров: $p_{\text{разд}}$, $t_{\text{пп}}$, $p^{\text{гр}}_{\text{пп1}}$, $\Sigma\Delta p_{\text{пп}}$.

7.3.4. Перечисленные параметры взаимно влияют на положение их оптимума. Наибольшее влияние на положение оптимума для перечисленных параметров оказывает $p_{\text{разд}}$, в то время как оптимальное разделительное давление незначительно зависит от остальных параметров. Поэтому выбор параметров системы промперегрева и внешней сепарации следует начинать с выбора разделительного давления. При этом остальные параметры $t_{\text{пп}}$, $p^{\text{гр}}_{\text{пп1}}$, $\Delta t_{\text{пп1}}$, $\Delta p_{\text{пп}}$, $y_{\text{сеп}}$ предполагаются заданными.

7.3.5. Диапазон возможных значений $p^{\text{опт}}_{\text{разд}}$ может быть выбран в пределах от 5 до 25% от начального давления. При двукратной сепарации или сепарации и промперегреве оптимум по верхнему разделительному давлению располагается в диапазоне от 15 до 30% от начального давления, а оптимум по нижнему разделительному давлению — в пределах от 3 до 10% от начального давления.

7.3.6. Шаг оптимизации по разделительному давлению целесообразно принимать в пределах от 0,5 до 1 кгс/см^2.

7.3.7. Значения $t_{\text{пп}}$, $p_{\text{пп1}}$, $\Delta p_{\text{пп}}$, $y_{\text{сеп}}$ выбираются для предварительного задания в соответствии с п. 6.3.

7.3.8. Оптимум разделительного давления соответствует минимуму функции $\Delta\mathcal{З}_{\Sigma} = f\ (p_{\text{разд}})$ при $t_{\text{пп}} = \text{const}$; $p^{\text{гр}}_{\text{пп1}} = \text{const}$; $\Delta p_{\text{пп}} = \text{const}$; $y_{\text{сеп}} = \text{const}$.

7.3.9. Величина изменения приведенных затрат для турбоагрегата АЭС при варьировании значения $p_{\text{разд}}$ складывается из изменения затрат на промперегреватель и сепаратор, замещаемую станцию, электрическую часть станции, систему водоснабжения и турбоагрегат:

$$\Delta\mathcal{З}_{\Sigma} = \Delta\mathcal{З}_{\text{спп}} + \Delta\mathcal{З}_{\text{зам}} + \Delta\mathcal{З}_{\text{э.ч}} + \Delta\mathcal{З}_{\text{вод}} + \Delta\mathcal{З}_{\text{турб}}. \qquad (40)$$

7.3.10. Капиталовложения в промежуточный сепаратор-промперегреватель рассчитываются как произведение удельной стоимости сепаратора-промперегревателя на его поверхность нагрева:

$$K_{\text{спп}} = C^{\text{спп}}_{F} F_{\text{спп}}. \qquad (41)$$

Удельная стоимость сепаратора-промперегревателя принимается в соответствии с приложением 2.

7.3.11. Величины $\Delta Э_{зам}$, $\Delta Э_{э.ч}$ и $\Delta Э_{вод}$ определяются в соответствии с пп. 6.14, 6.11 и 6.12.

7.3.12. Оптимальная величина разделительного давления * зависит от начальных параметров пара перед турбиной. Выполненные в ЦКТИ проработки показывают, что при неизменных конструктивных характеристиках турбины и изменении начальных параметров пара оптимальное значение разделительного давления приближенно может быть найдено из следующей зависимости:

$$(p_{разд}/p_0)_{опт} \cong (p_{разд}/p_0)^{баз}_{опт} \frac{t_{пп}}{t^{баз}_{пп}} \cdot \frac{p_0}{p^{баз}_0} \cdot \frac{t^{баз}_0}{t_0}. \qquad (42)$$

В выражении (42) параметры с индексом «баз» относятся к базовому варианту, для которого известно $p^{опт}_{разд}$.

7.3.13. Для выбора оптимального значения $t_{пп}$, $p^{гр}_{пп1}$ и $\Delta p_{пп}$ определяются минимумы функций: $\Delta Э_{\Sigma} = f(t_{пп})$ при $p^{опт}_{разд} = \text{const}$, $p^{гр}_{пп1} = \text{const}$, $\Delta p_{пп} = \text{const}$, $t_{п.в} = \text{const}$, $y_{сеп} = \text{const}$; $\Delta Э_{\Sigma} = f(p^{гр}_{пп1})$ при $t_{п.в} = \text{const}$, $p^{опт}_{разд} = \text{const}$, $t^{опт}_{пп} = \text{const}$, $\Delta p_{пп} = \text{const}$ и $\Delta Э_{\Sigma} = f(\Delta p_{пп})$ при $t_{п.в} = \text{const}$, $p_{разд} = \text{const}$, $t^{опт}_{пп} = \text{const}$, $p^{гр}_{пп1} = \text{const}$, $y_{сеп} = \text{const}$.

7.3.14. Оптимум для $t_{пп}$ следует искать в диапазоне изменения $t_{пп}$ от $(t_{0(s)} - 10°\,C)$ до $(t_{0(s)} - 30°\,C)$, оптимум для $p^{гр}_{пп1}$ — в диапазоне от 0,3 до 0,6% p_0 при $p_{разд} \approx (0{,}5 \div 0{,}2)\, p_0$, а оптимум для $\Delta p_{пп}$ — в пределах от 0,5 до 3,0% $p^{опт}_{разд}$.

7.3.15. После выбора $t_{пп}$, $p^{гр}_{пп1}$ и $\Delta p_{пп}$ следует оценить влияние отклонения полученных значений этих величин от предварительно заданных при оптимизации $p_{разд}$, $t_{пп}$ и $p^{гр}_{пп1}$. При существенном отклонении уточненного значения от полученного в первый раз ($\Delta p^{опт}_{разд} > 0{,}5$ кгс/см^2; $\Delta t_{пп} > 1°\,C$; $\Delta p_{пп1} > 0{,}1\%$) расчет следует повторить.

7.3.16. Аналогичным образом можно выбрать температурные напоры в регенеративных подогревателях $\delta t_{под}$ и охладителях дренажа $\delta t_{др}$.

8. ОПИСАНИЕ КОМПЛЕКСА ПРОГРАММ ДЛЯ ВЫБОРА ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОУСТАНОВОК АЭС

8.1. Предлагаемая методика выбора характеристик турбоустановок АЭС основана на комплексе математических моделей основного оборудования машинного зала, реализованных на ЭВМ среднего класса в виде отдельных программ. Все программы записаны на входном языке транслятора ТА-1М (на базе АЛГОЛ-60)**.

* Пример расчета для выбора оптимального разделительного давления дан в приложении 1.

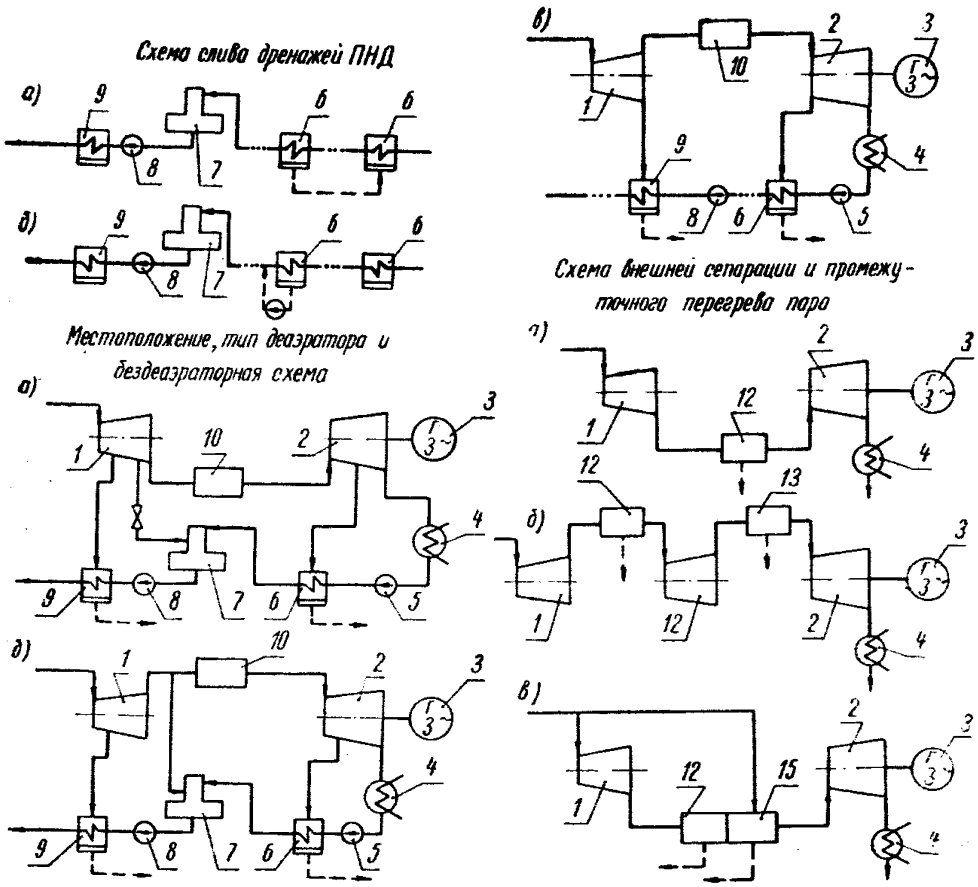
** Программы могут быть высланы ЦКТИ им. И. И. Ползунова по запросам заводов и предприятий.

8.2. Программа расчета тепловой схемы совместно с проточной частью

8.2.1. Программа, исходя из предварительно задаваемых основных конструктивных характеристик турбины, применительно к принятому значению оптимизируемого параметра определяет число ступеней по цилиндрам; параметры пара в процессе расширения в ступенях турбины, элементах промежуточной системы и регенерации; основные характеристики оборудования: КПД частей высокого, среднего и низкого давления, мощности турбины и питательных насосов, удельный расход тепла.

8.2.2. Расчет тепловой схемы выполняется применительно к упрощенной ее модели, описание которой дано в разделе 5.

8.2.3. Программа позволяет варьировать число ПВД и ПНД, схему слива дренажей ПНД и СПП, местоположение деаэратора

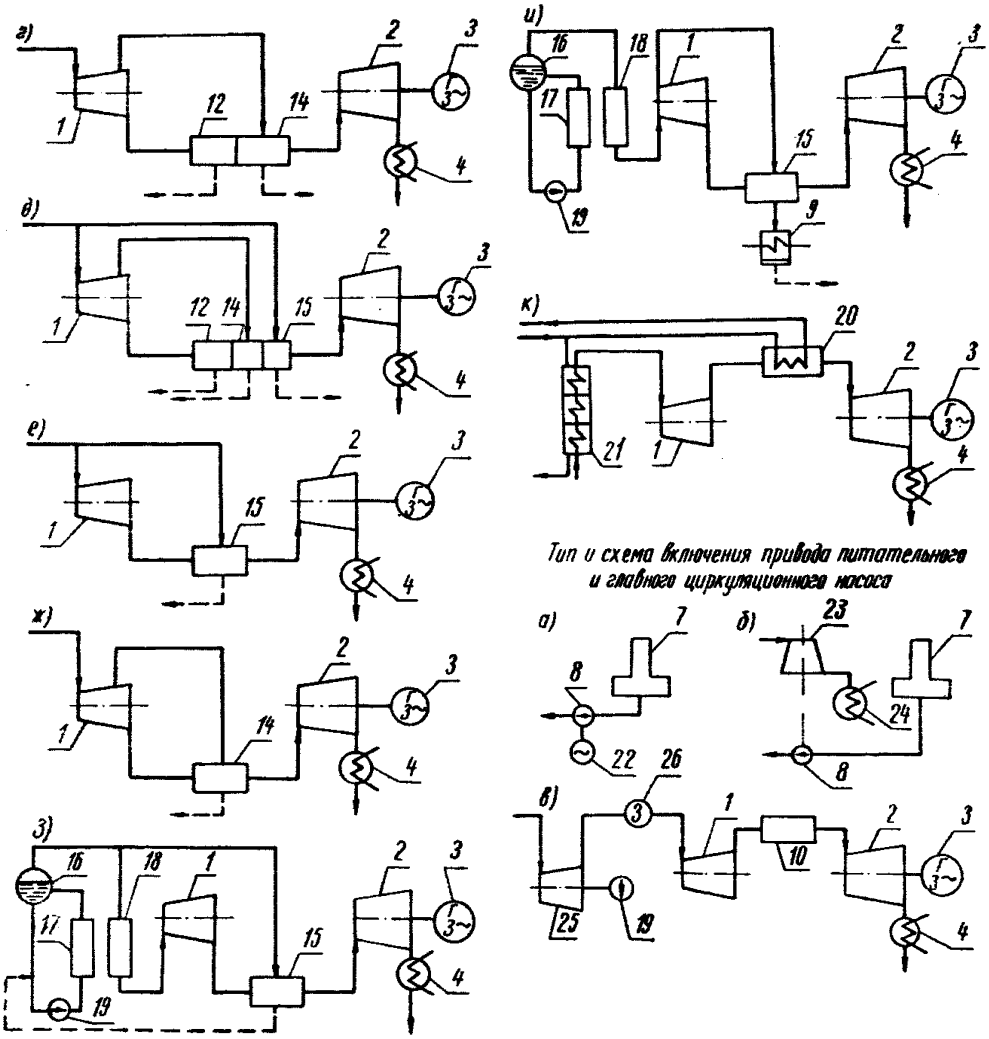


1 — ЦВД турбины; *2* — ЦНД турбины; *3* — генератор; *4* — конденсатор; *5* — конден насос; *9* — подогреватель высокого давления; *10* — система промежуточной сепара пень промперегревателя пара (подогрев отборным паром); *15*—2-я ступень промпе тельные каналы реактора; *18* — перегревательные каналы реактора; *19* — глазный контура); *21* — парогенератор; *22* — электродвигатель питательного насоса; *23* — при водная турбина главного циркуля

пар; ——— вода;

Черт. 11

при деаэраторах с постоянным и скользящим давлением, а также выполнять расчёт бездеаэраторной схемы; дает возможность варьировать схемы сепарации и промперегрева, тип привода питательного насоса (электропривод, конденсационный турбопривод), а также в случае конструктивной необходимости изменять число ступеней цилиндра с отклонением от оптимума. На черт. 11 представлены варианты тепловых схем, расчет которых обеспечивается настоящей программой.



сатный насос; *6* — подогреватель низкого давления; *7* — деаэратор; *8* — питательный ции; *11* — ЦСД турбины; *12* — первый сепаратор; *13* — второй сепаратор; *14* — 1-я сту- регревателя пара (подогрев свежим паром); *16* — сепаратор реактора; *17* — испари- циркуляционный насос (г. ц. н); *20* — промперегреватель пара (подогрев водой 1-го водная турбина питательного насоса; *24* — конденсатор приводной турбины; *25* — при- ционного насоса; *26* — задвижка

— — — — конденсат

8.2.4. Рабочая программа, изготовленная транслятором, использует один куб оперативной памяти и один магнитный барабан. Время счета одного варианта с выдачей результатов на печать занимает 2—3 мин.

8.2.5. Основной частью программы является процедура «Ступени», которая производит расчет отсека турбины. Ограничителем может служить как число ступеней, так и разделительное давление, что позволяет независимо распределять располагаемый теплоперепад для разных групп ступеней с последующей совместной увязкой разделительного давления. В частности, это позволяет учесть специфику регулирующей ступени.

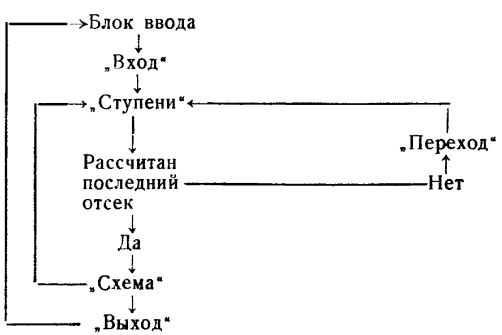
8.2.6. Расчет КПД ступени производит процедура «КПД» (в двух модификациях — по методикам ХТЗ им. С. М. Кирова и ЛМЗ).

8.2.7. Процедура «Переход» производит расчет параметров системы внешней сепарации и промежуточного паро-парового перегрева (для расчета турбоустановок, имеющих внешний промперегрев, в процедуры внесены специальные дополнения).

8.2.8. Расчет тепловой схемы использует процедуры «Отбор», «Подогрев», «Схема» и автономные процедуры «Строка» и «Расход».

Простой тип тепловой схемы, которая описывается линейной системой уравнений, позволяет применить матричный метод расчета. Матрица балансовых уравнений формируется процедурой «Схема» с помощью процедуры «Строка», вычисляющей коэффициенты уравнения, и «Подогрев», производящей расчет параметров подогревателя. Организацию схемы регенерации производит процедура «Отбор» в двух модификациях: I схема без деаэратора или с деаэратором, работающим на «скользящем» давлении; II схема с деаэратором, работающим на постоянном давлении.

Процедура «Расход» определяет расход пара через ступени и в случае расхождения в итерациях свыше 5% передает управление на пересчет проточной части.



Черт. 12

8.2.9. Последняя ступень рассчитывается процедурой «Выход» (две процедуры — для методик ХТЗ им. С. М. Кирова и ЛМЗ).

8.2.10. Процедура «Вход» производит предварительную обработку исходных данных.

8.2.11. Блок-схема программы внешнего блока показана на черт. 12.

8.2.12. Кроме перечисленных процедур, программа использует комплекс автономных процедур (табл. 1), представляющих уравнения состояния воды и водяного пара, а также некоторые стандартные программы из библиотеки стандартных программ транслятора.

Таблица 1

Наименование	Зависимость	Автор
Энтальпия перегретого пара в функции давления и температуры	$i = f(p, t)$	Шмидт
Энтропия перегретого пара в функции давления и теплосодержания	$s = f(p, i)$	Юза
Удельный объем перегретого пара в функции давления и теплосодержания	$v = f(p, i)$	»
Давление насыщенного пара в функции температуры	$p_s = f(t_s)$	Веспер
Температура насыщенного пара в функции давления	$t_s = f(p_s)$	»
Энтальпия:		
насыщенного пара в функции температуры	$i'' = f(t_s)$	»
жидкости при температуре насыщения	$i' = f(t_s)$	»
влажного пара в функции энтропии и температуры насыщения	$i = f(s, t_s)$	»
Энтропия:		
насыщенного пара в функции температуры	$s'' = f(t_s)$	»
жидкости в функции температуры насыщения	$s' = f(t_s)$	»
Удельный объем жидкости в функции температуры и давления	$v = f(p, t)$	Тратц
Энтальпия жидкости в функции давления и температуры	$q = f(p, t)$	»
Температура жидкости в функции давления и энтальпии	$t = f(p, i)$	»

8.2.13. Для придания максимальной гибкости программе ввода при расчете серии вариантов используется адресный ввод исходных данных.

Предусмотрены два способа ввода:

— перед каждой перфокартой чисел со своей контрольной суммой (КС) вводится перфокарта кодов с КС, содержащая адреса

вводимых величин. Признаком конца ввода и перехода к счету по программе служит неполная перфокарта кодов. Таким способом вводится базовый вариант серии, содержащий все исходные данные, необходимые для счета по программе;

— вводятся специальные перфокарты для ввода серии, затем — перфокарта с адресами вводимых величин с КС и далее — перфокарты вариантов, содержащие значения вводимых величин с КС.

8.2.14. Признаком конца серии, разрешающим ввод следующей серии или базового варианта, служит пустая перфокарта с КС, равной 0.

8.2.15. Адреса всех исходных данных хранятся в блоке ввода и могут быть выведены на печать с помощью специальной перфокарты.

8.2.16. Все варианты являются независимыми, т. е. могут быть просчитаны после базового варианта в произвольном порядке, так как для каждого варианта вводятся только те величины, которые изменяются в данной серии.

8.2.17. В табл. 2, 3, 4 перечислены исходные данные, задаваемые для расчета проточной части и тепловой схемы турбоустановок ЛМЗ.

Таблица 2

Общие показатели	Обозначение
Число оборотов ротора, об/мин	n
Число отсеков, шт.	n_j
Число подогревателей питательной воды, шт.	z
Порядковый номер деаэратора по ходу питательной воды	mn
Начальное давление на выходе из парогенератора, кгс/см^2	p [0]
Начальная энтальпия, ккал/кг	i_3 [0]
Признак: начальный расход задается или определяется расчетом	q_k [0]
Тепловая мощность парогенератора, ккал/ч	q_1
Температура воды первого контура, °С:	
на входе в парогенератор	$t_{па}1$
на выходе из парогенератора	$t_{па}2$
Начальная влажность пара	y_0 [1]
Признак наличия влагоудаления	a_k [0]
Потеря давления свежего пара в трубопроводах, стопорном и регулирующем клапанах, в долях от p_0	rp
Потеря давления в парогенераторе, в долях от p_0	d_{pp}

Таблица 3

Наименование характеристик проточной части	Обозначение			
	общее	цилиндра высокого давления	цилиндра низкого давления	последней ступени
1. Коэффициент изменения оптимального отношения u/c_0	e_1 [j]	e_1 [1]	e_1 [2]	
2. Коэффициент, учитывающий влияние влажности на оптимальное значение u/c_0	e_2 [j]	e_2 [1]	e_2 [2]	
3. Средний расход пара по цилиндру в первом приближении, в долях от q_1	g_k [j]	g_k [1]	g_k [2]	
4. Число потоков в цилиндре	*Ш* [j]	*Ш* [1]	*Ш* [2]	
5. Разделительное давление, кгс/см^2	*Pp* [j]	*Pp* [1]	*Pp* [2]*	*Pp*[3]**
6. Корневой диаметр, м	d_k [j]	d_k [1]	d_k [2]	
7. Степень реактивности в корневом сечении	r_k [j]	r_k [1]	r_k [2]	
8. Угол выхода потока из направляющего аппарата в корневом сечении, град	*aa* [j]	*aa* [1]	*aa* [2]	
9. Площадь зазора уплотнений диафрагм, м^2	d_u [j]	d_u [1]	d_u [2]	
10. Число зубцов в уплотнении диафрагм	Z_u [j]	Z_u [1]	Z_u [2]	
11. Радиальный зазор в уплотнениях бандажа, мм	*SB* [j]	*SB* [1]	*SB* [2]	
12. Толщина скоса бандажа, мм	$\Delta\delta$ [j]	$\Delta\delta$ [1]	$\Delta\delta$ [2]	
13. Суммарная перекрыша, м	Δl [j]	Δl [1]	Δl [2]	
14. Коэффициент изменения корневого диаметра ЦНД	*c*1	*c*1	*c*1	
15. Коэффициент изменения корневого диаметра ЦНД	*c*2	*c*2	*c*2	
16. Потеря давления перед цилиндром в долях от $p_{\text{разд}}$ [j]	j_a [j]	—	j_a [2]	
17. Расходная характеристика последней ступени, ч/см^2	p_g	—	—	p_g
18. Длина лопатки последней ступени, м	l_2			l_2
19. Коэффициент расхода в уплотнениях	K_u [j]	K_u [1]	K_u [2]	

* Давление перед последней ступенью на расчетном режиме.
** Давление за последней ступенью.

Таблица 4

Наименование характеристик тепловой схемы	Обозначение
Давление в конденсаторе, кгс/см^2	p_{kn}
КПД конденсатного насоса	*ЭКП*
Напор конденсатного насоса, кгс/см^2	h_{kn}
Приращение энтальпии питательной воды в охладителях эжекторов и т. д., ккал/кг	$q_э$
КПД питательного насоса	*ЭРП*
КПД генератора	$Э_g$
Температура питательной воды, °С	t_{pv}
Степень недогрева питательной воды в регенеративных подогревателях, °С	*dtp* [1]
То же, в *z*-м подогревателе	*dtp* [*z*]
Степень недогрева в охладителях дренажа, °С	*dtdr* [1]
То же, в *z*-м подогревателе	*dtdr* [*z*]
Влажность за сепаратором 1	*yc* [1]
Влажность за сепаратором 2	*yc* [2]
Потеря давления пара на участке от выхлопа ЦВД до сепаратора (в долях к p_p [1])	*ee*
Потеря давления пара в сепараторе 1 (в долях к p_p [1])	*fe*
Номер цилиндра, после которого пар направляется на промперегрев	$j_{пр}$
Признак типа промперегрева:	
промперегрев в парогенераторе	*Пр*
параллельно экономайзерному участку	1
параллельно перегревательному участку	2
Паровой промперегрев паром, отбираемым:	
на выходе из испарительного участка	3
на выходе из перегревательного участка	4
Давление отбора греющего пара на 1-ю ступень промперегрева, кгс/см^2	p_{ot}
Потеря давления греющего пара 1-й ступени промперегрева в долях от p_{ot}	k_a
Потеря давления греющего пара в 1-й ступени промперегрева при конденсации, в долях от p_{0t}	*dp*1
Потеря давления нагреваемого пара в 1-й ступени промперегрева, в долях p_p [*j*]	*gl*
Энтальпия греющего пара промперегрева, ккал/кг	i_0 [1]
Температура промперегрева, °С	*to*2
Потеря давления греющего пара во 2-й ступени промперегрева, в долях от p_o	*ra*
Потеря давления нагреваемого пара во 2-й ступени пароперегревателя в долях от p_p [j]	*iq*
Потеря давления греющего пара во 2-й ступени пароперегревателя в долях от p_0 (при конденсации)	*dp*2
Степень недогрева в 1-й ступени промперегрева, °С	*dtp* [11]

Ввод осуществляется таким образом, что полный набор исходных данных (например, согласно табл. 2—4) осуществляется один раз (базовый вариант). В дальнейшем достаточно вводить те данные, которые изменяются по отношению к базовому варианту. При этом можно вводить серию вариантов, размер которой лимитируется только располагаемым машинным временем. Счет одного варианта продолжается от 2 до 3 мин.

8.2.18. Для расчета турбоустановок ХТЗ им. С. М. Кирова не вводятся данные, соответствующие поз. 11, 12, 13 табл. 3 и дополнительно вводятся следующие данные:

$K_{\text{упл}}[j]$ — коэффициент расхода в уплотнениях диафрагм (см. черт. 5);

$l_{p_1}[j]$ — длина лопатки, с которой учитываются потери от скрепляющей проволоки;

$l_{p_2}[j]$ — длина лопатки, с которой учитываются потери через открытый радиальный зазор;

$\beta_{2\text{ в горле}}$ — для последней ступени угол выхода потока из рабочих лопаток (в относительном движении).

8.3. Программа расчета промежуточной системы

8.3.1. Программа определяет поверхность нагрева промежуточного сепаратора-пароперегревателя (при отсутствии пароперегревателя — поверхность фронта сепаратора).

8.3.2. Программа составлена в предположении, что сепаратор-пароперегреватель имеет только зону конденсации греющего пара. Проектные проработки ЦКТИ, ВТИ и ХТЗ им. С. М. Кирова показали неэффективность введения в пароперегреватель зоны переохлаждения конденсата греющего пара, что также подтверждается зарубежной практикой.

8.3.3. Поверхность нагрева ступени промежуточного пароперегревателя определяется следующими выражениями, полученными путем совместного решения уравнений гидравлики и теплообмена [7]:

при поперечном омывании

$$F^{*}_{\text{гл}} = G\left\{\left[\frac{\Delta i\cdot 10^{3}}{a\Delta t_{\text{ср.л}}\varphi C_{\text{з}}}\right]^{b+3}\left[\frac{1{,}8C_{s}t}{\Delta p\cdot 10^{4}\pi g d_{\text{н}}}\right]^{n}\lambda^{(m-1)(b+3)}\times\right.$$

$$\left.\times\, d_{\text{Nu}}^{(1-n)(b+3)}\, d_{\text{Eu}}^{bn}\, v^{(b+3)m-2n}\,\nu^{3n-(b+3)m}\,(3600c_{p})^{-m(b+3)}\right\}^{\frac{1}{b+3-n}}; \qquad (43)$$

при продольном омывании

$$F^{**}_{\text{гл}} = G\left\{\left[\frac{\Delta i\cdot 10^{3}}{a\Delta t_{\text{ср.л}}\varphi C_{\text{з}}}\right]^{3}\left[\frac{0{,}45\lambda_{\text{тр}}\Pi}{g\Delta p\cdot 10^{4}\pi d_{\text{н}}}\right]\lambda^{3(m''-1)}\times\right.$$

$$\left.\times\, d_{Nu}^{3(1-n'')}\,(3600c_{p})^{-3m''}\,\nu^{3(n''-m'')}\,v^{3m''-2n''}\right\}^{\frac{1}{3-n''}}. \qquad (44)$$

Здесь Δi — приращение энтальпии нагреваемого пара, ккал/кг;
G — массовый расход нагреваемого пара, т/ч;
a — корректирующий множитель, учитывающий отношение коэффициента теплопередачи к коэффициенту теплоотдачи от стенки к нагреваемому пару;
$\Delta t_{ср.л}$ — среднелогарифмический температурный напор, °С;
φ — коэффициент оребрения;
Δp — потеря давления нагреваемого пара в пучке, кгс/м^2;
g — ускорение силы тяжести, м/с^2;
$d_н$ — наружный диаметр трубы, м;
λ — коэффициент теплопроводности нагреваемого пара, ккал/м · ч · °С [7];
d_{Nu} — определяющий диаметр в числе Нуссельта Nu [7];
d_{Eu} — определяющий диаметр в числе Эйлера Eu [7];
v — средний удельный объем нагреваемого пара, м^3/кг;
ν — коэффициент кинематической вязкости нагреваемого пара, м^3/с [7];
c_p — теплоемкость при постоянном давлении для нагреваемого пара, ккал/кг · °С;
$\lambda_{гр}$ — коэффициент трения трубы для обогреваемого пара [7];
П — омываемый периметр по наружной или внутренней поверхности трубок, м;
s — шаг труб по высоте, м;
$t = s$ — $d_н$;
C_s — коэффициент формы пучка;

$$\varkappa = F_{реб}/HE + F_{гл}/H,$$

где $F_{реб}$ — поверхность ребер, м^2;
E — коэффициент эффективности ребра;
$F_{гл}$ — поверхность гладких труб, м^2;
C, n, m, b — параметры, зависящие в каждом конкретном случае от характера омывания и геометрии пучка. Принимаются по материалам проекта СПП. Для СПП конструкции ЦКТИ $C = +0{,}2$; $m = +0{,}35$; $n = 0{,}62$; $b = -0{,}165$.

8.3.4. Исходные данные для программы следующие:
— коэффициенты a, b, C, n, m, $\varkappa$;
— коэффициент формы пучка C_s;
— наружный диаметр трубы $d_н$;
— определяющий диаметр в числах Nu — d_{Nu}; Eu — d_{Eu};
— коэффициент k, зависящий от характера омывания; пучка, при поперечном омывании $k = 1{,}8$ при продольном $k = 0{,}45$;
— среднелогарифмическая разность температур $\Delta t_{ср.л}$;
— признак числа ступеней промперегрева z;
— разделительное давление, $p_{разд}$;
— температурные напоры на выходе из 1 и 2-й ступеней промперегрева;

— температура обогреваемого пара на выходе из сепаратора, 1 и 2-й ступеней промперегрева соответственно $t_{сеп}$, $t_{пп1}$ и $t_{пп}$;

— энтальпия обогреваемого пара на выходе из сепаратора, 1 и 2-й ступеней промперегрева соответственно $i_{сеп}$, $i_{пп1}$, $i_{пп}$;

— расход обогреваемого пара G;

— потери давления обогреваемого пара в 1 и 2-й ступенях промперегревателя $\Delta p_{пп1}$, $\Delta p_{пп2}$.

8.4. Программа расчета системы регенерации

8.4.1. Программа «Система регенерации» предусматривает определение поверхностей нагрева и стоимости подогревателей питательной воды.

8.4.2. Поверхность нагрева подогревателей рассчитывается отдельно для каждой из трех зон:

— снятия перегрева греющего пара;

— конденсации;

— переохлаждения конденсата греющего пара.

Коэффициент теплопередачи для всех подогревателей принимался постоянным для одноименных зон.

8.4.3. При определении стоимости системы регенерации все удельные затраты на подогреватель относятся к 1 м^2 поверхности нагрева.

8.4.4. Для программы задаются следующие исходные данные:

$G[m]$ — расход пара в отбор;

$k_{оп}$; $k_к$; $k_{од}$ — коэффициенты теплопередачи для каждой из зон регенеративного теплообменника: снятия перегрева пара, конденсации, переохлаждения конденсата;

$i[m]$ — энтальпия пара в отборе;

$i_к[m]$ — энтальпия конденсата при давлении пара в отборе;

$t_з[m]$ — температура питательной воды на выходе из подогревателя;

$q_з[m]$ — энтальпия питательной воды на выходе из подогревателя.

8.5. Программа расчета системы охлаждения

8.5.1. Программа «Система конденсатор—водоохладитель» предназначена для определения изменения затрат на систему технического водоснабжения в зависимости от расхода пара в конденсатор. При этом предполагается, что оптимизация собственно параметров системы водоснабжения и конденсатора производится на специальных моделях [5].

8.5.2. Изменение затрат на систему технического водоснабжения определяется по методике, изложенной в РТМ 24.021.14—74.

8.5.3. В качестве исходных данных для этой программы необходимо задать характеристики, представленные в табл. 5.

Таблица 5

Наименование характеристик	Обозначение
Расход пара в конденсатор, т/ч	$G_к$
Кратность охлаждения, кг/кг	$m_к$
Удельная паровая нагрузка конденсатора, кг/м^2 · ч	$d_к$
Скорость охлаждающей воды в трубках конденсатора, м/с	$w_к$
Удельная площадь активной зоны водохранилища, м^2/сутки/м^3	$\omega_{уд}$
Наружный диаметр трубок конденсатора, м	$d_н$
Внутренний диаметр трубок конденсатора, м	$d_{вн}$
Температура охлаждающей воды, °С	$t_{ох}$
Энтальпия пара на входе в конденсатор, ккал/кг	$i_{з.п}$
Удельная плотность орошения градирни, м^3/м^2 · ч	q
Постоянная составляющая напора циркуляционных насосов, м вод. ст.	$H_{сист}$
КПД циркуляционных насосов, привода и трансформатора собственных нужд $\eta_{общ} = \eta_{ц.н}\,\eta_{э.\,дв}\,\eta_{тр.с.н}$	$\eta_{общ}$
Температура конденсации при давлении пара в конденсаторе, °С	$t^{кнд}_{(s)}$

Примечание. $\eta_{ц.н}$ — КПД циркуляционных насосов; $\eta_{э.дв}$ — КПД электрического двигателя; $\eta_{тр.с.н}$ — КПД трансформатора собственных нужд.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1 К РТМ 24.021.16—74

Справочное

ПРИМЕР РАСЧЕТА

1. ЗАДАЧА

1.1. Выбрать оптимальное разделительное давление для турбоагрегата электрической мощностью 500 МВт, работающего в блоке с реактором типа ВВЭР теплопроизводительностью 1299 Гкал/ч. Начальные параметры: $p_0=60$ кгс/см^2; $t_0=274{,}3°$ С. Структурная схема турбины: ЦВД+ЦСД+ЦНД. Температура питательной воды 223,3° С. Рассматривается турбина с двухступенчатым пароперегревом и предварительной сепарацией пара.

В турбине использованы конструктивные решения, применяемые ХТЗ им. С. М. Кирова.

2. ПОРЯДОК РАСЧЕТА

2.1. Расчет начинается с выявления зависимости располагаемой электрической мощности турбины и удельного расхода тепла от $p_{\text{разд}}$. Для этого используется программа совместного расчета тепловой схемы и проточной части турбины. Основные исходные данные для расчета и способ их задания приведены в табл. 1 (обозначения в табл. 1 соответствуют указанным в табл. 2, 3 и 4 настоящего РТМ).

Таблица 1

	Адрес	Команды и числа					Пояснения	№ позиции
		Числовой материал						
1.1		+	+	+	04	1500	n	
	1	+	+	+	01	3000	n_j	2
	2	+	+	+	01	8000	z	3
	3	+	+	+	01	5000	mn	4
	4	+	+	+	00	0000	$g_k[0]$	5
	5	+	+	+	02	6000	$p[0]$	6
	6	+	+	+	03	6635	$i_3[0]$	7
	7	+	+	+	07	1299	q_1	8
	10	+	+	—	02	5000	$y_0[1]$	9

Продолжение табл. 1

	Адрес	Команды и числа					Пояснения	№ позиции
1.1	1	+	+	+	00	0000	$A_k[0]$	10
	2	+	+	+	00	1000	rp	11
	3	+	+	—	01	1000	d_{pp}	12
2.1	4	+	+	+	01	1000	$e_1[1]$	
	5	+	+	+	01	1000	$e_2[1]$	2
	6	+	+	—	03	7650	$g_k[1]$	3
	7	+	+	+	01	1000	$Ш[1]$	4
	10	+	+	+	01	1702	$d_k[1]$	5
	1	+	+	—	01	4000	$r_k[1]$	6
	2	+	+	+	00	2290	$aa[1]$	7
	3	+	+	+	01	1275	$d_u[1]$	8
	4	+	+	+	02	7300	$K_u[1]$	9
	5	+	+	+	02	1400	$Z_u[1]$	10
	6	+	+	+	01	7870	$Pp[1]$	11
	7	+	+	+	01	1000	$e_1[2]$	12
3.1		+	+	+	01	1000	$e_2[2]$	
	1	+	+	—	03	2980	$g_k[2]$	2
	2	+	+	+	01	1000	$Ш[2]$	3
	3	+	+	+	01	1945	$d_k[2]$	4
	4	+	+	—	01	4000	$r_k[2]$	5
	5	+	+	+	00	2580	$aa[2]$	6
	6	+	+	+	01	1275	$d_u[2]$	7
	7	+	+	+	02	7300	$K_u[2]$	8
	10	+	+	+	02	1400	$Z_u[2]$	9
	1	+	+	+	01	2860	$P_p[2]$	10
	2	+	+	—	01	2000	$j_u[2]$	11
	3	+	+	+	01	1000	$e_1[3]$	12
4.1	4	+	+	+	01	1000	$e_2[3]$	
	5	+	+	—	03	1280	$g_k[3]$	2
	6	+	+	+	01	2000	$Ш[3]$	3
	7	+	+	+	01	2900	$d_k[3]$	4
	10	+	+	+	00	1000	$r_k[3]$	5

Продолжение табл. 1

	Адрес	Команды и числа					Пояснения	№ позиции
4.1	1	+	+	+	00	2140	*aa*[3]	6
	2	+	+	+	01	2000	d_u[3]	7
	3	+	+	+	02	7300	K_u[3]	8
	4	+	+	+	01	4000	Z_u[3]	9
	5	+	+	+	00	3410	*Pp*[3]	10
	6	+	+	—	01	2000	j_a[3]	11
	7	+	+	+	01	2700	d_k[4]	12
5.1		+	+	—	01	6000	*Pp*[4]	
	1	+	+	+	00	0000	c_1[3]	2
	2	+	+	+	01	1000	c_2[3]	3
	3	+	+	+	01	1400	l_2	4
	4	+	+	+	00	3960	*aa*[4]	5
	5	+	+	—	06	1658	p_g	6
	6	+	+	+	00	5920	l_1	7
	7	+	+	—	01	6000	p_{kn}	8
	10	+	+	+	00	8350	*ЭКП*	9
	1	+	+	+	02	2320	h_{kn}	10
	2	+	+	+	00	8100	*ЭРП*	11
	3	+	+	+	01	3700	$q_э$	12
6.1	4	+	+	+	00	9858	$Э_g$	
	5	+	+	+	03	2238	t_{pv}	2
	6	+	+	+	03	8000	$t_{na}1$	3
	7	+	+	+	03	5000	$t_{na}2$	4
	10	+	+	+	01	4700	*dtp*[1]	5
	1	+	+	+	01	5000	*dtpdr*[1]	6
	2	+	+	+	01	4800	*dtp*[2]	7
	3	+	+	+	01	5000	*dtdr*[2]	8
	4	+	+	+	01	2700	*dtp*[3]	9
	5	+	+	+	01	5000	*dtdr*[3]	10
	6	+	+	+	01	3400	*dtp*[4]	11
	7	+	+	+	01	5000	*dtdr*[4]	12
7.1		+	+	+	00	0000	*dtp*[5]	

Продолжение табл. 1

	Адрес	Команды и числа					Пояснения	№ позиции
7.1	1	+	+	+	00	0000	*dtdr*[5]	2
	2	+	+	+	01	4200	*dtp*[6]	3
	3	+	+	+	01	5000	*dtdr*[6]	4
	4	+	+	+	01	4900	*dtp*[7]	5
	5	+	+	+	01	5000	*dtdr*[7]	6
	6	+	+	+	01	5200	*dtp*[8]	7
	7	+	+	+	01	5000	*dtdr*[8]	8
	10	+	+	—	01	1000	*yc*[1]	9
	1	+	+	+	01	1000	*yc*[2]	10
	2	+	+	—	01	2000	*ee*	11
	3	+	+	—	01	1000	*fe*	12
8.1	4	+	+	+	02	2920	$P_o t$	
	5	+	+	—	01	2500	*ge*	2
	6	+	+	—	01	4000	*ka*	3
	7	+	+	—	01	8000	*dp*1	4
	10	+	+	+	01	4000	*np*	5
	1	+	+	+	03	2600	$t_o 2$	6
	2	+	+	—	01	2500	*ia*	7
	3	+	+	—	01	3000	*ra*	8
	4	+	+	—	01	3200	*dp*2	9
	5	+	+	+	02	1582	*dtp*[11]	10
	6	+	+	+	01	1000	j_{pp}	11
	7	+	+	+	03	6635	i_0[1]	12
9.1		+	+	+	01	1000	$t = 1$	(метка в программе)
10.1	4	+	+	+	02	1200		

Продолжение табл. 1

	Адрес	Команды и числа							Пояснения	№ позиции
Информационные перфокарты к числовому материалу										
1.0				4	00	0000	0000	0546		
	1			4		0001		0547		2
	2			4		0002		0551		3
	3			4		0003		0545		4
	4			4		0004		7075		5
	5			4		0005		7177		6
	6			4		0006		7136		7
	7			4		0007		0453		8
	10			4		0010		7323		9
	1			4		0011		6635		10
	2			4		0012		0354		11
	3			4		0013		0462		12
2.0	4			4	00	0000	0000	7267		
	5			4		0001		7263		2
	6			4		0002		7131		3
	7			4		0003		7337		4
	10			4		0004		7256		5
	1			4		0005		7313		6
	2			4		0006		7307		7
	3			4		0007		7353		8
	4			4		0010		7347		9
	5			4		0011		7363		10
	6			4		0012		7251		11
	7			4		0013		7270		12
3.0				4	00	0000	0000	7264		
	1			4		0001		7132		2
	2			4		0002		7340		3
	3			4		0003		7257		4
	4			4		0004		7314		5
	5			4		0005		7310		6
	6			4		0006		7354		7
	7			4		0007		7350		8

Продолжение табл. 1

	Адрес	Команды и числа					Пояснения	№ позиции
3.0	10	4	00	0010	0000	7364		9
	1	4		0011		7252		10
	2	4		0012		7344		11
	3	4		0013		7271		12
4.0	4	4	00	0000	0000	7265		
	5	4		0001		7133		2
	6	4		0002		7341		3
	7	4		0003		7260		4
	10	4		0004		7315		5
	1	4		0005		7311		6
	2	4		0006		7355		7
	3	4		0007		7351		8
	4	4		0010		7365		9
	5	4		0011		7253		10
	6	4		0012		7345		11
	7	4		0013		7261		12
5.0		4	00	0000	0000	7254		
	1	4		0001		0446		2
	2	4		0002		0447		3
	3	4		0003		0406		4
	4	4		0004		0342		5
	5	4		0005		0457		6
	6	4		0006		0405		7
	7	4		0007		0440		8
	10	4		0010		0444		9
	1	4		0011		0445		10
	2	4		0012		0443		11
	3	4		0013		0452		12
6.0	4	4	00	0000	0000	0442		
	5	4		0001		0434		2
	6	4		0002		0460		3
	7	4		0003		0461		4

Продолжение табл. 1

	Адрес	Команды и числа							Пояснения	№ позиции
6.0	10			4	00	0004		6613		5
	1			4		0005		6600		6
	2			4		0006		6614		7
	3			4		0007		6601		8
	4			4		0010		6615		9
	5			4		0011		6602		10
	6			4		0012		6616		11
	7			4		0013		6603		12
7.0				4	00	0000	0000	6617		
	1			4		0001		6604		2
	2			4		0002		6620		3
	3			4		0003		6605		4
	4			4		0004		6621		5
	5			4		0005		6606		6
	6			4		0006		6622		7
	7			4		0007		6607		8
	10			4		0010		7246		9
	1			4		0011		7247		10
	2			4		0012		0346		11
	3			4		0013		0347		12
8.0	4			4	00	0000	0000	0417		
	5			4		0001		0350		2
	6			4		0002		0351		3
	7			4		0003		0455		4
	10			4		0004		0561		5
	1			4		0005		0451		6
	2			4		0006		0353		7
	3			4		0007		0352		8
	4			4		0010		0456		9
	5			4		0011		6625		10
	6			4		0012		0563		11
	7			4		0013		7333		12

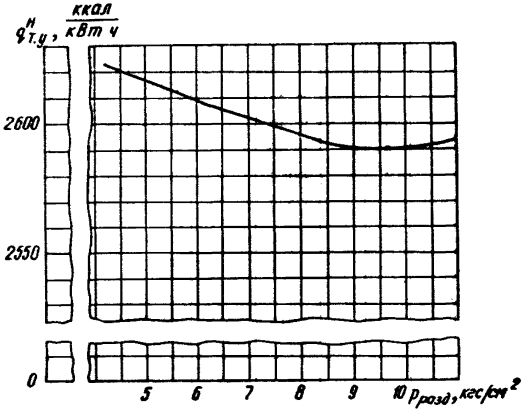
Продолжение табл. 1

	Адрес	Команды и числа							Пояснения	№ позиции
9.0				4	00	0000	0000	0553		
10				4	00	0000	0000	7251		

В табл. 2 приведен пример выдачи на печать характеристик варианта (исходных данных и результатов счета) применительно к варианту с $p_{разд}=5$ кгс/см^2.

На черт. 1 представлена полученная на основе расчета серии

Зависимость удельного расхода тепла по машинному залу от разделительного давления



Черт. 1

вариантов зависимость $q^{н}_{т.у}=f(p_{разд})$ при $Q_р=1299$ Гкал/ч=const и $t_{п.в}=223{,}3$°С=const.

2.2. На следующем этапе расчета следует выявить зависимость затрат на сепаратор-промперегреватель от разделительного давления.

Поверхность нагрева сепаратора-промперегревателя в зависимости от разделительного давления определяется с помощью программы расчета промежуточной системы (см. разд. 8.3 РТМ).

Пример задания исходных данных для указанной программы применительно к $p_{разд}=5$ кгс/см^2 приведен в табл. 3.

Обозначения табл. 3 соответствуют обозначениям, данным в разделе 8.3 настоящего РТМ.

Исходные данные *Таблица 2*

Инф. п/к 1.0

```
0 6116 400 0000 0000 0546   0 6122 400 0004 0000 7075   0 6126 400 0010 0000 7323   0 6132 000 0000 0000 0000
0 6117 400 0001 0000 0547   0 6123 400 0005 0000 7177   0 6127 400 0011 0000 6635
0 6120 400 0002 0000 0551   0 6124 400 0006 0000 7136   0 6130 400 0012 0000 0354
0 6121 400 0003 0000 0545   0 6125 400 0007 0000 0453   0 6131 400 0013 0000 0462
```

ч/м 1.1

```
+. 19000000e+04   +. 60000000e+01   +. 00000000e-00   +. 66350000e+03   +. 50000000e-02   +. 99999999e-01   +. 00000000e-00
+. 30000000e+01   +. 50000000e+01   +. 60000000e+02   +. 12990000e+07   +. 00000000e-00   +. 10000000e-01
```

Инф. п/к 2.0

```
0 6116 400 0000 0000 7267   0 6122 400 0004 0000 7256   0 6126 400 0010 0000 7347   0 6132 000 0000 0000 0000
0 6117 400 0001 0000 7263   0 6123 400 0005 0000 7313   0 6127 400 0011 0000 7363
0 6120 400 0002 0000 7131   0 6124 400 0006 0000 7307   0 6130 400 0012 0000 7251
0 6121 400 0003 0000 7337   0 6125 400 0007 0000 7353   0 6131 400 0013 0000 7270
```

ч/м 2.1

```
+. 10000000e+01   +. 76500000e-03   +. 17020000e+01   +. 22900000e-00   +. 73000000e+02   +. 78700000e+01   +. 00000000e-00
+. 10000000e+01   +. 10000000e+01   +. 40000000e-01   +. 12750000e+01   +. 14000000e+02   +. 10000000e+01
```

Инф. п/к 3.0

```
0 6116 400 0000 0000 7264   0 6122 400 0004 0000 7314   0 6126 400 0010 0000 7364   0 6132 000 0000 0000 0000
0 6117 400 0001 0000 7132   0 6123 400 0005 0000 7310   0 6127 400 0011 0000 7252
0 6120 400 0002 0000 7340   0 6124 400 0006 0000 7334   0 6130 400 0012 0000 7344
0 6121 400 0003 0000 7257   0 6125 400 0007 0000 7350   0 6131 400 0013 0000 7271
```

ч/м 3.1

```
+. 10000000e+01   +. 10000000e+01   +. 40000000e-01   +. 12750000e+01   +. 14000000e+02   +. 20000000e-01   +. 00000000e-00
+. 29800000e-03   +. 19450000e+01   +. 25800000e-00   +. 73000000e+02   +. 28600000e+01   +. 10000000e+01
```

Инф. п/к 4.0

```
0 6116 400 0000 0000 7265   0 6122 400 0004 0000 7315   0 6126 400 0010 0000 7365   0 6132 000 0000 0000 0000
0 6117 400 0001 0000 7133   0 6123 400 0005 0000 7311   0 6127 400 0011 0000 7253
0 6120 400 0002 0000 7341   0 6124 400 0006 0000 7335   0 6130 400 0012 0000 7345
0 6121 400 0003 0000 7260   0 6125 400 0007 0000 7351   0 6131 400 0013 0000 7261
```

ч/м 4.1

```
+. 10000000e+01   +. 20000000e+01   +. 99999999e-01   +. 20000000e+01   +. 40000000e+01   +. 20000000e-01   +. 00000000e-00
+. 12800000e-03   +. 29000000e+01   +. 21400000e-00   +. 73000000e+02   +. 34100000e-00   +. 27000000e+01
```

Инф. п/к 5.0

```
0 6116 400 0000 0000 7254   0 6122 400 0004 0000 0342   0 6126 400 0010 0000 0444   0 6132 000 0000 0000 0000
0 6117 400 0001 0000 0446   0 6123 400 0005 0000 0437   0 6127 400 0011 0000 0445
0 6120 400 0002 0000 0447   0 6124 400 0006 0000 0405   0 6130 400 0012 0000 0443
0 6121 400 0003 0000 0406   0 6125 400 0007 0000 0440   0 6131 400 0013 0000 0452
```

ч/м 5.1

```
+. 69000000e-01   +. 10000000e+01   +. 59600000e-00   +. 59200000e+00   +. 83500000e+00   +. 81000000e+00   +. 00000000e-00
+. 00000000e-00   +. 14000000e+01   +. 16580000e-06   +. 60000000e-01   +. 23200000e+02   +. 37000000e+01
```

Продолжение табл. 2

Инф. п/к 6.0	0 6116 400 0000 0000 0442	0 6122 400 0004 0000 6613	0 6126 400 0010 0000 6615	0 6132 000 0000 0000 0000	
	0 6117 400 0001 0000 0434	0 6123 400 0005 0000 6600	0 6127 400 0011 0000 6602		
	0 6120 400 0002 0000 0460	0 6124 400 0006 0000 6614	0 6130 400 0012 0000 6616		
	0 6121 400 0003 0000 0461	0 6125 400 0007 0000 6601	0 6131 400 0013 0000 6603		
ч/м 6.1	+. 98580000₁₀+00	+. 80000000₁₀+03	+. 47000000₁₀+01	+. 48000000₁₀+01	+. 27000000₁₀+01
	+. 22380000₁₀+03	+. 50000000₁₀+03	+. 50000000₁₀+01	+. 50000000₁₀+01	+. 50000000₁₀+01
Инф. п/к 7.0	0 6116 400 0000 0000 6617	0 6122 400 0004 0000 6621	0 6126 400 0010 0000 7246	0 6132 000 0000 0000 0000	
	0 6117 400 0001 0000 6604	0 6123 400 0005 0000 6606	0 6127 400 0011 0000 7247		
	0 6120 400 0002 0000 6620	0 6124 400 0006 0000 6622	0 6130 400 0012 0000 0346		
	0 6121 400 0003 0000 6605	0 6125 400 0007 0000 6607	0 6131 400 0013 0000 0347		
ч/м 7.1	+. 00000000₁₀-00	+. 42000000₁₀+01	+. 49000000₁₀+01	+. 52000000₁₀+01	+. 10000000₁₀-01
	+. 00000000₁₀-00	+. 50000000₁₀+01	+. 50000000₁₀+01	+. 50000000₁₀+01	+. 10000000₁₀+01
Инф. п/к 8.0	0 6116 400 0000 0000 0417	0 6122 400 0004 0000 0561	0 6126 400 0010 0000 0456	0 6132 000 0000 0000 0000	
	0 6117 400 0001 0000 0350	0 6123 400 0005 0000 0451	0 6127 400 0011 0000 6625		
	0 6120 400 0002 0000 0351	0 6124 400 0006 0000 0353	0 6130 400 0012 0000 0563		
	0 6121 400 0003 0000 0455	0 6125 400 0007 0000 0352	0 6131 400 0013 0000 7333		
ч/м 8.1	+. 29200000₁₀+02	+. 40000000₁₀-01	+. 40000000₁₀+01	+. 24999999₁₀-01	+. 32000000₁₀-01
	+. 24999999₁₀-01	+. 80000000₁₀-01	+. 26000000₁₀+03	+. 30000000₁₀-01	+. 15820000₁₀+02
Инф. п/к 9.0	0 6116 400 0000 0000 0553	0 6122 400 0000 0000 0000	0 6126 400 0000 0000 0000	0 6132 000 0000 0000 0000	
	0 6117 400 0000 0000 0000	0 6123 400 0000 0000 0000	0 6127 400 0000 0000 0000		
	0 6120 400 0000 0000 0000	0 6124 400 0000 0000 0000	0 6130 400 0000 0000 0000		
	0 6121 400 0000 0000 0000	0 6125 400 0000 0000 0000	0 6131 400 0000 0000 0000		
ч/м 9.1	+. 10000000₁₀+01	+. 00000000₁₀-00	+. 00000000₁₀-00	+. 00000000₁₀-00	+. 00000000₁₀-00
	+. 00000000₁₀-00	+. 00000000₁₀-00	+. 00000000₁₀-00	+. 00000000₁₀-00	+. 00000000₁₀-00
Инф. п/к по изменению $P_{разд}$	0 6116 400 0000 0000 7251	0 6122 000 0000 0000 0000	0 6126 000 0000 0000 0000	0 6132 000 0000 0000 0000	
	0 6117 000 0000 0000 0000	0 6123 000 0000 0000 0000	0 6127 000 0000 0000 0000		
	0 6120 000 0000 0000 0000	0 6124 000 0000 0000 0000	0 6130 000 0000 0000 0000		
	0 6121 000 0000 0000 0000	0 6125 000 0000 0000 0000	0 6131 016 0000 1362 0000		
ч/м инф п/к по изменению $P_{разд}$	+. 50000000₁₀+01	+. 00000000₁₀-00	+. 00000000₁₀-00	+. 00000000₁₀-00	+. 00000000₁₀-00
	+. 00000000₁₀-00	+. 00000000₁₀-00	+. 00000000₁₀-00	+. 00000000₁₀-00	+. 00000000₁₀-00

Результаты расчета

Продолжение табл. 2

ЦВД Признак начала счета цилиндра

№ ступени	l – высота рабочей лопатки ступени	p_2 – давление за ступенью	i_{2t} – энтальпия пара за ступенью	η_{o_i} – ступени	y_{ic} – влажность за ступенью	h_{o_i} – использованный теплоперепад ступени
0.0000000E-00	0.0000000E-00	5.4000000E+02 $p_1^{цвд}$	6.6350000E+03 $i_1^{цвд}$	1.4143504E+01 S_0	8.5375087E-02 y_0	0.0000000E-00
1.0000000E+01	1.0048473E-00	4.4085015E+02	6.5527791E+03	8.6288767E+00	3.3625179E-01	8.2220803E+01
2.0000000E+01	1.1650066E-00	3.9920235E+02	6.4730240E+03	8.4169183E+00	3.3914194E-01	7.9755171E+01
3.0000000E+01	1.3843151E-00	2.9208805E+02	6.3952580E+03	8.2547685E+00	3.0665934E-01	7.7765987E+01
4.0000000E+01	1.4723143E-00	2.3706514E+02	6.3189771E+03	8.1127099E+00	2.8822064E-01	7.6280891E+01
5.0000000E+01	1.7631071E-00	1.9166193E+02	6.2440846E+03	8.0069707E+00	2.6957568E-01	7.4892523E+01
6.0000000E+01	1.9654655E-00	1.5438801E+02	6.1703675E+03	7.9046439E+00	2.0754948E-00	7.3717080E+01
7.0000000E+01	2.3340947E-00	1.2394107E+02	6.0979099E+03	7.8063873E+00	1.1691353E-00	7.2457642E+01
8.0008000E+01	2.7836001E-00	9.9191073E+01	6.0253910E+03	7.8470619E+00	1.2558522E-00	7.2518833E+01
9.0000000E+01	3.2232450E-00	7.9164997E+01	5.9536124E+03	7.7939908E+00	1.3359300E-00	7.1778647E+01
1.0000000E+02	3.8427446E-00	6.2899372E+01	5.8825026E+03	7.7524988E+00	1.4104469E-00	7.1109730E+01
1.1000000E+02	4.3858722E-00	4.9775369E+01	5.8120144E+03	7.7077471E+00	1.4807510E-00	7.0488248E+01

Промсистема

6.5048585E+03	$i_{ссп}$	1.5088427E+03 $q_{ссп}$
6.8930883E+03	$i_{пп1}$	2.3007956E+03 $q_{др.пп1}$
7.1235856E+03	$i_{пп}$	2.8312591E+03 $q_{др.пп}$
8.2940148E+00	$\eta_{o_i}^{цвд}$	3.7972549E-00 Уд. потеря $\Delta h_{c_2}^{цвд}/G$

ЦСД

0.0000000E-00	0.0000000E-00	4.5000000E+01	7.1235856E+03	1.7602506E+01	0.0000000E-00	0.0000000E-00
1.2000000E+02	5.4431410E+00	3.6070312E+01	7.0105803E+03	9.0510686E+00	0.0000000E-00	1.1360532E+02
1.3000000E+02	5.9919450E+00	2.8602025E+01	6.9027165E+03	8.6559982E+00	0.0000000E-00	1.0786375E+02
8.7671232E+00	$\eta_{o_i}^{цсд}$	8.2130658E+00 Уд. потеря $\Delta h_{c_2}^{цсд}/G$				

Продолжение табл. 2

ЦНД

	00000000ю-00 ю-3 *	00000000ю-00 ю-3 *	27456000ю+01 ю-3 *	69107730ю+03 ю-3 *	17722119ю+01 ю-3 *	00000000ю-00 ю-3 *	00000000ю-00
	14000000ю+02 ю-3 *	34560802ю-00 ю-3 *	17374500ю+01 ю-3 *	67053952ю+03 ю-3 *	89603503ю+00 ю-3 *	00000000ю-00 ю-3 *	20537783ю+02
	15000000ю+02 ю-3 *	46892982ю-00 ю-3 *	10490156ю+01 ю-3 *	65006344ю+03 ю-3 *	89898441ю+00 ю-3 *	00000000ю-00 ю-3 *	20476078ю+02
Предпоследняя ступень	16000000ю+02 ю-3 *	66171552ю+00 ю-3 *	60017318ю+00 ю-3 *	63058068ю+03 ю-3 *	86155699ю+00 ю-3 *	48983100ю-02 ю-3 *	19482758ю+02
	17000000ю+02 ю-3 *	10244948ю+01 ю-3 *	33146930ю-00 ю-3 *	61150402ю+03 ю-3 *	85107842ю+00 ю-3 *	28854680ю-01 ю-3 *	19076657ю+02
Система регенерации; № подогревателя	10000000ю+01 ю-3 *	17000000ю+02 ю-3 *	40159056ю+02 ю-3 *	64199408ю+02 ю-3 *	44665174ю+02 ю-3 *	64199408ю+02 ю-3 *	63844383ю+02
	20000000ю+01 ю-3 *	15000000ю+02 ю-3 *	64199408ю+02 ю-3 *	93284548ю+02 ю-3 *	68786762ю+02 ю-3 *	93284548ю+02 ю-3 *	92916875ю+02
	30000000ю+01 ю-3 *	14000000ю+02 ю-3 *	93284548ю+02 ю-3 *	11027332ю+03 ю-3 *	97961762ю+02 ю-3 *	11027332ю+03 ю-3 *	10981452ю+03
	40000000ю+01 ю-3 *	12000000ю+02 ю-3 *	11027332ю+03 ю-3 *	13373553ю+03 ю-3 *	11503944ю+03 ю-3 *	13373553ю+03 ю-3 *	13298561ю+03
	50000000ю+01 ю-3 *	10000000ю+02 ю-3 *	13373553ю+03 ю-3 *	15835553ю+03 ю-3 *	13373553ю+03 ю-3 *	15998746ю+03 ю-3 *	15787958ю+03
	60000000ю+01 ю-3 *	70000000ю+01 ю-3 *	15998746ю+03 ю-3 *	18428801ю+03 ю-3 *	16431731ю+03 ю-3 *	18428801ю+03 ю-3 *	18135258ю+03
	70000000ю+01 ю-3 *	50000000ю+01 ю-3 *	18428801ю+03 ю-3 *	20548487ю+03 ю-3 *	18895376ю+03 ю-3 *	20548487ю+03 ю-3 *	20144387ю+03
	80000000ю+01 ю-3 *	30000000ю+01 ю-3 *	20548487ю+03 ю-3 *	22911440ю+03 ю-3 *	21050004ю+03 ю-3 *	22911440ю+03 ю-3 *	22329090ю+03

№ ступени из которой отбирается пар; $i_{п.в}$ на входе в подогреватель; $i_{п.в}$ на выходе из подогревателя; $q_{д.р}$ энтальпия дренажа за подогрев; $i_{п.в}$ на входе в последующий подогреватель; $t_{п.в}$ на выходе из подогревателя

26641032ю+03 min Δt парогенератора

	23021021ю-02	19645093ю-02	17733648ю-02	67876257ю-03	12800000ю-03	12800000ю-03	12800000ю-03
	22140700ю-02	18753428ю-02	16842412ю-02	64482481ю-03	12800000ю-03	12800000ю-03	43438559ю+03
	22140700ю-02	18753428ю-02	14522298ю-02	64482481ю-03	12800000ю-03	12800000ю-03	
	22140700ю-02	17733648ю-02	13989898ю-02	61750525ю-03	12800000ю-03	12800000ю-03	
	19645093ю-02	17733648ю-02	69949492ю-03	12800000ю-03	12800000ю-03	12800000ю-03	
Последняя ступень	80271629ю+00 η_{0i} ю-3 *	56564362ю+03 $i_3^{цнд}$ ю-3 *	81885182ю-01 y_3 ю-3 *	11795277ю+02 $\frac{\Delta h_{c_2}}{G}$ ю-3 *	22192350ю+02 V_2 ю-3 *	65006687ю+00 u/c_0 ю-3 *	53436046ю+00 $\rho_{последней\ ступени}$

	86052763ю+00	$\eta_{цнд}$ ю-3 *	13545070ю+02 $\Delta h_{c_2}^{цнд}/G$				
	71785143ю+00	Число маха ю-3 *	52141281ю-01 критерий эрозии				
	18635216ю-00	$N^{цвд}/Q$ ю-3 *	63954933ю-03 $\Delta N_{цвд}/Q$				
	36629048ю-01	$N^{цсд}/Q$ ю-3 *	11489995ю-02 $\Delta N_{цсд}/Q$				
	18941286ю-00	$N^{цнд}/Q$ ю-3 *	16728304ю-01 $\Delta N_{цнд}/Q$				
	50385304ю+06	$N_{э}^{брутто}$ [кВт] ю-3 *	73202572ю+04	$N_{пн}$ [кВт] ю-3 *	30420230ю+01 $\frac{q_{тэ}^{нетто}}{860}$ – уд. расход тепла /860		

Таблица 3

	Адрес	Команды и числа					Пояснения	№ позиции
1		+	+	+	00	1650	b	
	1	+	+	+	00	6400	n	2
	2	+	+	+	00	3500	m	3
	3	+	+	+	00	0000	C	4
	4	+	+	+	00	9000	a	5
	5	+	+	—	02	2200	q	6
	6	+	+	+	01	2760	f	7
	7	+	+	+	01	1800	k	8
	10	+	+	—	01	1800	d_{Nu}	9
	1	+	+	—	01	1800	d_{Eu}	10
	2	+	+	—	01	1800	$d_{\text{и}}$	11
	3	+	+	+	01	1000	$\varkappa$	12
2	4	+	+	+	00	7500	$d_{\text{пп1}}$	
3		+	+	+	01	2000	z	
4	4	+	+	+	01	5000	$p_{\text{разд}}$	
5		+	+	+	02	2250	$\Delta t_{\text{пп1}}$	
	1	+	+	+	02	1500	$\Delta t_{\text{пп}}$	
6	4	+	+	+	03	1500	$t_{\text{сеп}}$	
	5	+	+	+	03	2140	$t_{\text{пп1}}$	
	6	+	+	+	03	2600	$t_{\text{пя}}$	
7		+	+	+	03	6505	$i_{\text{сеп}}$	
	1	+	+	+	03	6893	$i_{\text{пп1}}$	
	2	+	+	+	03	7124	$i_{\text{пя}}$	
8	4	+	+	+	04	2188	G нагреваемого пара	
9		+	+	—	01	2000	$\Delta p_{\text{пп1}}$	
	1	+	+	—	01	2000	$\Delta p_{\text{пп2}}$	

Таблица 4

Печать результатов

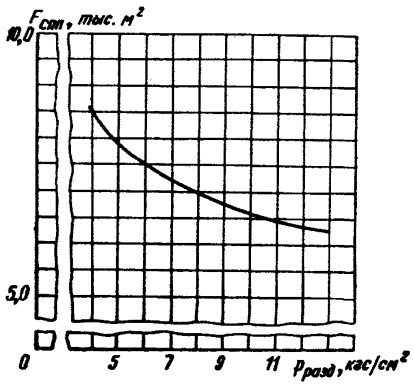
```
-. 16500000₁₀-00 b  +. 35000000₁₀-00 m  +. 90000000₁₀+00 d  +. 27600000₁₀+01 f  +. 18000000₁₀-01 d_nn  +. 18000000₁₀-01 dh  +. 75000000₁₀+00 d_nn1
-.          ₁₀-3 *  -.          ₁₀-3 *  -.          ₁₀-3 *  -.          ₁₀-3 *  -.          ₁₀-3 *  -.          ₁₀-3 *  +. 00000000₁₀-00 *
+. 64000000₁₀+00 n  +. 20000000₁₀-00 c  +. 22000000₁₀-02 g  +. 18000000₁₀+01 k  +. 18000000₁₀-01 d_gn  +. 10000000₁₀+01 kp
-.          ₁₀-3 *  -.          ₁₀-3 *  -.          ₁₀-3 *  -.          ₁₀-3 *  -.          ₁₀-3 *  -.          ₁₀-3 *

+. 20000000₁₀+01 z  -.          ₁₀-3 *  -.          ₁₀-3 *  +. 26000000₁₀+03 t_nn  +. 68930000₁₀+03 i_nn1  +. 21880000₁₀+04 G_назад пара  +. 20000000₁₀-01 Δp_nn
-.          ₁₀-3 *  +. 22500000₁₀+02 Δt_nn1  +. 15000000₁₀+03 t_cen  -.          ₁₀-3 *  +. 71240000₁₀+03 i_nn  -.          ₁₀-3 *
+. 50000000₁₀+01 p_разд  +. 15000000₁₀+02 Δt_nn  +. 21400000₁₀+03 t_nn1  +. 65050000₁₀+03 i_cen  -.          ₁₀-3 *  +. 20000000₁₀-01 Δp_nn1

+. 43333579₁₀+04  -. F_nn1  ₁₀-3 *  +. 43333579₁₀+04

+. 35677633₁₀+04  -. F_nn  ₁₀-3 *  +. 79011213₁₀+04 ΣF_cnn
```

Такие исходные данные, как расход нагреваемого пара G, энтальпия и температура пара за сепаратором, 1 и 2-й ступенями промперегрева, берутся на основании расчета тепловой схемы (см. табл. 2).

В табл. 4 приведен пример выдачи на печать характеристик варианта (исходные данные и результат счета) применительно к варианту с $p_{разд}=5$ кгс/см^2.

На черт. 2 представлена зависимость $F_{спп}=f(p_{разд})$.

Зависимость поверхности сепаратора-промперегревателя от разделительного давления



Черт. 2

2.3. Ввиду незначительного изменения расхода пара в конденсатор по сравниваемым вариантам изменение затрат на систему водоснабжения не учитывалось.

Расчет отдельных составляющих и суммарного изменения приведенных затрат против базового варианта ($p_{разд}=5$ кгс/см^2) для вариантов с $p_{разд}>5$ кгс/см^2 дан в табл. 5, 6, 7, 8.

Таблица 5

$p_{разд}$, кгс/см^2	$q^{н}_{т.э}$, ккал/кВт·ч	ΔN, кВт	h, ч/год	$\Delta W=\Delta N h$, кВт·ч/год · 10^5	$\varphi^{зам}_{э}$, коп/кВт·ч	$\Delta Э_{зам}=\Delta W \varphi^{зам}_{э}$, т·руб./год
		Базовый вариант				
5	2616					
6	2609	+1330	7000	93,1	1,2	—111,7
7	2602	+2671	7000	187,0	1,2	—224,4
8	2595	+4018	7000	281,3	1,2	—337,6
9	2590	+4984	7000	348,9	1,2	—418,7
10	2590	+4984	7000	348,9	1,2	—418,7
11	2594	+4211	7000	294,8	1,2	—353,8

Таблица 6

$p_{разд}$, кгс/см²	ΔN, кВт	$C_{э.ч}$, руб./кВт	$E_н+a_{э.ч}$, 1/год	$C_{э.ч}(E_н+a_{э.ч})$, руб./кВт·год	$\Delta З_{э.ч}=C_{э.ч}(E_н+a_{э.ч})\Delta N$, тыс. руб./год
6	1330	12	0,214	2,57	3,42
7	2671	12	0,214	2,57	6,86
8	4018	12	0,214	2,57	10,33
9	4984	12	0,214	2,57	12,81
10	4984	12	0,214	2,57	12,81
11	4211	12	0,214	2,57	10,82

Таблица 7

$p_{разд}$, кгс/см²	$F_{спп}$, тыс. м²	$\Delta F_{спп}$, тыс. м²	$C_F^{спп}$, руб./м²	$\Delta K_{спп}=C_F^{спп}\Delta F_{спп}$, тыс. руб.	$E_н+a_{спп}$, 1/год	$\Delta З_{спп}=(E_н+a_{спп})\Delta K_{спп}$, тыс. руб./год
5	7,9	Базовый вариант				
6	7,5	—0,4	150	—60	0,225	—13,5
7	7,2	—0,7	150	—105	0,225	—23,6
8	7,0	—0,9	150	—135	0,225	—30,37
9	6,7	—1,2	150	—180	0,225	—40,5
10	6,6	—1,3	150	—195	0,225	—43,87
11	6,4	—1,5	150	—225	0,225	—50,62
12	6,3	—1,6	150	—240	0,225	—54,0

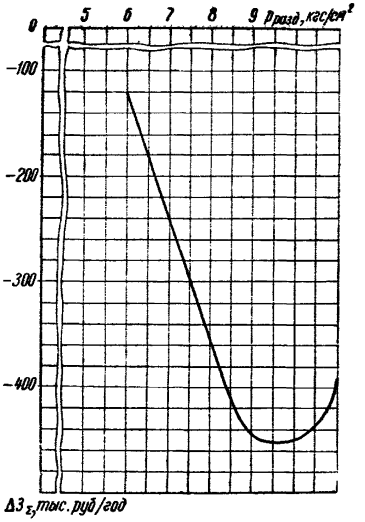
Таблица 8

$p_{разд}$, кгс/см²	$\Delta З_{спп}$, тыс. руб./год	$\Delta З_{зам}$, тыс. руб./год	$\Delta З_{э.ч}$, тыс. руб./год	$\Delta З_{\Sigma}$, тыс. руб./год
5	Базовый вариант			
6	—13,5	—111,7	3,4	—121,8
7	—23,6	—224,4	6,9	—241,1
8	—30,4	—337,6	10,3	—357,7
9	—40,5	—418,7	12,8	—446,4
10	—43,9	—418,7	12,8	—449,8
11	—50,6	—353,8	10,8	—393,6

В табл. 5 приведен расчет изменения приведенных затрат на замещаемую мощность энергосистемы ($\Delta З_{зам}$). Число часов использования АЭС принято равным 7000 ч/год, что соответствует использованию в базисной части графика электрической нагрузки энергосистемы. Замыкающие затраты на электроэнергию в соответствии с табл. 1 руководящих указаний [14] приняты равными 1,2 коп./кВт · ч.

Изменение затрат на электрическую часть станции ($\Delta З_{э.ч}$) рассчитано исходя из удельной стоимости электрической части ГРЭС,

Изменение приведенных затрат машинного зала в зависимости от разделительного давления



Черт. 3

равной 12 руб. на 1 кВт дополнительной мощности. Постоянная составляющая ежегодных издержек принята в размере 9,4% от капитальных затрат, из них на амортизационные отчисления приходится 6,3%, текущий ремонт — 1,1%, общестанционные расходы — 2%. Расчет приведен в табл. 6.

В табл. 7 дан расчет изменения стоимости и приведенных затрат для сепаратора-промперегревателя ($\Delta З_{спп}$) в зависимости от разделительного давления.

Стоимость 1 м² поверхности сепаратора-промперегревателя принята в размере 150 руб./м².

Постоянная составляющая себестоимости принята в размере 10,5% от стоимости СПП, из них на амортизационные отчисления

приходится 7%, текущий ремонт — 1,26%, общестанционные расходы — 2,24%.

Расчет суммарного изменения приведенных затрат ($\Delta З_{\Sigma}$) дан в табл. 8.

Зависимость изменений против базового варианта суммарных приведенных затрат для машинного зала от $p_{разд}$ показана на черт. 3. Как следует из черт. 3, минимум приведенных затрат соответствует диапазону изменения разделительного давления от 9 до 10,5 кгс/см^2. При этом обеспечивается экономия приведенных затрат против базового варианта в размере около 370 тыс. руб./год на один блок.

Окончательный выбор разделительного давления должен быть сделан на стадии технического проектирования с учетом надежности, технологичности и унификации. Кривые на черт. 1 и 3 позволят оценить потери, связанные с отходом от оптимального решения.

Справочное

ОСНОВНЫЕ СТОИМОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Наименование характеристики	Обозначение	Величина	Источник	Примечание
Удельная стоимость парогенератора с монтажом	$C_F^{пг}$, руб./м^2	420—470	Проекты ТЭП	Поверхность нагрева из нержавеющей стали
Удельная стоимость главного циркуляционного насоса с монтажом	$C_{г.ц.н}$, руб./кВт	180—350	Проекты ТЭП	Меньшая величина — для г. ц. н $N_{уст}$=5000 кВт, большая — для г. ц. н $N_{уст}$=1300 кВт
Удельная стоимость сепаратора-промперегревателя с монтажом	$C_F^{спп}$, руб./м^2	250—300	Проекты ТЭП	Поверхность нагрева из углеродистой стали
Удельная стоимость ПВД	$C_F^{рег}$, руб./м^2	40 100—130	Данные завода-изготовителя »	Поверхность нагрева: из углеродистой стали из нержавеющей стали
Удельная стоимость ПНД	$C_F^{рег}$, руб./м^2	30 100	» »	Поверхность нагрева: из углеродистой стали из нержавеющей стали
Стоимость электрической части АЭС	$C_{э.ч}$, руб./кВт	8—12	[11]	
Замыкающие затраты на электроэнергию	$\varphi_э^{зам}$, коп./кВт·ч	1,2—1,3	[14]	

ПРИЛОЖЕНИЕ 3 К РТМ 24.021.16—74

Справочное

ЛИТЕРАТУРА

1. Типовая методика определения экономической эффективности капитальных вложений. М., «Экономика», 1969.

2. Батов В. В., Корякин Ю. Н. Экономика ядерной энергетики. М., «Атомиздат», 1969.

3. Абианц В. Х. Газовые турбины. М., «Знание», 1971.

4. Gloger H. Probleme der Wasserabscheidung in Naßdampfturbinen. BWR, Band 22, № 9, 1970.

5. Методика выбора выходных сечений ЦНД турбин, характеристик конденсаторов и охладительных устройств для блоков на органичееком и ядерном топливе. РТМ 24.021.14—74.

6. Гринман М. И. Разработка тепловой схемы турбоустановки для блока ВВЭР-1000 и оптимизация ее параметров. Отчет ЦКТИ № О — 7426, 1972.

7. Методика и зависимости для теоретического расчета теплообмена и гидравлического сопротивления теплообменного оборудования. РТМ 24.031.05—72.

8. Маргулова Т. Х. Расчет и проектирование парогенераторов АЭС. М., Госэнергоиздат, 1962.

9. Козлов Ю. В. Пути повышения удельных нагрузок сепарирующих устройств мощных парогенераторов. — «Труды ЦКТИ», вып. 108. Л., 1971.

10. Надинский Ю. Н., Титов В. Ф. Тепловой расчет парогенераторов с естественной циркуляцией с водным теплоносителем. — «Труды ЦКТИ», вып. 108, Л., 1971.

11. Нормативы удельных капиталовложений в строительство тепловых электрических станций (в ценах 1969 г.). М., 1969. (ТЭП).

12. Методика определения экономического эффекта от внедрения в народное хозяйство нового энергетического оборудования и мероприятий по повышению его технико-экономических показателей. Л., 1968 (ЦКТИ).

13. Инструкция по определению экономического эффекта новой техники в энергетическом машиностроении. Л., 1972 (ЦКТИ).

14. Руководящие указания к использованию замыкающих затрат на топливо и электрическую энергию. М., «Наука», 1974.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

1. Условные обозначения 2
2. Общие положения 7
3. Расчет проточной части 9
4. Расчет внутреннего относительного КПД турбины 13
5. Расчет тепловой схемы 23
6. Выбор оптимальной температуры питательной воды 26
7. Выбор параметров системы внешней сепарации и промежуточного перегрева пара 29
8. Описание комплекса программ для выбора характеристик турбоустановок АЭС 35

Приложение 1 47
Приложение 2 65
Приложение 3. Литература 66

Ответственный за выпуск *В. С. Розанова*

Редактор *Н. М. Чернецова*

Техн. ред. *Н. П. Белянина.* Корректор *С. М. Косенкова.*

Сдано в набор 18.12.75. Подписано к печ. 10.05.76. Формат бум. $60\times90^{1}/_{16}$.

Объем $4^{1}/_{4}$ печ. л. ($4^{1}/_{2}$ усл. п. л.) Тираж 500. Заказ 939. Цена 90 коп.

gost.e-ecolog.ru

Редакционно-издательский отдел ЦКТИ им. И. И. Ползунова.
194021, Ленинград, Политехническая ул., д. 24.