МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ СССР

ГЛАВНОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГОСИСТЕМ

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ
ПО НАЛАДКЕ, СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ТЕХНОЛОГИИ
И ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ И СЕТЕЙ
"СОЮЗТЕХЭНЕРГО"

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ИСПЫТАНИЮ ПИТАТЕЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОНАСОСОВ И ТУРБОНАСОСОВ

МУ 34-70-008-82

СЛУЖБА ПЕРЕДОВОГО ОПЫТА И ИНФОРМАЦИИ СОЮЗТЕХЭНЕРГО

Москва 1982

gost.e-ecolog.ru

Р А З Р А Б О Т А Н О Московским головным предприятием "Союзтехэнерго"

И С П О Л Н И Т Е Л И А.К.КИРШ, А.Г.ШИШКИН, Т.М.ИВАНОВА

У Т В Е Р Ж Д Е Н О Производственным объединением по наладке, совершенствованию технологии и эксплуатации электростанций и сетей "Союзтехэнерго"

Главный инженер Г.Г.ЯКОВЛЕВ

© СПО Союзтехэнерго, 1982.

УДК 621.187.1.001.4

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ИСПЫТАНИЮ ПИТАТЕЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОНАСОСОВ И ТУРБОНАСОСОВ

МУ 34-70-008-82

Срок действия установлен
с 01.07.82 г.
до 01.07.87 г.

Методическими указаниями устанавливается порядок организации, проведения и обработки результатов испытаний питательных насосов электростанций (насосов с электроприводом, турбоприводом с противодавлением и насосов с конденсационным турбоприводом).

Методические указания предназначены для персонала цехов наладки электростанций, служб наладки РЭУ и специализированных наладочных предприятий.

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.I. Цели и задачи испытания

Целью испытаний питательных насосов является определение основных характеристик собственно насоса, а для питательных турбонасосов-также характеристик турбинного привода насоса. Полученные по результатам испытаний характеристики позволяют оценить качество работы насоса и турбопривода сравнением показателей работы насоса с расчетными данными завода, характеристиками по техническим условиям на поставку или с результатами предыдущего испытания. Такое сравнение помогает выявить дефектные узлы насосного агрегата и наметить пути устранения неполадок, определить необходимые сроки капитального ремонта, наметить мероприятия по повышению экономичности эксплуатации питательного насосного агрегата, и в целом по усовершенствованию и оптимизации работы этого оборудования.

I.2. Типы питательных насосов

Питательные насосные агрегаты, используемые на ТЭС, различаются типом привода. Питательные насосы с электродвигателем используются на тепловых электростанциях с паровыми турбинами на давление свежего пара 90 и 130 кгс/см^2; при этом насосы работают либо на общий коллектор питательной воды параллельно, либо включены по блочной схеме (энергоблоки 150 и 200 МВт).

Подача насоса регулируется дросселированием воды с помощью регулирующего питательного клапана котла (РПК). Регулирование подачи с применением гидромуфты в данных Указаниях не рассматривается, так как гидромуфты имеют на электростанциях ограниченное распространение.

Одна из основных параметров, характеризующих режим центробежного насоса, – частота вращения для насосов с электроприводом принимается постоянной, хотя при увеличении нагрузки на валу асинхронного электродвигателя частота вращения за счет увеличения скольжения несколько снижается. Однако это снижение незначительно; кроме того, при снятии характеристики питательного насоса в процессе промышленного испытания это изменение частоты вращения (скольжение электродвигателя) непосредственно учитывается в процессе проведения опытов.

Для энергоблоков с турбинами К-300-240 и Т-250-240 в качестве привода главного питательного насоса применяется паровая турбина с противодавлением, рабочим паром для которой служит пар из отбора главной турбины; отработавший пар приводной турбины отводится в расположенный ниже отбор главной турбины.

При наличии турбинного привода подача насоса регулируется наиболее экономичным способом – изменением частоты вращения. Это является существенным преимуществом турбонасосов по сравнению с электронасосами.

Следует отметить, что в связи с относительно высокой частотой вращения главного питательного насоса (5150-6000 об/мин) в схеме питания энергоблоков 300 и 250 МВт используются предвключенные насосы ЦНД-8 (два рабочих и один резервный) с электроприводом.

Для энергоблоков 500, 800 и 1200 МВт ТЭС применяются питательные насосы с конденсационным турбоприводом; отработавший пар

турбопривода направляется в собственный конденсатор турбопривода. Для этих турбонасосных агрегатов предвключенный насос входит в питательный насосный агрегат составной частью и сопрягается с турбоприводом через редуктор. На энергоблоках 500 и 800 МВт устанавливается по два турбонасоса, на энергоблоке 1200 МВт - три насосных агрегата.

По сложности организации испытания, количеству подлежащих регистрации параметров и методике обработки результатов испытаний объемы работы по испытанию перечисленных выше типовых питательных насосных агрегатов сильно различаются. Работа с переменной частотой вращения соответственно увеличивает объем характеристик собственно питательного насоса, а наличие турбинного привода, связанного с режимом главной турбины, дополнительно требует включения в программу испытаний большого числа характеристик, касающихся турбопривода.

Поэтому испытания питательных насосных агрегатов целесообразно разбить на три соответствующие группы и рассматривать их отдельно, а по сложности - последовательно. Естественно, для сокращения объема Методических указаний исключается повторение в последующих разделах того материала, который подробно рассмотрен в предыдущих разделах.

I.3. Общие замечания

I.3.I. Методические указания составлены с использованием применявшейся до настоящего времени системы единиц измерения, поскольку на энергопредприятиях некоторое время еще будут использоваться приборы и измерительная аппаратура, отградуированные в этих единицах. Приведенные примеры рассчитаны также в старых единицах измерения.

Для возможности в дальнейшем использовать представленные в Методических указаниях таблицы для обработки результатов испытаний в новых единицах измерения (в системе единиц СИ) в приложении I приведены применяемые при расчетах формулы, составленные для системы единиц СИ; приведены, конечно, только те формулы, в которых при переводе в систему единиц СИ изменяются числовые коэффициенты или меняется структура формулы.

I.3.2. При проведении расчетов параметров насоса в процессе обработки результатов испытаний для определения напора насоса H (м вод. ст.) по измеренному давлению P(кгс/см^2) должен использоваться удельный вес воды γ(кгс/м^3), т.е. $H = \frac{P}{\gamma} 10^4$. При определении же по массовой подаче насоса G(т/ч) объемной подачи Q(м^3/ч) должна применяться плотность воды ρ(кг/м^3), т.е. $Q = \frac{G}{\rho} 10^3$.

Поскольку в применяющейся в Методических указаниях системе единиц удельный вес численно равен плотности и различается только размерностью (кгс/м^3 и кг/м^3), здесь сделано (не влияющее на числовой результат расчетов) допущение: во всех случаях в расчетных таблицах используется только удельный вес γ.

I.3.3. Измеряемое при проведении испытания давление (воды, пара) при обработке результатов и составлении характеристик принимается абсолютным.

I.3.4. Поскольку методика обработки результатов испытаний дается в виде таблиц, в которых указаны наименования параметров, обозначения и единицы измерения, оказалось излишним представлять в Методических указаниях сводную таблицу принятых обозначений. Следует лишь оговорить, что значения, полученные в опытах, – опытные значения – обозначаются в таблицах без индекса "оп", а в обозначениях, приведенных величин добавляется индекс "пр".

Давление, температура и удельный вес для предвключенного насоса (для турбонасосов энергоблоков 500, 800 и 1200 МВт) отличается от обозначений этих величин для главного насоса индексом "штрих".

2. ПИТАТЕЛЬНЫЙ НАСОС С ПРИВОДОМ ОТ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ (ЭЛЕКТРОНАСОС)

2.I. Основные характеристики

2.I.I. Для центробежного питательного насоса, работающего при постоянной частоте вращения, основной характеристикой, которая должна быть получена в результате испытаний, является напорная характеристика, т.е. зависимость развиваемого насосом напора H от объемной подачи Q (рис. I,а). Эта характеристика для данного

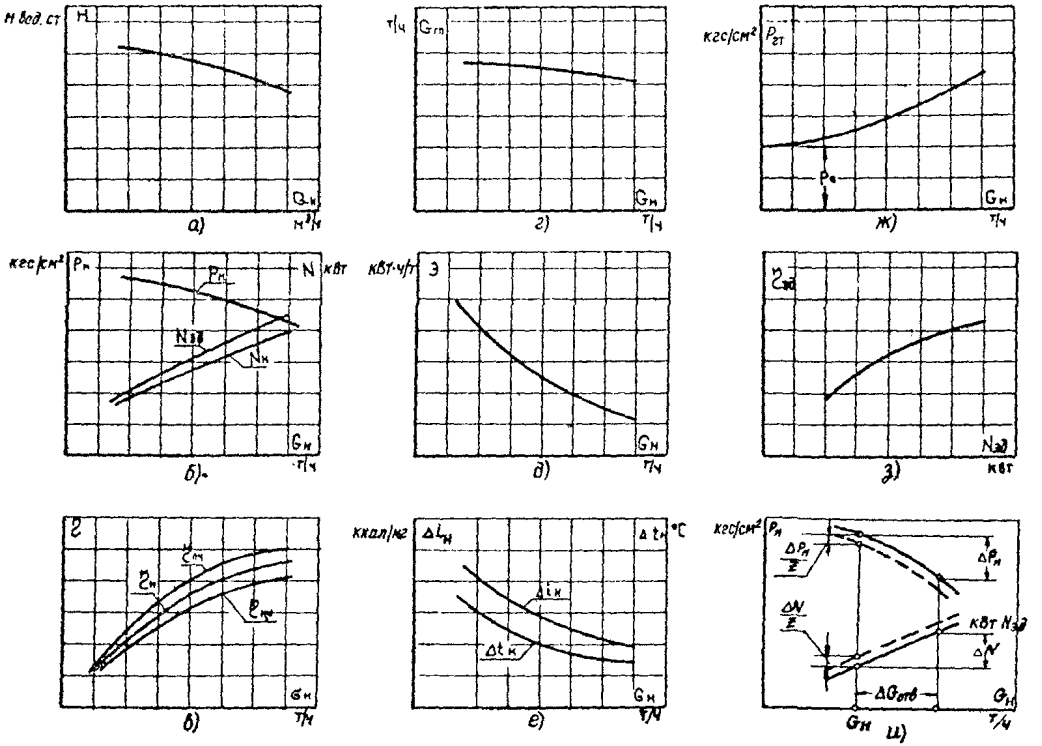


Рис. I. Основные характеристики питательного электронасоса

насоса является универсальной, так как не зависит от удельного веса перекачиваемой воды. Она служит основой для всех последующих расчетов с целью получения основных зависимостей в практически удобных для инженерных целей координатах и при принятых за номинальные условиях. Для электронасосов такими условиями являются постоянные давление и температура воды на входе в насос.

При проведении испытаний в условиях, как правило, отличающихся от номинальных, измеряется давление на входе в насос $P_{вх}$ и выходе из него $P_н$ и полезная массовая подача $G_н$.

Напор (м вод.ст.) и объемная подача ($м^3$/ч) в условиях испытания определяются по следующим формулам:

$$H = \left(\frac{P_н}{\gamma_н} - \frac{P_{вх}}{\gamma_{вх}}\right) \cdot 10^4;$$

$$Q_н = \frac{G_н}{\gamma_н} \cdot 10^3,$$

где $\gamma_н$ и $\gamma_{вх}$ – удельный вес воды соответственно на выходе из насоса и входе в него, кгс/$м^3$.

Эти основные зависимости, соответственно преобразованные, используются для пересчета характеристик насоса в удобные для использования в эксплуатации координаты $P_н$ и $G_н$ (рис.I,б) с приведением к принятым за номинальные условия. Соответствующие формулы и порядок расчетов приведены в таблицах обработки результатов испытаний как для электронасоса, так и для турбонасоса.

Тепловой режим насоса характеризуется нагревом воды и повышением энтальпии $\Delta i_н$ (ккал/кг) за счет увеличения внутренней энергии в насосе и потерь на трение. Поскольку нагрев воды в насосе и, соответственно, температура на выходе по мере снижения подачи растет и давление воды также увеличивается, удельный вес $\gamma_н$ в рабочем диапазоне подач насоса меняется. При расчете и построении рабочего графика $P_н$–$G_н$ это обстоятельство учитывается (см.разд.2.5).

2.I.2. Энергетической характеристикой насосного агрегата является зависимость мощности электродвигателя $N_{эд}$ от подачи (см. рис. I,б); мощность на валу насоса определяется как $N_н = N_{эд}\eta_{эд}$ ($\eta_{эд}$ - КПД электродвигателя). Данные для построения зависимости $\eta_{эд} = f(N)_{эд}$ (рис. I, з) принимаются по соответствующему каталогу на электродвигатель.

2.I.3. Эффективность работы собственно питательного насоса характеризуется КПД насоса - отношением полезной мощности насоса $N_п$ к мощности на валу насоса $N_н$. Полезная мощность насоса равна

$$N_п = \frac{G_н H}{367}.$$

КПД насоса (рис. I,б) равен

$$\eta_н = \frac{N_п}{N_н},$$

КПД насосного агрегата (рис. I,в)

$$\eta_{н.а} = \frac{N_п}{N_{эд}}.$$

2.I.4. Характерной для экономичности работы насоса величиной является протечка воды через гидропяту $G_{гп}$, несущественно зависящая от подачи насоса (рис. I,г). Зная величину $G_{гп}$, можно получить характеристику собственно проточной части насоса:

$$\eta_{п.ч} = \eta_н \frac{G_н + G_{гп}}{G_н}.$$

КПД проточной части (рис. I,в) характеризует работу собственно проточной части насоса (состояние рабочих и направляющих лопаток, промежуточных - межступенных уплотнений).

2.I.5. Удобным для расчета и нормирования является удельный расход электроэнергии на I т перекачиваемой насосом воды, кВт·ч/т (рис. I,д):

$$э = \frac{N_{эд}}{G_н}.$$

2.1.6. Режим питательного насоса характеризуется также повышением температуры $\Delta t_н$ и энтальпии $\Delta l_н$ воды в насосе (рис. 1,*е*). Повышение энтальпии воды в насосе имеет значение для теплового баланса турбоустановки, поскольку обуславливает увеличение энтальпии воды перед ПВД и соответственно уменьшение расхода пара на ПВД.

2.1.7. Расход конденсата на уплотнения насоса и количество отводимого конденсата в конденсатор и бак низких точек практически не зависят от режима насоса и не влияют на его экономичность. Однако наличие этих данных позволяет проанализировать совершенство работы концевых уплотнений насоса и произвести в случае необходимости наладку их работы.

Обозначения и единицы измерения получаемых в результате испытаний и характеризующих режим насоса величин приведены в табл. 1-4.

2.2. Объем измерений при испытании

2.2.1. Схема испытаний с указанием необходимых для получения требуемых характеристик точек измерения приведена на рис. 2, а в табл. 1 перечислены также рекомендуемые для измерения приборы.

Указания по организации измерений расхода воды содержаться в [1].

Используемые для испытания манометры должны быть предварительно проверены на прессе и иметь паспорта проверки, позволяющие внести поправки к полученным в результате испытаний показаниям приборов. Применяемые термопары и термометры сопротивлений должны иметь свидетельства о проверке. Особенно тщательно должны быть подобраны термометры сопротивлений при измерении температуры воды на входе в насос и выходе из него; если представляется возможным для измерения этих температур следует применять лабораторные ртутные термометры с ценой деления $0{,}1^{\circ}C$.

Правила установки измерительных приборов и введения к измеренным значениям всех необходимых поправок см. [2-4].

2.2.2. В организации точного измерения расхода питательной воды при испытании электронасосов на электростанциях с поперечин-

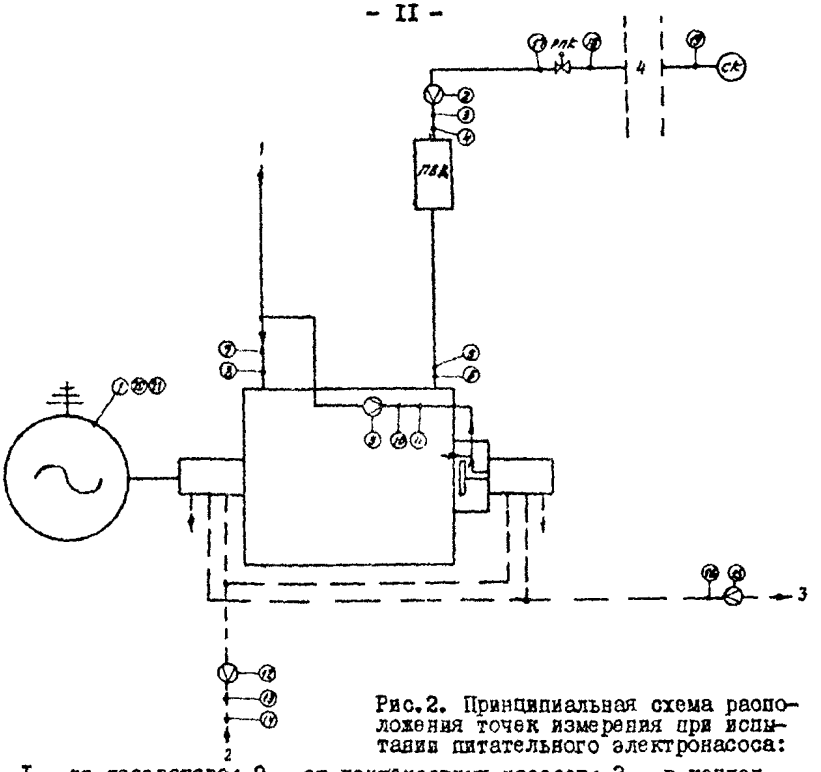


Рис.2. Принципиальная схема расположения точек измерения при испытании питательного электронасоса:
I - из деаэратора; 2 - от конденсатных насосов; 3 - в конденсатор; 4 - котлоагрегат;
(1) - точки измерения (см. табл. I)

ми связями возникают определенные сложности. Если для блочных схем турбинных установок расход воды, измеряемый диафрагмой после ПВД, является действительной полезной подачей испытываемого насоса, то при параллельной работе питательных электронасосов на общую питательную магистраль перед ПВД отдельных турбоагрегатов расход воды, измеряемый диафрагмой после ПВД, уже не является подачей испытываемого насоса.

В этом случае приходится использовать устанавливаемые после каждого насоса расходомерные устройства, от которых подается им-

Таблица I

Объем измерений при испытании питательного электронасоса (см. рис.2)

Величина и точка ее измерения	Обозначение	Единица измерения	Первичный прибор	Вторичный прибор
I. Мощность электродвигателя	$N_{эд}$	кВт	Штатные трансформаторы тока и напряжения	Трехфазный ваттметр класса точности 0,5
2. Расход питательной воды	$G_н$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТЭ-400
3. Давление воды перед диафрагмой	$P_д^в$	кгс/см^2	-	Манометр класса точности 0,6
4. Температура воды перед диафрагмой	$t_д^в$	°С	Термопара ХК	Потенциометр
5. Давление воды на выходе из насоса	$P_н$	кгс/см^2	-	Манометр класса точности 0,6
6. Температура воды на выходе из насоса	$t_н$	°С	Термометр сопротивления ТСП	Ручной мост или мост типа КСМ
7. Давление воды на входе в насос	$P_{вх}$	кгс/см^2	-	Манометр класса точности 0,6
8. Температура воды на входе в насос	$t_{вх}$	°С	Термометр сопротивления ТСП	Ручной мост или мост типа КСМ
9. Расход воды через линию осевой разгрузки	$G_р$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТ-50
I0. Давление воды после гидропяты	$P_{гп}$	кгс/см^2	-	Манометр класса точности 0,6
II. Температура воды в линии осевой разгрузки	$t_р$	°С	Термопара ХК	Потенциометр
Параметры конденсата, подводимого на уплотнения насоса:				
I2. расход	$G_{ку}$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТ-50
I3. давление	$P_{ку}$	кгс/см^2	-	Манометр класса точности 0,6
I4. температура	$t_{ку}$	°С	Термопара ХК	Потенциометр
Параметры конденсата, отводимого от уплотнений в конденсатор:				
I5. расход	$G_{кон}$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТ-50
I6. температура	$t_{кон}$	°С	Термопара ХК	Потенциометр
I7. Давление воды перед РПК	$P'_{рпк}$	кгс/см^2	-	Манометр класса точности 0,6
I8. Давление воды после РПК	$P''_{рпк}$	кгс/см^2	-	То же
I9. Давление пара перед стопорным клапаном турбины	P_0	кгс/см^2	-	-"-
20. Частота в сети	f	Гц	-	Эксплуатационный частотомер
2I. Сила тока электродвигателя	J	А	-	Амперметр

I2

I3

Примечание. К пп.9, I2, I5. Допускается применение бескамерной диафрагмы с цельной обоймой со сверлениями.

пульс на включение и отключение клапана автоматической рециркуляции насоса. Обычно эти расходомерные устройства не удовлетворяют требованиям норм [1], поскольку непосредственно за насосом отсутствуют прямолинейные участки трубопроводов, что приводит к неизбежной погрешности в определении расхода воды. Тем не менее, использовать их для испытаний электронасосов возможно, если испытания проводятся на электронасосе в процессе эксплуатации и носят сравнительный характер, а результаты испытаний сравниваются с данными некоторого исходного испытания, например, нового насоса после монтажа или насоса, прошедшего ремонт.

В некоторых случаях схема питательных трубопроводов и размещения арматуры позволяет организовать тарировку расходомерных устройств после насосов с помощью расходомерного устройства, установленного, согласно действующим нормам, после ПВД; если схема трубопроводов не позволяет выделить один насос на одну группу ПВД – одну измерительную диафрагму, тарировку индикаторных диафрагм можно провести сразу для двух работающих параллельно электронасосов, поддерживая равенство подач обоих насосов в каждом тарировочном опыте.

Целесообразно провести четыре–пять таких опытов продолжительностью около 30 мин каждый, обеспечив не менее 15–20 записей показаний тарируемых расходомерных устройств и выбранной тарировочной диафрагмы после ПВД. В этом случае полученный тарировочный коэффициент (поправка к индикаторным диафрагмам) принимается одинаковым для обеих тарируемых диафрагм. Такой прием допустим, конечно, в случае идентичности установки тарируемых расходомеров (участки трубопроводов до и после диафрагм).

2.2.3. При организации измерения расхода конденсата, отводимого из уплотнений насоса в конденсатор через сифонное устройство, перепад давлений, измеряемый дифманометром, должен выбираться небольшим – около 100 мм рт.ст., чтобы не создавать большого дополнительного подпора в линии слива конденсата в конденсатор. При этом вторичный прибор (дифманометр) должен устанавливаться на 1,5–2 м ниже диафрагмы.

Поскольку слив воды из последнего отсека концевых уплотнений в бак низких точек (БНТ) происходит самотеком, измерить это количество воды с помощью диафрагмы практически невозможно. Поэтому

значение протечки либо принимается по расчету, либо вообще не учитывается, что вносит некоторую погрешность в определение расхода воды через гидропяту, однако сколь-либо заметного влияния на КПД проточной части насоса не оказывает.

2.2.4. При организации других измерений можно воспользоваться рекомендациями [4].

2.3. Программа испытания и порядок проведения опытов

2.3.1. Программа испытания предусматривает проведение 10-12 опытов при работе питательного электронасоса на котел в диапазоне изменения подачи насоса от максимальной, соответствующей номинальной нагрузке энергоблока, до минимальной, соответствующей минимальной нагрузке энергоблока. Для электронасосов, работающих параллельно на общую питательную магистраль, максимальная подача определяется по регламентированной техническими условиями на поставку или эксплуатационными инструкциями, максимально допустимой нагрузке электродвигателя.

Для повышения достоверности результатов испытания проводятся две серии опытов (по 5-6 опытов каждая) со снижением подачи от максимальной до минимальной и обратно с повышением подачи до исходного максимального значения.

2.3.2. При устойчивом режиме работы испытываемого электронасоса (стабильность нагрузки энергоблока) длительность каждого опыта принимается 30-40 мин после очередного изменения режима и достижения установившегося состояния.

2.3.3. Показания приборов регистрируются с периодичностью: расход питательной воды, мощность электродвигателя - 2 мин; остальные параметры - 5 мин.

Если имеют место значительные колебания давления на выходе из насоса, регистрацию этого параметра также следует производить с периодичностью 2 мин.

2.3.4. Изменение режима работающего в блоке электронасоса по программе испытания производится соответствующим изменением нагрузки энергоблока. Избыточный напор насоса по сравнению со значением, определяемым характеристикой пароводяного тракта энергоблока, снимается дросселированием в РПК.

2.3.5. При испытании питательного электронасоса, работающего на общий коллектор (электростанция с поперечными связями), регулирование подачи насоса производится изменением количества работающих насосов (включение дополнительных насосов) и дросселированием воды напорной задвижкой с отключением на время проведения испытаний соответствующей системы блокировки задвижки.

2.3.6. В питательных насосах для энергоблоков на давление I30 кгс/см^2 предусматривается отвод воды после первой ступени для различных нужд электростанций (например, на впрыск в промежуточный пароперегреватель и др.).

Определение характеристик насоса при режимах с отводом воды за счет расширения программы испытания нецелесообразно, поскольку изменения характеристик насоса столь незначительны, что экспериментальным путем оценить это изменение с достаточной достоверностью невозможно. С большей точностью характеристики насоса при режиме с отводом воды могут быть определены расчетным путем с использованием полученных из испытания характеристик насоса.

Изменение давления на выходе из насоса $P_н$ при отводе воды после первой ступени в количестве $\Delta G_{отб}$ при сохранении заданной подачи $G_н$ определяется следующим образом (см. рис. I,а): по характеристике $P_н - G_н$ находится изменение давления $\Delta P_н$ при увеличении подачи от $G_н$ до значения $G_н + \Delta G_{отб}$. Снижение давления, вызванное увеличением подачи только первой ступени, составит $\frac{\Delta P_н}{Z}$ (Z – число ступеней насоса). Это значение откладывается вниз от точки на характеристике $P_н - G_н$ при подаче $G_н$; найденная таким образом точка определит точку напорной характеристики при режиме с отводом воды после первой ступени.

Изменение мощности насосного агрегата определяется аналогично. По зависимости $N_{эд} - G_н$ определяется изменение мощности ΔN при увеличении подачи от заданной полезной подачи $G_н$ до значения $G_н + \Delta G_{отб}$. Увеличение мощности $\frac{\Delta N}{Z}$ откладывается вверх от исходной точки по основной характеристике $N_{эд} - G_н$ при заданной полезной подаче $G_н$ и эта мощность будет отвечать режиму насоса при полезной подаче $G_н$ и отводе воды после первой ступени в количестве $\Delta G_{отб}$.

По этой методике могут быть построены характеристики для необходимых количеств воды, отводимой после первой ступени насоса.

2.3.7. При проведении испытаний необходимо поддерживать стабильность режима насоса по подаче питательной воды в течение каждого опыта; давление в деаэраторе поддерживается одинаковым во всех опытах.

2.3.8. Испытание электронасосов должно проводиться при номинальной частоте в сети. При отклонении частоты f_{on} от номинальной 50 Гц к значениям напора, объемной подачи и мощности должны быть внесены поправочные коэффициенты (см.табл.2).

2.3.9. Перед проведением испытаний необходимо надежно перекрыть вентили, установленные на дренажных линиях трубопроводов питательной воды, убедиться в отсутствии перетечек питательной воды через резервный питательный насос, через линию рециркуляции и других перетечек, обеспечив этими мероприятиями достоверность измерения полезной подачи насоса.

2.4. Обработка результатов испытаний

2.4.I. Первичные записи показаний приборов в интервале выбранных отрезков времени - опыта, характеризующихся стабильностью режима, усредняются, затем к ним вводятся все необходимые поправки [4]. Расходы воды и конденсата рассчитываются в соответствии с [I].

К усредненным показаниям манометров вводятся поправки на высоту присоединения прибора и паспортная поправка, полученная в результате проверки манометра на прессе до и после испытания.

Электродвижущая сила, зафиксированная по термопарам, по соответствующим таблицам и с учетом температуры холодного спая, переводится в градусы Цельсия, если термопары тарировались, то дополнительно вводится поправка по паспорту тарировки. По показаниям ваттметров с помощью расчетных коэффициентов подсчитывается мощность электродвигателя.

2.4.2. Методика расчета характеристик электронасоса по усредненным данным с введением поправок приведена в табл.2. В таблицу вписываются полученные в процессе испытания данные и проводятся по приведенным в таблице формулам расчеты для получения характеристик насоса и насосного агрегата в целом.

2.4.3. В условиях испытаний давление $P_{вх}$ и температура $t_{вх}$ воды на входе в насос могут отличаться от опыта к опыту по эко-

плуатационным условиям. Поэтому основные характеристики насосного агрегата $P_н - G_н$ и $N_{эд} - G_н$, $N_н - G_н$ требуют приведения к определенным обычно принимаемым постоянным условиям на входе в насос. Это связано с тем, что $P_н$ непосредственно зависит от $P_{вх}$ и, кроме того, удельный вес воды на выходе из насоса при различной температуре воды на входе также будет различным. Методика приведения дается в разд.2.5. Остальные характеристики практически не зависят или зависят весьма незначительно от состояния воды на входе в насос и рассчитываются по данным, полученным из испытания, как это видно из табл.2.

2.5. Приведение основных характеристик к одинаковым условиям на входе в насос

Для приведения основных зависимостей к принятым неизменным условиям на входе в насос $P_{вх}^{пр}$ и $t_{вх}^{пр}$ необходимо определить удельный вес воды на выходе из насоса $\gamma_н^{пр}$ для различных подач – величину переменную в связи с повышением температуры воды на выходе из насоса и повышением давления при уменьшении подачи.

Удельный вес воды на входе $\gamma_{вх}^{пр}$ определяется по принятым за номинальные значениям $P_{вх}^{пр}$ и $t_{вх}^{пр}$; удельный вес воды на выходе $\gamma_н^{пр}$ для каждого из проведенных опытов – по давлению $P_н$ в опыте и температуре $t_н^{пр} = t_{вх}^{пр} + \Delta t_н$.

Приведение основных параметров ведется согласно табл.3, где показан также пример расчета.

Практически для приведения характеристик насоса к единым условиям на входе можно использовать удельный вес воды на выходе $\gamma_н^{пр}$, соответствующий номинальной подаче, из опытных данных. Анализ влияния на удельный вес воды повышения температуры и давления в интервале подач от номинальной до 50% показал, что погрешность в определении удельного веса воды не превысит 0,3–0,4%.

2.6. Характеристика пароводяного тракта энергоблока

Характеристикой пароводяного тракта энергоблока принято называть зависимость от расхода питательной воды суммы статического давления пара перед стопорным клапаном главной турбины и гидрав-

Таблица 2

Обработка результатов испытаний для получения характеристик электронасоса

	Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта I	№ опыта ...	Примечание
I.	Полезная подача насоса	G_H	т/ч	По измерениям	444,8		
	Параметры воды на выходе из насоса:						
2.	давление	P_H	кгс/см^2	То же	225,I		
3.	температура	t_H	°С	-"-	I60,0		
4.	энтальпия	i_H	ккал/кг	По термодинамическим таблицам	I64,3		
5.	Удельный вес	γ_H	кгс/м^3	То же	92I,0		
	Параметры воды на входе в насос:						
6.	давление	$P_{вх}$	кгс/см^2	По измерениям	6,34		
7.	температура	$t_{вх}$	°С	То же	I56,0		
8.	энтальпия	$i_{вх}$	ккал/кг	По термодинамическим таблицам	I57,2		
9.	Удельный вес	$\gamma_{вх}$	кгс/м^3	То же	9I3,0		
I0.	Средний удельный вес	$\gamma_{ср}$	кгс/м^3	$\gamma_{ср}=\frac{\gamma_{вх}+\gamma_H}{2}$	9I7,0		
II.	Объемная подача насоса	Q_H	м^3/ч	$Q_H=\frac{G_H}{\gamma_H}\cdot 10^3$	482,9		$\times 50/f_{оп}$ поправочные коэффициенты на отклонение частоты сети от 50 Гц

Окончание таблицы 2

	Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта I	№ опыта ...	Примечание
I2.	Напор, развиваемый насосом	H	м вод. ст.	$H=\left(\frac{P_н}{\gamma_н}-\frac{P_{вх}}{\gamma_{вх}}\right)\cdot 10$	2375		$\times(50/f_{оп})^2$ } поправочные коэффициенты на отклонение частоты сети от 50 Гц
I3.	Мощность электродвигателя	$N_{эд}$	кВт	По измерению	3877		$\times(50/f_{оп})^3$
I4.	КПД электродвигателя	$\eta_{эд}$	-	По справочнику, каталогу	0,946		
I5.	Мощность на валу насоса	$N_н$	кВт	$N_н=N_{эд}\,\eta_{эд}$	3668		
I6.	Полезная мощность насоса	$N_п$	кВт	$N_п=\frac{G_н H}{367}$	2878		
I7.	КПД насоса	$\eta_н$	-	$\eta_н=\frac{N_п}{N_н}$	0,784		
I8.	КПД насосного агрегата	$\eta_{н.а}$	-	$\eta_{н.а}=\eta_н\,\eta_{эд}$	0,742		
	Линия осевой разгрузки:						
I9.	расход воды	$G_р$	т/ч	По измерению	I6,9		
20.	давление	$P_р$	кгс/см^2	То же	6,65		
2I.	температура	$t_р$	°С	-"-	I48,0		
	Концевые уплотнения:						
	Подвод конденсата:						
22.	расход	$G_{ку}$	т/ч	По измерению	I4,0		
23.	давление	$P_{ку}$	кгс/см^2	То же	7,5		
24.	температура	$t_{ку}$	°С	-"-	54,I		
	Отвод в конденсатор:						
25.	расход	$G_{кон}$	т/ч	-"-	9,5		
26.	температура	$t_{кон}$	°С	-"-	55,7		
27.	Расход воды через гидропяту	$G_{гп}$	т/ч	$G_{гп}=G_р-(G_{ку}-G_{кон}):2$	I4,6		
28.	КПД проточной части насоса	$\eta_{п.ч}$	—	$\eta_{п.ч}=\eta_н\frac{G_н+G_{гп}}{G_н}$	0,807		
29.	Нагрев воды в насосе	$\Delta t_н$	°С	$\Delta t_н=t_н-t_{вх}$	4,0		
30.	Повышение энтальпии воды в насосе	$\Delta i_н$	ккал/кг	$\Delta i_н=i_н-i_{вх}$	7,I		
3I.	Частота в сети	$f_{оп}$	Гц	По измерению	50,0		
32.	Сила тока электродвигателя	J	А	По измерению	467		

Таблица 3

Приведение характеристик электронасоса к одинаковым условиям на входе в насос

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта I	...
В условиях опытов:					
объемная подача насоса	$Q_н$	$м^3/ч$		482,9	
напор насоса	H	м вод. ст.		2375	
мощность насоса	$N_н$	кВт		3668	
мощность электродвигателя	$N_{эд}$	кВт	Из табл.2	3877	
нагрев воды в насосе	$\Delta t_н$	°С		4,0	
средний удельный вес	$\gamma_{ср}$	$кгс/м^3$		917,0	
давление воды на выходе из насоса	$P_н$	$кгс/см^2$		225,1	
Пересчет на одинаковые условия на входе в насос $P^{пр}_{вх}$, $t^{пр}_{вх}$:					
температура воды на выходе из насоса	$t^{пр}_н$	°С	$t^{пр}_н = t^{пр}_{вх} + \Delta t_н$	162,1	
удельный вес воды на выходе	$\gamma^{пр}_н$	$кгс/м^3$	По термодинамическим таблицам для $P_н$ и $t^{пр}_н$	917,8	
средний удельный вес воды	$\gamma^{пр}_{ср}$	$кгс/м^3$	$\gamma^{пр}_{ср} = (\gamma^{пр}_н + \gamma^{пр}_{вх}) : 2$	913,5	
давление воды на выходе из насоса	$P^{пр}_н$	$кгс/см^2$	$P^{пр}_н = H\gamma^{пр}_н \cdot 10^{-4} + P^{пр}_{вх}\frac{\gamma^{пр}_н}{\gamma^{пр}_{вх}}$	226,1	
подача насоса	$G^{пр}_н$	т/ч	$G^{пр}_н = Q_н \gamma^{пр}_н \cdot 10^{-3}$	443,4	
мощность насоса	$N^{пр}_н$	кВт	$N^{пр}_н = N_н \frac{\gamma^{пр}_{ср}}{\gamma_{ср}}$	3654	
мощность электродвигателя	$N^{пр}_{эд}$	кВт	$N^{пр}_{эд} = N_{эд} \frac{\gamma^{пр}_{ср}}{\gamma_{ср}}$	3862	
расход электроэнергии на тонну перекачиваемой воды	$Э$	кВт·ч/т	$Э = \frac{N^{пр}_{эд}}{G^{пр}_н}$	8,71	

Примечание. В числовом примере принято: $P^{пр}_{вх}$ = 8 кгс/см² при давлении в деаэраторе 6 кгс/см²; $t^{пр}_{вх}$ = 158,1°С; $\gamma^{пр}_{вх}$ = 909 кгс/м³.

лического сопротивления участка от напорного патрубка насоса до стопорного клапана паровой турбины, включающее в себя сопротивление подогревателей высокого давления, питательных трубопроводов с арматурой до РПК, сопротивление РПК, сопротивление котлоагрегата с соответствующей арматурой, сопротивление паропроводов от котла до турбины.

Для электронасосов с постоянной частотой вращения регулирование подачи осуществляется путем дросселирования в РПК. В связи с этим характеристика пароводяного тракта энергоблока, построенная с учетом дросселирования в РПК, не может служить для анализа совершенства тракта (с точки зрения минимальных потерь) или для сравнения с характеристиками тракта аналогичных энергоблоков, поскольку она будет повторять характеристику $P_н - G_н$ электронасоса (напор насоса, превышающий фактическое сопротивление пароводяного тракта, снимается дросселированием в РПК).

Общее сопротивление гидравлического тракта энергоблока, исключая дросселирование в РПК, составит

$$\Delta P_{гт} = P_н - P_0 - \Delta P_{РПК},$$

где P_0 – давление пара перед турбиной, кгс/см^2;

$\Delta P_{РПК}$ – перепад давлений, срабатываемый в РПК.

При организации измерения давления по участкам могут быть определены гидравлические характеристики отдельных участков, например сопротивление ПВД и трубопроводов с арматурой до РПК $(P_н - P'_{РПК})$, сопротивление котлоагрегата, включая паропроводы от котла до турбины $(P''_{РПК} - P_0)$, и т.д.

Порядок расчета характеристики тракта приведен в табл. 4. По измеренному в опытах давлению строится характеристика пароводяного тракта энергоблока как $P_{гт} = P_0^н + \Delta P_{гт}$ в зависимости от $G_н$, измеренной в опытах ($P_0^н$ – номинальное давление пара перед стопорным клапаном главной турбины).

2.7. Построение графиков - характеристик насоса

Основные рабочие графики насоса – зависимости от подачи насоса давления на выходе из насоса, мощности насоса и электродвигателя, а также удельного расхода электроэнергии на 1 т перекачиваемой воды (см. рис. 1, б, д) – строятся по приведенным данным (см.

Таблица 4

Расчет характеристики пароводяного тракта блока с электронасосом

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта		Примечание
				I	...	
Давление:						
на выходе из насоса	$P_н$	кгс/см^2	Из табл.2	225,I		
перед стопорным клапаном главной турбины	P_0	кгс/см^2	По измерению	I28,0		
перед РПК	$P'_{РПК}$	кгс/см^2	То же	2I6,I		
после РПК	$P''_{РПК}$	кгс/см^2	-"-	I49,I		
Перепад давлений в РПК	$\Delta P_{РПК}$	кгс/см^2	$\Delta P_{РПК}=P'_{РПК}-P''_{РПК}$	67,0		Регулирование подачи дросселированием в РПК
Потери давления по тракту, исключая дросселирование в РПК	$\Delta P_{гт}$	кгс/см^2	$\Delta P_{гт}=P_н-P_0-\Delta P_{РПК}$	30,I		
Давление по характеристике тракта энергоблока, приведенное	$P^{пр}_{гт}$	кгс/см^2	$P^{пр}_{гт}=P^{н}_{0}+\Delta P_{гт}$	I60,I		$P^{н}_{0}$ = I30 кгс/см^2

табл.3). Остальные зависимости (рис.I,*а,б,г,е*) строятся по данным табл.2. Характеристика пароводяного тракта блока (см.рис.I,*ж*) строится по данным табл.4.

2.8. Особенности испытания предвключенного насоса с электроприводом

Предвключенные насосы на энергоблоках 300 МВт с турбинами К-300-240 ЛМЗ и ХТЗ и 250 МВт с турбиной Т-250-240 ТМЗ, подающие питательную воду из деаэратора на вход главного питательного турбонасоса, устанавливаются отдельно и имеют в качестве привода электродвигатель. Количество насосов – три (два рабочих, один резервный, находящийся на АВР). Эти же насосы обеспечивают необходимый подпор на входе в пускорезервный электронасос.

Нормально для обеспечения надежности эксплуатации в работе находятся два предвключенных насоса; при аварийном останове одного из них до включения по АВР резервного оставшийся в работе насос обеспечивает необходимый подпор на входе в главный насос, что предотвращает аварийный останов турбонасоса, а следовательно, и энергоблока.

Учитывая сказанное выше, следует производить испытание двух работающих предвключенных насосов одновременно и совместить это испытание с испытанием турбонасоса энергоблока, программа испытания которого (см.разд.3.3) обеспечивает получение характеристик предвключенного насоса в достаточном для контроля за эксплуатацией диапазоне подач.

Возможно получение характеристик предвключенного насоса при подачах, больших, нежели подача каждого из двух работающих насосов при номинальной нагрузке энергоблока. Для этого при проведении опытов по насосной группе (турбонасос и два предвключенных насоса) при нагрузках блока в диапазоне расходов питательной воды от 60 до 80% номинального значения после завершения основного времени опыта кратковременно, на I5-20 мин, отключается один из работающих насосов и регистрируются все необходимые параметры по предвключенному насосу, в том числе и расход питательной воды по расходомерной диафрагме за ПНД.

Необходимо, однако, иметь в виду, что при внезапном отключении этого одного работающего насоса защита по давлению на входе в

главный насос отключит турбонасос, что приведет к останову энергоблока. Кроме того, при проведении этих дополнительных опытов нельзя допускать, чтобы давление на входе в главный насос было ниже предельного минимального значения подпора, установленного техническими условиями и производственными инструкциями.

Испытание предвключенного насоса отдельно от главного питательного насоса (турбонасоса) нецелесообразно, так как требует создания временной схемы с возвращением питательной воды с напорной стороны насоса обратно в деаэратор. Кроме того, условия работы предвключенного насоса могут существенно отличаться от условий в нормальной эксплуатации (например, пониженные давление и температура воды в деаэраторе).

Объем измерений при испытании предвключенного насоса несколько меньше, нежели при испытании питательных электронасосов (см. разд.2.2), в частности, за счет исключения измерений по гидропяте (предвключенный насос - двустороннего всасывания). Объем измерений по предвключенному насосу охватывает пп.I-8, I2-I6, 20 и 2I табл.I. Следует иметь в виду, что из общего количества подводимого на уплотнения конденсата к рабочему колесу поступает лишь незначительная его доля; поэтому состояние уплотнений достаточно отчетливо характеризуется расходом подводимого на уплотнения конденсата, в связи с чем от организации измерений на линии отвода конденсата от уплотнений в конденсатор можно отказаться (пп.I5, I6).

Определение суммарной полезной подачи двух работающих предвключенных насосов обеспечивается, предусмотренным объемом измерений при испытании турбонасоса, измерением полезной подачи последнего $G_н$ с помощью расходомерной диафрагмы после ПВД.

Полезная подача двух предвключенных насосов $\Sigma G_н^{пн}$ равна расходу питательной воды на входе в главный питательный насос, т.е.

$$\Sigma G_н^{пн} = G_н + 2G_у^{I} ,$$

где $G_у^{I}$ - расход питательной воды через первый отсек концевого уплотнения главного насоса (определяется по данным испытаний турбонасоса).

Подачу каждого из предвключенных насосов рекомендуется определять по потребляемой электродвигателем мощности, принимая, что КПД обоих насосов одинаковы, т.е.

I-й насос: $$G_{н}^{пнI} = \frac{N_{пн}^{I}}{N_{пн}^{I} + N_{пн}^{II}} \Sigma G_{н}^{пн};$$

2-й насос: $$G_{н}^{пнII} = \Sigma G_{н}^{пн} - G_{н}^{пнI},$$

где $N_{пн}^{I}$ и $N_{пн}^{II}$ – измеренная в опыте мощность электродвигателей I-го и 2-го предвключенных насосов.

Допускаемая при этом погрешность в оценке распределения подач из-за возможной разницы в КПД насосов не имеет практически никакого значения, поскольку доля мощности предвключенного насоса составляет всего около 6% мощности всей насосной группы. В целом суммарная мощность двух работающих насосов практически мало зависит от (в общем незначительного) различия подач и КПД насосов, тем более, что КПД предвключенного насоса I2ЩД-8 СНЗ близок по значению к КПД главного питательного насоса.

Обработка результатов измерений в опытах производится так же, как показано в табл.2, исключая пп.I9-2I, 25-28.

При приведении характеристик предвключенного насоса к единым условиям на входе в насос (табл.3) в связи с относительно небольшим значением напора, создаваемого насосом, нагрев воды в насосе будет составлять всего около 0,5°С. Учитывая к тому же, что изменение удельного веса воды в диапазоне характерных для предвключенных насосов давлений на входе 6-7 кгс/см^2 и на выходе 20-22 кгс/см^2 составляет всего 0,I%, можно для всех опытов принять одно значение приведенного удельного веса воды в насосе $\gamma_{н}^{пр}$, равного удельному весу воды при давлении на выходе, соответствующем номинальной подаче насоса по характеристике $P_{пн} = f(G)$, и по этой величине определить единое для всего диапазона подач значение среднего приведенного удельного веса $\gamma_{ср}^{пр}$.

Вид графиков, отображающих характеристики насоса, будет та-

ким же, как показано на рис. I,*а*,*б*,*в*,*г*; график I,*е* – практического значения не имеет ввиду малого значения величин $\Delta t_{пн}$ и $\Delta i_{пн}$.

3. ПИТАТЕЛЬНЫЙ НАСОС С ПРИВОДОМ ОТ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ (ТУРБОНАСОС)

Испытание питательного насоса этого типа имеет следующие особенности, отличащие организацию и обработку результатов испытаний от описанных в разд. 2 для насоса с электроприводом.

Во-первых, характеристика собственно насоса $P_н - G_н$ неоднозначна, а представляет собой серию кривых для различной частоты вращения n, что существенно меняет методику обработки результатов испытаний собственно насоса.

Во-вторых, мощность турбонасосного агрегата и мощность на валу насоса определяется из энергетического баланса турбопривода, что требует соответствующего оснащения турбопривода измерительной аппаратурой, регистрации измеряемых параметров и обработки результатов испытания турбопривода.

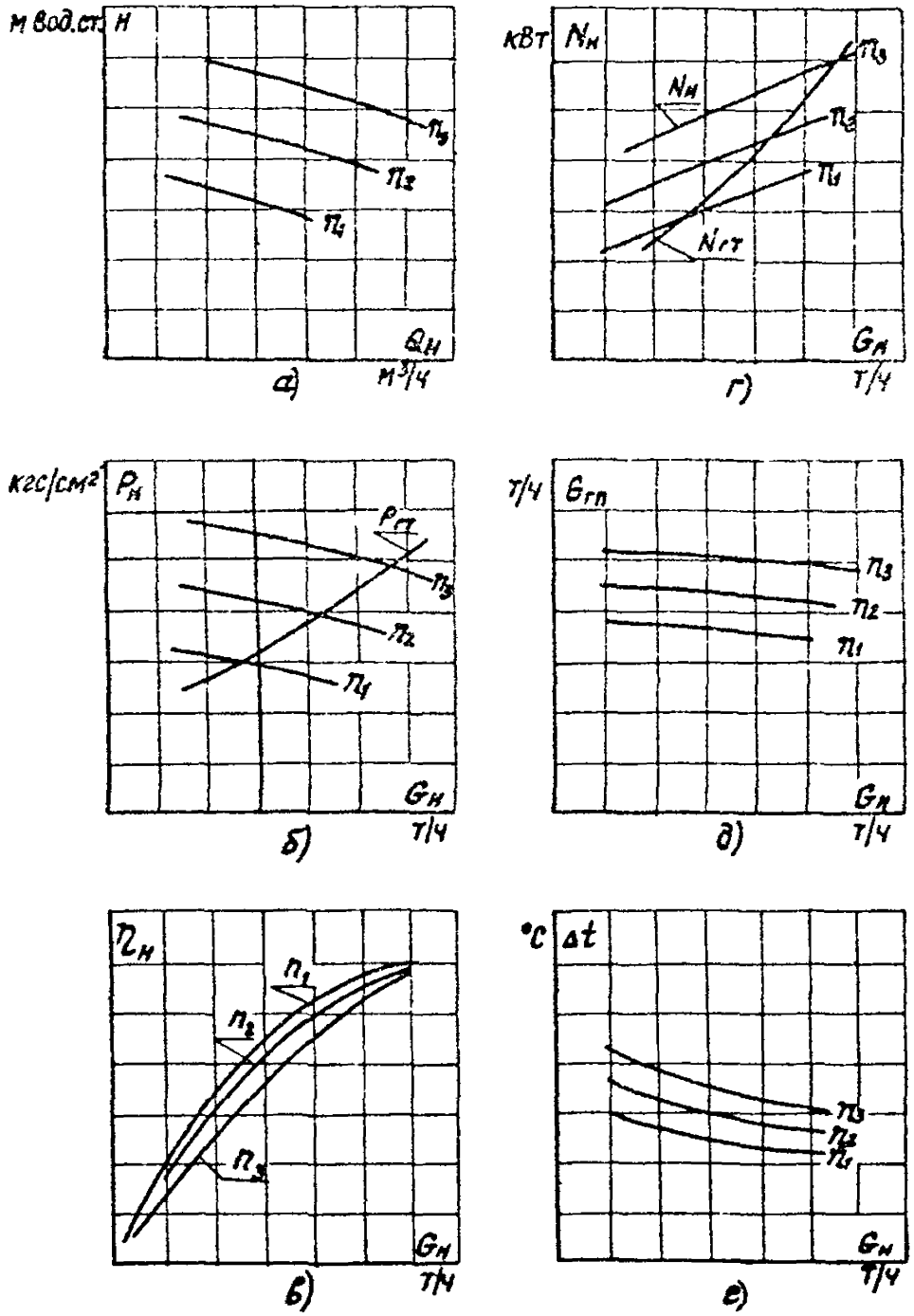
3.I. Основные характеристики

3.I.I. Характеристики питательного насоса

Основной характеристикой питательного насоса, как было сказано в разд. 2.I, является зависимость развиваемого насосом напора H от полезной объемной подачи Q. Однако в связи с тем, что необходимый, отвечающий характеристике пароводяного тракта энергоблока напор насоса устанавливается за счет изменения частоты вращения, зависимость $H-Q$ представляет собой серию напорных характеристик, каждая из которых соответствует определенной частоте вращения n (рис. 3,*а*).

Связь между этими тремя параметрами определяется известными формулами:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} \quad \text{и} \quad H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2.$$


м вод.ст
H
n_3
n_2
n_1
Q_H
м³/ч
а)
кВт
N_H
n_3
N_H
n_2
n_1
$N_{ГТ}$
G_H
т/ч
г)
кгс/см²
P_H
$P_{ГП}$
n_3
n_2
n_1
G_H
т/ч
б)
т/ч
$G_{ГП}$
n_3
n_2
n_1
G_H
т/ч
д)
η_H
n_1
n_2
n_3
G_H
т/ч
в)
°C
Δt
n_3
n_2
n_1
G_H
т/ч
е)

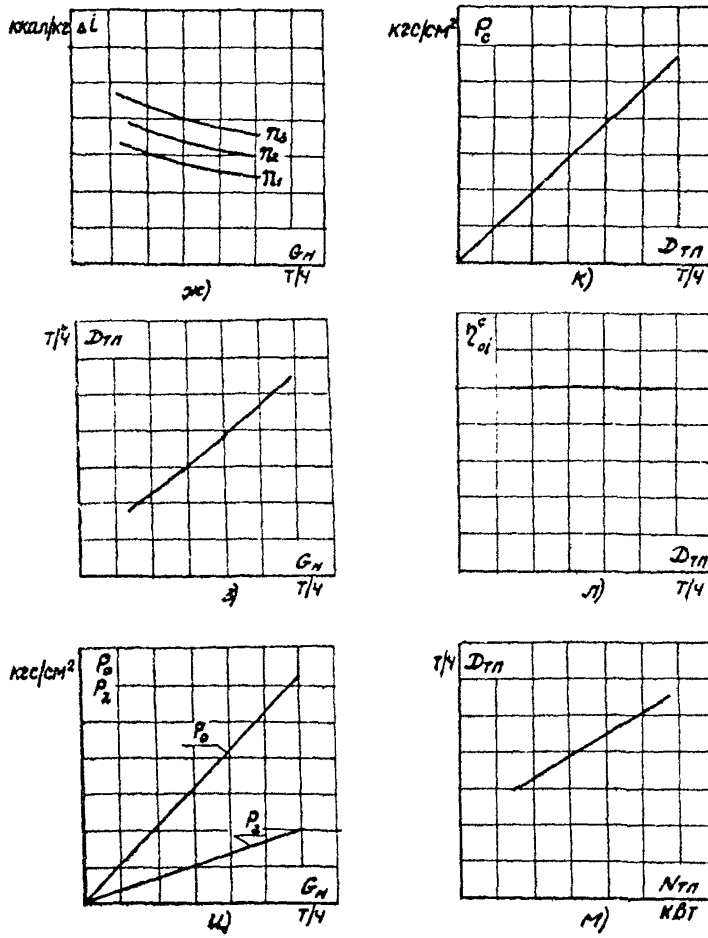


Рис.3. Основные характеристики питательного турбонасоса - турбопривод с противодавлением:

а-ж- характеристики насоса; з-м- характеристики турбопривода

Для мощности на валу насоса при пересчете на другую частоту вращения должно учитываться также изменение среднего удельного веса воды в насосе

$$N_{н2}=N_{н1}\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3\frac{\gamma_{ср2}}{\gamma_{ср1}}.$$

В рабочих координатах $P_н$, $G_н$ напорная характеристика также представляется сеткой кривых (рис.3,$б$); нанесенная на этом графике характеристика пароводяного тракта энергоблока $P_{2т}=f(G_н)$ определяет соответственно необходимую частоту вращения для заданного значения $G_н$.

КПД питательного насоса зависит как от подачи насоса $G_н$, так и от частоты вращения n и графически изображается серией кривых (рис.3,$б$). Следует заметить, что значение КПД на графике при заданной подаче $G_{н1}$ при ином значении частоты вращения отвечает подаче

$$G_{н2}=G_{н1}\frac{n_2}{n_1}.$$

Мощность насоса представляется также серией кривых для различной частоты вращения (рис.3,$г$), причем каждая кривая мощности при данной частоте вращения отвечает соответствующей характеристике $P_н-G_н$ на рис.3,$б$. Поэтому, имея характеристику пароводяного тракта по давлению на рис.3,$б$, можно построить отвечающую этой характеристике тракта кривую мощности насоса (рис.3,$г$) по снятым с графика 3,$б$ параметрам – подаче $G_н$ и частоте вращения n.

Расход воды через гидропяту $G_{2п}$ изменяется примерно пропорционально квадрату отношения частоты вращения (рис.3,$д$).:

$$G_{2п2}\cong G_{2п1}\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2.$$

Точность определения $G_{2п}$ таким методом для контроля за работой гидропяты вполне достаточна.

Однозначные для электронасоса характеристики $\Delta t_н - G_н$ и $\Delta i_н - G_н$ для турбонасоса зависят от частоты вращения согласно следующим формулам:

$$\Delta t_{н2} \approx \Delta t_{н1}\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \quad \Delta i_{н2} = \Delta i_{н1}\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

и представляются при графическом изображении также серией кривых (рис.3,е и ж).

3.I.2. Характеристики турбопривода

В результате измерений по турбоприводу должны быть получены данные, позволяющие определить мощность на валу турбопривода $N_{тп}$, равную мощности на валу насоса $N_н$, а также прочие данные, характеризующие работу турбопривода.

Внутренняя мощность (кВт) турбопривода определяется как

$$N_i^{тп} = \frac{D_т H_0^c \eta_{0i}^c}{0{,}860},$$

где $D_т$ – расход пара через проточную часть турбопривода, т/ч;

H_0^c – располагаемый перепад тепла в турбоприводе от состояния перед соплами, ккал/кг;

η_{0i}^c – внутренний КПД турбопривода от состояния перед соплами.

Следует отметить, что расход пара через проточную часть турбины $D_т$ отличается от измеренного расхода пара на турбопривод $D_{тп}$ на значение утечки пара через переднее уплотнение $D_{ут}$.

Входящие в эту основную формулу величины определяют также и основные характеристики турбопривода. По величине $N_i^{тп}$ определяется мощность на валу насоса:

$$N_н = N_i^{тп} - \Delta N_{мех},$$

где $\Delta N_{мех}$ – механические потери турбопривода, кВт.

Зависимость расхода пара на турбопривод $D_{тп}$ от расхода питательной воды (подачи насоса) $G_н$ при работе турбонасоса по ха-

рактеристике пароводяного тракта энергоблока с минимальным и постоянным перепадом давлений в РПК изображается плавной кривой (рис.3,з).

Зависимость $D_{тп}=f(G_н)$ неоднозначна для различных характеристик пароводяного тракта энергоблока и может проходить выше или ниже в зависимости от гидравлического сопротивления пароводяного тракта энергоблока. Кривые давления пара перед стопорным клапаном P_0 и в выхлопном патрубке, P_2, определяющие располагаемый перепад тепла на турбопривод, строятся в зависимости от основной характеристики турбонасоса $G_н$ и представляют собой прямые линии, выходящие из начала координат (см. рис.3,и). Этот график строится с допущением, что расход питательной воды практически равен расходу пара на главную турбину; давление же в точках отвода пара из главной турбины и подвода отработавшего пара изменяется, как известно, прямо пропорционально расходу пара через турбину. Это допущение несущественно для получения зависимости графика рис.3,и.

Важной величиной для определения мощности турбопривода является давление пара перед соплами P_c, которое прямо пропорционально расходу пара на турбопривод и изображается прямой линией, выходящей из начала координат (рис.3,к).

Следует заметить, что давление пара перед соплами зависит не только от расхода пара, но и от его температуры. При том же расходе пара давление перед соплами

$$P_c'=P_c\sqrt{\frac{T_0'}{T_0}},$$

где T_0' – номинальная температура пара;

T_0 – абсолютная температура пара, соответствующая измеренному значению P_0.

Однако в опытах со стабильной температурой пара после промперегрева (перед ЦСД главной турбины) влиянием изменения температуры пара перед турбоприводом на давление перед соплами, как показывает практика испытаний турбонасосов этого типа, можно пренебречь и непосредственно использовать полученную из испытания зависимость рис.3,к.

Особенностью турбопривода с противодавлением является практическое постоянство располагаемого перепада тепла от состояния пе-

ред стопорным клапаном. Также мало меняется располагаемый перепад тепла от состояния перед соплами, поскольку по мере снижения нагрузки энергоблока регулирующий клапан турбопривода перемещается незначительно и дросселирование пара в нем меняется в узких пределах. Такое положение предопределяет установленное проведенными испытаниями практическое постоянство внутреннего относительного КПД турбопривода по состоянию перед соплами η_{oi}^{c} (см. рис. 3, *л*).

Полученные зависимости по результатам измерений по турбоприводу позволяют определить необходимую для характеристики насоса мощность на валу насоса.

Некоторый интерес представляет также зависимость $D_{тп}=f(N_{тп})$ однозначно изображаемая практически прямой линией (см. рис. 3, *м*) для данной характеристики пароводяного тракта. Она строится по результатам испытаний и рассчитанной величине $N_{тп}$.

3.2. Объем измерений при испытании

Схема расположения и перечень точек измерений при испытании турбонасоса для получения всех указанных в разд. 3.1 зависимостей и характеристик турбонасосного агрегата приведены на рис. 4 и в табл. 5; схема узла концевых уплотнений насоса представлена на рис. 5.

Организация измерений расхода, температуры и давления должна соответствовать существующим нормам и правилам [1-4]. При этом следует учитывать указания по организации измерения расхода конденсата, отводимого от концевых уплотнений в конденсатор, изложенные в п. 2.2.3.

На схеме рис. 4 показано минимальное необходимое для составления основных характеристик количество точек измерения. При необходимости более детального исследования количество точек измерения может быть увеличено, например, за счет измерений для определения потери давления на тракте от камеры отбора главной турбины до стопорного клапана турбопривода, давления после стопорного клапана и др.

Следует заметить, что потерю давления ΔP в паропроводе от камеры отбора главной турбины до турбопривода рекомендуется давать в функции параметра $D_{тп}^{2}v$ ($D_{тп}$ – расход пара на турбопривод; v – удельный объем отбираемого пара); в этом случае зависимость представляется прямой линией, идущей в начало координат.

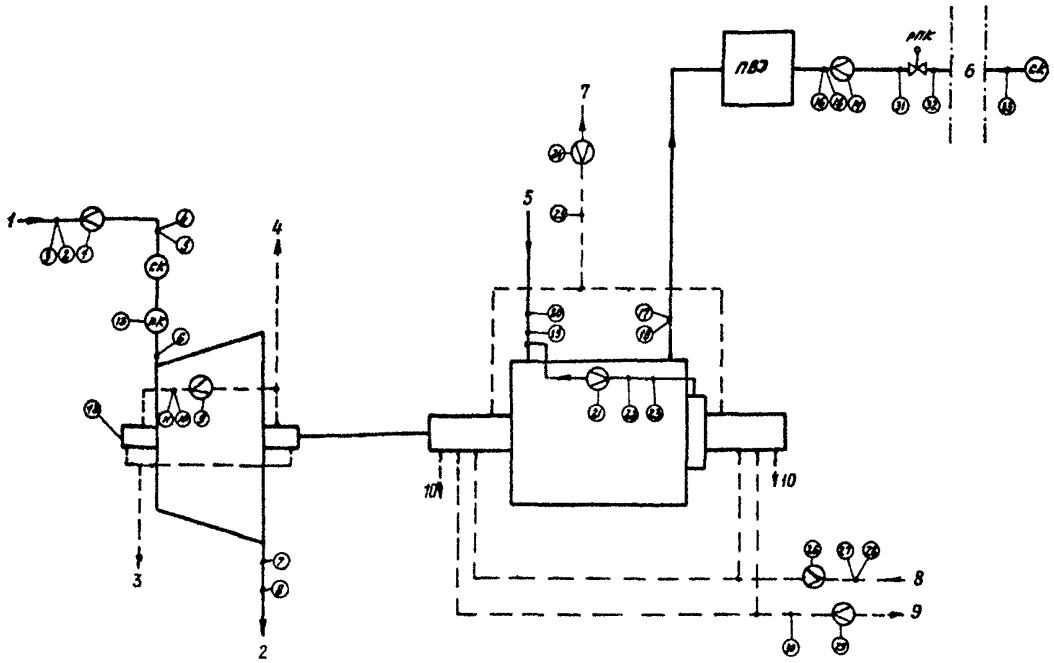


Рис. 4. Принципиальная схема расположения точек измерений при испытании питательного турбонасоса – турбопривод с противодавлением:

I – из отбора главной турбины; 2 – в отбор главной турбины; 3 – в сальниковый подогреватель главной турбины; 4 – в коллектор уплотнений главной турбины; 5 – от предвключенных насосов; 6 – котлоагрегат; 7 – в деаэратор; 8 – от конденсатных насосов; 9 – в конденсатор; I0 – слив в бак низких точек; ПВД – группа подогревателей высокого давления; СК – стопорный клапан; РК – регулирующий клапан; ① – точки измерений (см. табл.5)

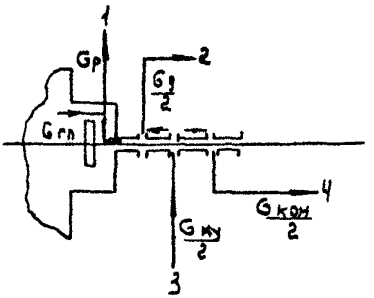


Рис. 5. Схема заднего уплотнения питательного турбонасоса:
I - на вход насоса (после предвключенного насоса); 2 - в деаэратор; 3 - подвод конденсата; 4 - отвод в конденсатор

3.3. Программа испытаний и порядок проведения опытов

3.3.I. Для получения представительных данных при испытании турбонасоса должно быть проведено IO-I2 опытов продолжительностью около I ч каждый. Поскольку существует определенная связь между нагрузкой энергоблока (расходом пара на главную турбину) и параметрами пара до и после турбопривода, испытание турбонасоса должно проводиться при изменении нагрузки энергоблока и при работе турбоустановки по нормальной схеме с полностью включенной системой регенерации.

Опыты целесообразно проводить как при разгружении энергоблока (5-6 опытов), так и в процессе нагружения блока (5-6 опытов) в диапазоне номинальной нагрузки энергоблока и минимальной нагрузки при работе на турбонасосе. Параметры пара перед главной турбиной должны поддерживаться близкими к номинальным (см. также п. 2.3.9).

3.3.2. Для получения действительной зависимости $D_{тп}=f(G_н)$ испытание должно проводиться при работе турбонасоса по фактической характеристике пароводяного тракта энергоблока с минимальным и постоянным перепадом давления в РПК, что надлежит контролировать в процессе проведения опытов.

При отклонении перепада в РПК в опытах от минимального постоянного значения в зависимость $D_{тп}=f(G_н)$ должны вноситься соответствующие поправки (см. разд. 3.7).

3.3.3. Регистрация показаний приборов ведется через следующие интервалы времени: расход питательной воды, пара на турбопривод - через 2 мин; остальные измерения - через 5 мин.

Таблица 5

Объем измерений при испытании питательного турбонасоса – турбопривода с противодавлением (см. рис. 4)

Величина и точка ее измерения	Обозначение	Единица измерения	Первичный прибор	Вторичный прибор
I. Расход пара на турбопривод	$D_{тп}$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТ-50
2. Давление пара перед диафрагмой	$p_0^д$	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
3. Температура пара перед диафрагмой	$t_0^д$	°С	Термопара ХК	Потенциометр
4. Давление пара перед стопорным клапаном	P_0	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
5. Температура пара перед стопорным клапаном	t_0	°С	Термопара ХК	Потенциометр
6. Давление перед соплами	P_c	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
7. Давление отработавшего пара*	P_2	кгс/см^2	–	То же
8. Температура отработавшего пара*	t_2	°С	Термопара ХК	Потенциометр
Параметры пара в I отсосе переднего уплотнения:				
9. расход	$D_{ут}^I$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТ-50
I0. давление	$P_{ут}$	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
II. температура	$t_{ут}$	°С	Термопара ХК	Потенциометр

I2. Частота вращения	n	об/мин	Штатный тахогенератор	Частотомер ЧЭ-28, Ф-5080
I3. Ход сервомотора регулирующего клапана	h	мм	–	–
I4. Расход питательной воды	$G_н$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТЭ-400
I5. Давление воды перед диафрагмой	$P_в^д$	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
I6. Температура воды перед диафрагмой	$t_в^д$	°С	Термопара ХК	Потенциометр
I7. Давление воды на выходе из насоса	$P_н$	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
I8. Температура воды на выходе из насоса	$t_н$	°С	Термометр сопротивления ТСП	Ручной мост или мост типа КСМ
I9. Давление воды на входе в насос	$P_{вх}$	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
20. Температура воды на входе в насос	$t_{вх}$	°С	Термометр сопротивления ТСП	Ручной мост или мост типа КСМ
Параметры воды в линии осевой разгрузки:				
2I. расход	$G_р$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТ-50
22. температура	$t_р$	°С	Термопара ХК	Потенциометр
23. давление	$P_р$	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
24. Расход воды, отводимой из уплотнений в деаэратор	$G_д$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТ-50
25. Температура воды, отводимой из уплотнений в деаэратор	$t_д$	°С	Термопара ХК	Потенциометр

Величина и точка ее измерения	Обозначение	Единица измерения	Первичный прибор	Вторичный прибор
26. Расход воды, отводимой от конденсатных насосов на уплотнения	$G_{ку}$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТ-50
27. Давление конденсата, подаваемого на уплотнения	$P_{ку}$	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
28. Температура конденсата, подаваемого на уплотнения	$t_{ку}$	°С	Термопара ХК	Потенциометр
29. Расход воды, отводимой из уплотнений в конденсатор	$G_{кон}$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТ-50
30. Температура воды, отводимой из уплотнений в конденсатор	$t_{кон}$	°С	Термопара ХК	Потенциометр
31. Давление воды до РПК	$P'_{рпк}$	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
32. Давление воды после РПК	$P''_{рпк}$	кгс/см^2	–	То же
33. Давление пара перед стопорными клапанами главной турбины	P'_0	кгс/см^2	–	–"–
34. Барометрическое давление	B	мм рт.ст.	–	Ртутный инспекторский барометр

Примечание к пп. 21, 24, 26, 29. Допускается применение бескамерной диафрагмы с цельной обоймой со сверлениями.

*Измеряется в двух точках выхлопного патрубка, слева и справа.

3.3.4. Как указывалось в разд.2.3.6, проведение опытов при отводе воды из промежуточной ступени на впрыски нецелесообразно. В случае необходимости характеристики насоса корректируются так же, как указано в разд.2.3.6.

3.4. Обработка результатов испытаний

Первичная обработка полученных при проведении опытов результатов измерений производится в соответствии с указаниями разд.2.4.I. Далее ведется обработка результатов испытаний для получения характеристик турбопривода, поскольку только в результате этих подсчетов может быть определена мощность на валу насоса, необходимая для определения характеристик собственно питательного насоса. Расчеты ведутся в соответствии с табл.6, где приведены все необходимые для расчета формулы; поясняющая расчеты схема теплового процесса в диаграмме $i-s$ показана на рис.6.

Обработка результатов для получения характеристик насоса в условиях опытов при работе турбонасоса по фактической характеристике пароводяного тракта энергоблока ведется в соответствии с указаниями в расчетной табл.7 и специальных пояснений не требует. Эта таблица аналогична табл.2 для расчета характеристик электронасоса и отличается только расчетом расхода воды на гидропяту в связи с различием схем концевых уплотнений.

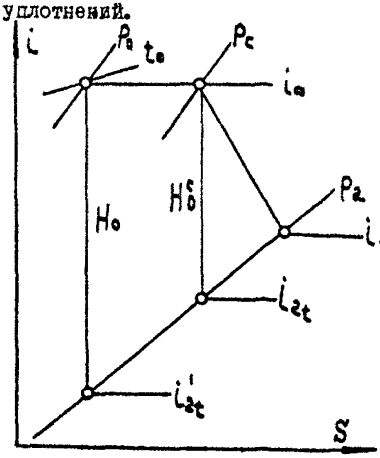


Рис.6. Схема теплового процесса в $i-s$ диаграмме турбопривода с противодавлением

Таблица 6

Обработка результатов испытаний для получения характеристик турбопривода с противодавлением

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта I	№ опыта ...	Примечание
1. Нагрузка энергоблока	$N_э$	МВт	По измерению	280		По щитовому ваттметру
2. Давление пара перед стопорным клапаном	P_0	кгс/см^2	По измерению	I3,57		
3. Температура пара перед стопорным клапаном	t_0	°С	То же	444,I		
4. Энтальпия пара перед стопорным клапаном	i_0	ккал/кг	По диаграмме i-s для P_0, t_0	80I,0		
5. Давление пара на выхлопе турбопривода	P_2	кгс/см^2	По измерению	2,38		Средняя по двум точкам
6. Температура пара на выхлопе турбопривода	t_2	°С	То же	263,3		Средняя по двум точкам
7. Энтальпия отработавшего пара	i_2	ккал/кг	По диаграмме i-s для P_2, t_2	7I5,9		
8. Давление пара перед соплами (за дроссельным клапаном)	P_c	кгс/см^2	По измерению	I0,8I		
9. Перепад давлений в стопорном и дроссельном клапанах	ΔP	кгс/см^2	$\Delta P = P_0 - P_c$	2,76		
I0. Энтальпия пара при изоэнтропическом расширении до P_2 — От состояния перед СК	i'_{2t}	ккал/кг	По диаграмме i-s (см.рис.6)	688,8		
II. — От состояния перед соплами	i_{2t}	ккал/кг		70I,3		
I2. Располагаемый теплоперепад — От состояния перед СК	H_0	ккал/кг	$H_0 = i_0 - i'_{2t}$	II2,2		
I3. — От состояния перед соплами	H_0^c	ккал/кг	$H_0^c = i_0 - i_{2t}$	99,7		
I4. Использованный теплоперепад	H_i	ккал/кг	$H_i = i_0 - t_2$	85,I		
I5. Внутренний относительный КПД — От состояния перед СК	η_{oi}	-	$\eta_{oi} = H_i / H_0$	0,757		
I6. — От состояния перед соплами	η_{oi}^c	-	$\eta_{oi}^c = H_i / H_0^c$	0,854		
I7. Расход пара через СК	$D_{тп}$	т/ч	По измерению	89,9		
I8. Утечка пара через переднее уплотнение	$D^*_{ут}$	т/ч	$D_{ут} = D^{I}_{ут} + D^{II}_{ут}$; $D^{I}_{ут}$ – по измерению	0,78		В примере принято $D^{II}_{ут}$ = 0,I5 т/ч по расчету завода

Окончание таблицы 6

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта I	№ опыта ...	Примечание
19. Расход пара через проточную часть турбопривода	$D_т$	т/ч	$D_т = D_{тп} - D_{ут}$	89,12		
20. Внутренняя мощность турбопривода	$N_i^{тп}$	кВт	$N_i^{тп} = \frac{D_т H_i}{0,86}$	8830		
21. Суммарные механические потери в турбине	$\Delta N_{мех}^{**}$	кВт	Из заводского расчета	100		
22. Мощность на валу турбопривода	$N_{тп}$	кВт	$N_{тп} = N_i^{тп} - \Delta N_{мех}$	8730		
23. Частота вращения	n	об/мин	По измерению	5215		
24. Подъем сервомотора дроссельных клапанов	h	мм	То же	55		
25. Относительный эффективный КПД турбопривода	η_{oe}	-	$\eta_{oe} = \eta_{oi}(1 - \frac{\Delta N_{мех}}{N_{тп}})(1 - \frac{D_{ут}}{D_{тп}})$	0,744		

*При невозможности организовать измерение $D_{ут}^{I}$ по опыту проведенных испытаний можно принять $D_{ут} \approx 0,01 D_{тп}$.

**Для турбопривода Калужского турбинного завода $\Delta N_{мех} = 120 (\frac{n}{5700})^2 - 19$ кВт;

для турбопривода ленинградского объединения "Пролетарский завод" $\Delta N_{мех} = 100 (\frac{n}{5150})^2$ кВт.

Таблица 7

Обработка результатов испытаний для получения характеристик насоса (ТП с противодавлением)

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта I	...
1. Полезная подача насоса	$G_н$	т/ч	По измерению	875,4	
Параметры воды на выходе из насоса:					
2. давление	$P_н$	кгс/см^2	То же	297,9	
3. температура	$t_н$	^oC	-"-	I60,3	
4. энтальпия	$i_н$	ккал/кг	По термодинамическим таблицам	I65,8	
5. Удельный вес	$\gamma_н$	кгс/м^3	То же	924,0	
Параметры воды на входе в насос:					
6. давление	$P_{вх}$	кгс/см^2	По измерению	22,0	
7. температура	$t_{вх}$	^oC	То же	I55,8	
8. энтальпия	$i_{вх}$	ккал/кг	По термодинамическим таблицам	I57,3	
9. Удельный вес	$\gamma_{вх}$	кгс/м^3	То же	9I2,0	
I0. Средний удельный вес воды	$\gamma_{ср}$	кгс/м^3	$\gamma_{ср}=\frac{\gamma_{вх}+\gamma_н}{2}$	9I8,0	
II. Объемная подача насоса	$Q_н$	м^3/ч	$Q_н=\frac{G_н}{\gamma_н}\cdot 10^3$	947,4	

Окончание таблицы 7

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта I	...
I2. Напор, развиваемый насосом	H	м вод. ст.	$H=\left(\frac{P_н}{\gamma_н}-\frac{P_{вх}}{\gamma_{вх}}\right)\cdot 10^4$	2983	
I3. Мощность на валу насоса	$N_н$	кВт	$N_н=N_{тп}$ (из табл. 6)	8730	
I4. Полезная мощность насоса	$N_п$	кВт	$N_п=\frac{G_н H}{367}$	7II5	
I5. КПД насоса	$\eta_н$	–	$\eta_н=N_п/N_н$	0,8I5	
I6. КПД насосного агрегата	$\eta_{н.а}$	–	$\eta_{н.а}=\eta_н\eta_{ое}$; $\eta_{ое}$ – из табл. 6	0,606	
Линия осевой разгрузки:					
I7. расход воды	$G_р$	т/ч	По измерению	I5,2	
I8. давление	$p_р$	кгс/см^2	То же	22,5	
I9. температура	$t_р$	°С	–"–	I65,0	
Концевые уплотнения:					
отвод на деаэратор					
20. расход	$G_д$	т/ч	–"–	I8,8	
2I. температура	$t_д$	°С	–"–	I32,0	
подвод основного конденсата					
22. расход	$G_{ку}$	т/ч	–"–	I8,2	
23. давление	$P_{ку}$	кгс/см^2	–"–	7,6	
24. температура	$t_{ку}$	°С	–"–	49,0	
отвод в конденсатор					
25. расход	$G_{кон}$	т/ч	–"–	I2,8	
26. температура	$t_{кон}$	°С	–"–	50,2	
27. Расход воды через гидропяту	$G_{гп}$	т/ч	$G_{гп}=G_р+\frac{G_д-G_{ку}+G_{кон}}{2}$	2I,9	
28. КПД проточной части насоса	$\eta_{пч}$	–	$\eta_{пч}=\eta_н\frac{G_н+G_{гп}}{G_н}$	0,837	
29. Нагрев воды в насосе	$\Delta t_н$	°С	$\Delta t_н=t_н-t_{вх}$	4,50	
30. Повышение энтальпии воды в насосе	$\Delta i_н$	ккал/кг	$\Delta i_н=i_н-i_{вх}$	8,50	

3.5. Приведение характеристик насоса к различной частоте вращения и одинаковым параметрам воды на входе в насос

3.5.1. Используя формулы, приведенные в разд. 3.1.1, связывающие величины Q, H и N_H с частотой вращения n, получим расчетные данные для построения сетки напорных характеристик $P_H - G_H$ для различной частоты вращения и одинаковых условий на входе в насос.

В табл. 8 дается последовательность проведения пересчета параметров на иные частоты вращения, исходя из данных, полученных из испытания (см. табл. 7).

3.5.2. Некоторое усложнение пересчета связано с определением приведенного удельного веса воды на выходе из насоса γ_H^{np}, который при принятом для расчетов постоянном удельном весе воды на входе в насос будет меняться (удельный вес воды на выходе из насоса зависит от меняющихся при различных частотах вращения температуры и давления воды).

Поскольку давление воды на выходе из насоса, необходимое для определения удельного веса воды на выходе γ_H^{np} при иной частоте вращения на первом этапе расчетов (по табл. 7) неизвестно, оценка давления производится упрощенным способом; для определения γ_H^{np} принимается опытное давление на выходе из насоса, пересчитанное пропорционально второй степени отношения частоты вращения (п. 14, табл. 8). Учитывая незначительное влияние давления на удельный вес воды, такое допущение не вносит сколь-либо существенной ошибки в определение приведенного удельного веса воды γ_H^{np}.

3.5.3. В связи с тем, что влияние на γ_H^{np} давления и температуры воды при изменении частоты вращения прямо противоположно (при повышении давления γ_H^{np} растет, а при повышении температуры γ_H^{np} уменьшается и наоборот), целесообразно произвести оценку возможности приведения всех показателей к единой усредненной величине γ_H^{np}. Для этого следует рассчитать γ_H^{np} для максимальной и минимальной для испытываемого турбонасоса частоты вращения при максимальной и минимальной в серии проведенных опытов подачах насоса и определить четыре граничных значения γ_H^{np}. При различии в значениях этих величин менее 1% можно без существенной для практических результатов погрешности принять для расчетов при приведении усредненное

Таблица 8

Приведение характеристик насоса к различной частоте вращения и одинаковым условиям на входе в насос (ТП с противодавлением)

	Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта	
					I	...
	В условиях опытов:					
I.	объемная подача насоса	$Q_н$	$м^3/ч$		947,4	
2.	напор насоса	H	м вод. ст.		2983	
3.	мощность на валу насоса	$N_н$	кВт		8736	
4.	частота вращения	n	об/мин		5215	
5.	средний удельный вес	$\gamma_{ср}$	$кгс/м^3$	Из табл.6 и 7	918,0	
6.	нагрев воды в насосе	$\Delta t_н$	^oC		4,50	
7.	повышение энтальпии воды в насосе	$\Delta i_н$	ккал/кг		8,50	
8.	давление воды на выходе из насоса	$P_н$	$кгс/см^2$		297,9	
9.	КПД насоса	$\eta_н$	-		0,813	
I0.	расход воды через гидропяту	$G_{гп}$	т/ч		2I,9	
	Пересчет на частоту вращения n_1 и принятые за постоянные $P_{вх}^{пр}$, $t_{вх}^{пр}$ и $\gamma_{вх}^{пр}$:					
II.	объемная подача насоса	$Q_н^{пр}$	$м^3/ч$	$Q_н^{пр} = Q_н \frac{n_1}{n}$	I036	

Окончание таблицы 8

	Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта I	...
I2.	нагрев воды в насосе	$\Delta t_н^{пр}$	°С	$\Delta t_н^{пр} \cong \Delta t_н \left(\frac{n_1}{n}\right)^2$	5,37	
I3.	температура воды на выходе из насоса	$t_н^{пр}$	°С	$t_н^{пр} = t_{вх}^{пр} + \Delta t_н^{пр}$	I69,6	
I4.	давление воды на выходе из насоса	$P_н'$	кгс/см^2	$P_н' \approx P_н \left(\frac{n_1}{n}\right)^2$	356	
I5.	удельный вес воды на выходе из насоса	$\gamma_н^{пр}$	кгс/м^3	По термодинамическим таблицам для $P_н'$ и $t_н^{пр}$	922,8	
I6.	средний удельный вес воды	$\gamma_{ср}^{пр}$	кгс/м^3	$\gamma_{ср}^{пр} = (\gamma_{вх}^{пр} + \gamma_н^{пр}) : 2$	9I3,2	
I7.	подача насоса	$G_н^{пр}$	т/ч	$G_н^{пр} = Q_н^{пр} \gamma_н^{пр} \cdot 10^{-3}$	955,6	
I8.	напор насоса	$H^{пр}$	м вод. ст.	$H^{пр} = H \left(\frac{n_1}{n}\right)^2$	3564	
I9.	давление воды на выходе из насоса	$P_н^{пр}$	кгс/см^2	$P_н^{пр} = H^{пр} \cdot 10^{-4} + P_{вх}^{пр} \frac{\gamma_н^{пр}}{\gamma_{вх}^{пр}}$	35I,4	
20.	мощность на валу насоса	$N_н^{пр}$	кВт	$N_н^{пр} = N_н \left(\frac{n_1}{n}\right)^3 \frac{\gamma_{ср}^{пр}}{\gamma_{ср}}$	II334	
2I.	Повышение энтальпии воды в насосе	$\Delta i_н^{пр}$	ккал/кг	$\Delta i_н^{пр} = \Delta i_н \left(\frac{n_1}{n}\right)^2$	I0,2	
22.	Расход воды через гидропяту	$G_{гп}^{пр}$	т/ч	$G_{гп}^{пр} = G_{гп} \left(\frac{n_1}{n}\right)^2$	26,2	

Примечания: I. В числовом примере принято: n_1 = 5700 об/мин; $P_{вх}^{пр}$ = 22 кгс/см^2; $t_{вх}^{пр}$ = I64,2°С (соответственно давлению в деаэраторе 7 кгс/см^2); $\gamma_{вх}^{пр}$ = 903,6 кгс/см^3.

2. Аналогично ведется расчет приведенных величин для других значений частоты вращения – n_2, n_3 и т.д.

значение из полученных таким образом значений $\gamma_н^{пр}$, что значительно упростит расчет приведенных к различной частоте вращения характеристик насоса.

3.6. Характеристика пароводяного тракта энергоблока (см. также п.2.6)

Расчет характеристики пароводяного тракта энергоблока ведется в соответствии с расчетной табл.9 на основании опытных данных в том случае, если в условиях испытаний перепад давлений в РПК отличается от принятого в эксплуатации минимального его значения и если давление пара перед стопорным клапаном главной турбины отличалось от номинального.

В результате пересчета по табл.9 будет получена приведенная характеристика пароводяного тракта энергоблока $P_{2т}^{пр} = f(G_н)$. Если же при проведении испытания турбонасоса перепад давлений в РПК поддерживался минимальным и постоянным, а давление пара перед стопорным клапаном главной турбины поддерживалось номинальным, характеристика пароводяного тракта энергоблока может быть получена непосредственно по данным испытаний, поскольку в этом случае $P_н = P_{2т}^{пр}$.

3.7. Построение графиков-характеристик турбонасоса

3.7.1. Графики, относящиеся к насосу (3,а,б,г-ж), строятся на основании данных, полученных после приведения опытных данных к различным частотам вращения (см. табл.8).

На графике 3,б наносится также приведенная к номинальному давлению пара перед стопорным клапаном главной турбины и минимальному перепаду давления в РПК характеристика пароводяного тракта $P_{2т}^{пр} = f(G_н)$ – см. табл.9. Рабочие точки с этой характеристики переносятся также на график 3,г $[N_н = f(G_н, n)]$ по снятым с графика 3,б значениям $G_н$ и n.

При построении графика 3,в $[\eta_н = f(G_н, n)]$ принимается значение КПД, определенное в опытах, и откладывается при значениях подачи $G_н^{пр}$, полученных в результате пересчета подачи из опыта на различную частоту вращения.

Таблица 9

Определение характеристики пароводяного тракта энергоблока

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта	
				I	...
1. Подача насоса	$G_н$	т/ч	По измерению	875,4	
2. Давление воды на выходе из насоса	$P_н$	кгс/см^2	То же	298	
3. Давление пара перед СК главной турбины	P_0'	кгс/см^2	-"-	235	
4. Давление воды перед РПК	$P'_{РПК}$	кгс/см^2	-"-	289	
5. Давление воды после РПК	$P''_{РПК}$	кгс/см^2	-"-	270	
6. Перепад давлений в РПК	$\Delta P_{РПК}$	кгс/см^2	$\Delta P_{РПК}=P'_{РПК}-P''_{РПК}$	I9	
7. Постоянный поддерживаемый перепад давлений в РПК	$\overline{\Delta P}_{РПК}$	кгс/см^2	Принимается	I0	
8. Гидравлическое сопротивление тракта	$\Delta P_{гт}$	кгс/см^2	$\Delta P_{гт}=P_н-P_0'-\Delta P_{РПК}+\overline{\Delta P}_{РПК}$	54	
9. Давление воды на напорной стороне насоса при работе по характеристике пароводяного тракта энергоблока	$P_{гт}^{пр}$	кгс/см^2	$P_{гт}^{пр}=P_0^{iном}+\Delta P_{гт}$	294	

Примечание. $P_0^{iном}$ – номинальное давление пара перед СК главной турбины. В примере $P_0^{iном}=240$ кгс/см^2.

3.7.2. Графики для турбопривода (рис.3,*з-м*) строятся по опытным данным (табл.6) для режима работы турбонасоса по фактической характеристике пароводяного тракта энергоблока.

Однако при построении графика рис.3,*з* - $D_{тп}=f(G_н)$, - если испытание проводилось при отклонении характеристики пароводяного тракта энергоблока от приведенного ее значения $P_{гт}^{пр}=f(G_н)$, табл.9, полученные в опытах значения расхода пара на турбопривод должны быть скорректированы следующим образом:

$$D_{тп}^{пр}=D_{тп}\frac{P_{гт}^{пр}-P_{вх}^{пр}}{P_н-P_{вх}},$$

где $P_{гт}^{пр}$ - давление по приведенной характеристике пароводяного тракта при подаче насоса $G_н$;

$P_{вх}^{пр}$ - приведенное давление на входе в насос;

$P_н$ - давление на выходе из насоса в условиях опыта;

$P_{вх}$ - давление на входе в насос в условиях опыта.

Скорректированный расход пара на турбопривод откладывается при заданной подаче насоса $G_н$. По таким образом скорректированным точкам проводится кривая $D_{тп}^{пр}=f(G_н)$, отвечающая приведенной характеристике пароводяного тракта энергоблока.

В числовом примере $D_{тп}$=89,9 т/ч (табл.6, п.17) при $P_{гт}^{пр}$=294 кгс/см^2 (табл.9, п.9), $P_н$=298 кгс/см^2 и $P_{вх}^{пр}$=22 кгс/см^2 (табл.8, п.8 и примечание 1) расход пара на турбопривод при работе по приведенной характеристике пароводяного тракта составит:

$$D_{тп}^{пр}=89,9\frac{294-22}{298-22}=88,6 \text{ т/ч}.$$

Это скорректированное значение и должно быть нанесено на графике рис.3,*з* при расходе питательной воды в условиях этого опыта $G_н$= 875,4 т/ч (табл.1, п.7).

3.7.3. Полученные из испытания характеристики насоса и турбопривода позволяют расчетным путем получить зависимость $D_{тп}=f(G_н)$ для любой характеристики пароводяного тракта энергоблока, отличающейся от той, при которой проводилось испытание. Расчет ведется для выбранного ряда значений расхода питательной воды $G_н$. Для каждого из выбранных значений $G_н$ и $P_н$, равного давлению по заданной

характеристике пароводяного тракта энергоблока, по зависимости $P_H=f(G_H,n)$, рис.3,$б$, находится отвечающая этим условиям частота вращения n. По величинам G_H и n по графику $N_{TП}=f(G_H,n)$- рис.3,$г$- определяется необходимая мощность турбопривода N_{TH}. Затем с использованием i-s диаграммы аналогично расчету по табл.6 решается обратная задача: по величине $N_{TП}$ определяется расход пара $D_{TП}$. Расчет ведется методом последовательного приближения, поскольку давление пара перед соплами P_0 зависит от искомой величины $D_{TП}$. Окончательная величина $D_{TП}$ определяется после согласования величин $D_{TП}$, $N_{TП}$ и P_0.

4. ПИТАТЕЛЬНЫЙ НАСОС С КОНДЕНСАЦИОННЫМ ТУРБОПРИВОДОМ И С ПРЕДВКЛЮЧЕННЫМ НАСОСОМ НА ОДНОМ ВАЛУ

Определить мощность насоса из энергетического баланса привода для конденсационного турбопривода невозможно, поскольку процесс расширения пара заканчивается в зоне влажного пара и энтальпия его неизвестна. Поэтому для определения мощности насоса используется термодинамический способ, основанный на том, что затраты тепла на повышение энтальпии воды, прошедшей через проточную часть насоса, эквивалентны энергии, переданной турбоприводом по валу (см. разд. 4.4.2).

Давление воды на выходе из главного питательного насоса, определяемое характеристикой пароводяного тракта энергоблока, создается за счет напора, развиваемого предвключенным насосом, и напора, развиваемого главным насосом, так как общий напор, развиваемый насосной группой (главный и предвключенный насосы), равен сумме напоров этих двух насосов. Характеристики насосного агрегата составляются для насосной группы в целом, поскольку предвключенный насос жестко через редуктор связан с турбоприводом и главным насосом и изменяет свои характеристики при изменении частоты вращения идентично главному насосу.

В настоящем разделе приведены указания по испытанию питательных турбонасосов тепловых электростанций, работающих на органическом топливе при давлении пара перед турбиной 240 кгс/см^2; методика же испытания питательных турбонасосов для энергоблоков при

давлении перед турбинами 60 кгс/см^2 в настоящее время из-за отсутствия опыта проведения подобных работ составлена быть не может (см. разд. 5).

4.1. Основные характеристики

4.1.1. Характеристики насосной группы

Насосная группа имеет характеристики, аналогичные рассмотренным в разд. 3.1.1 (см. рис. 3,*а-ж*). Объемная подача G_H и массовая подача G_H соответствуют подаче главного насоса, а развиваемый напор и потребляемая мощность – суммарным показателям главного и предвключенного насосов (см. рис. 3,*а*, *б* и *г*). Так же суммируются нагревы воды в насосах и повышение энтальпии (см. рис. 3,*е*, *ж*). КПД насосного агрегата (см. рис. 3,*в*) определяется как средневзвешенное значение КПД главного и предвключенного насосов соответственно потребляемой мощности. Характеристика по гидропяте (см. рис. 3,*д*), естественно, относится к главному насосу.

В результате соответствующей обработки результатов измерений могут быть получены все указанные характеристики.

4.1.2. Характеристики турбопривода

Характеристика турбопривода аналогичны показанным на рис. 3, *з-м*. Однако на графике рис. 3,*и*, на котором представлена зависимость от расхода питательной воды давления пара перед стопорным клапаном турбопривода P_0 и давления отработавшего пара P_2, последнее принимается по данным завода, так как оно определяется не режимом главной турбины, а характеристикой конденсатора турбопривода. Расчетное давление в конденсаторе обычно представляется в зависимости от расхода пара в конденсатор D_2. Поскольку величина D_2 в каждом опыте, характеризуемом расходом питательной воды G_H, измеряется и известна на графике рис. 3,*и* расчетное давление в конденсаторе может быть нанесено в зависимости от G_H. В отсутствие расчетных данных завода противодавление принимается постоянным.

В отличие от турбопривода с противодавлением для конденсацион-

ного турбопривода внутренний относительный КПД по состоянию перед соплами определяется не по процессу в диаграмме $i-S$, а из энергетического баланса турбопривода по формуле

$$\eta_{oi}^{c} = 0{,}86\,\frac{N_i^{тп} + \Delta N_{p_2}}{D_2 H_0^{c}},$$

где $N_i^{тп}$ – внутренняя мощность турбопривода, кВт;

ΔN_{p_2} – поправка к мощности на отклонение давления в конденсаторе в условиях опыта от расчетного, кВт;

D_2 – расход пара в конденсатор, т/ч;

H_0^{c} – располагаемый перепад тепла от состояния перед соплами до расчетного противодавления, ккал/кг.

При приведении мощности на валу турбопривода к постоянному давлению в конденсаторе зависимость $\eta_{oi}^{c} - D_{тп}$ будет представлена кривой с наклоном к началу координат.

Полученная в результате испытания зависимость расхода пара на турбопривод $D_{тп}$ от расхода питательной воды $G_н$ отвечает фактической характеристике пароводяного тракта энергоблока, имевшей место при проведении испытаний. При иной характеристике пароводяного тракта зависимость $D_{тп} = f(G_н)$ будет другой.

Для характеристики $P_c = f(D_{тп})$ справедливо замечание о влиянии температуры пара на величину P_0 (см. разд. 3.1.2).

4.2. Объем измерений при испытании

4.2.1. Схема расположения и перечень точек измерения при испытании турбонасоса для получения указанных в разд. 4.1 зависимостей и характеристик турбонасосного агрегата показана на рис. 7 и в табл. 10.

4.2.2. При организации измерений расхода, температуры и давления следует руководствоваться действующими нормами и правилами [1-4], а также указаниями п. 2.2.3.

4.2.3. Как указывалось выше, определить мощность на валу насоса для рассматриваемого типа турбопривода можно только термодинамическим способом, для чего надлежит с высокой степенью точ-

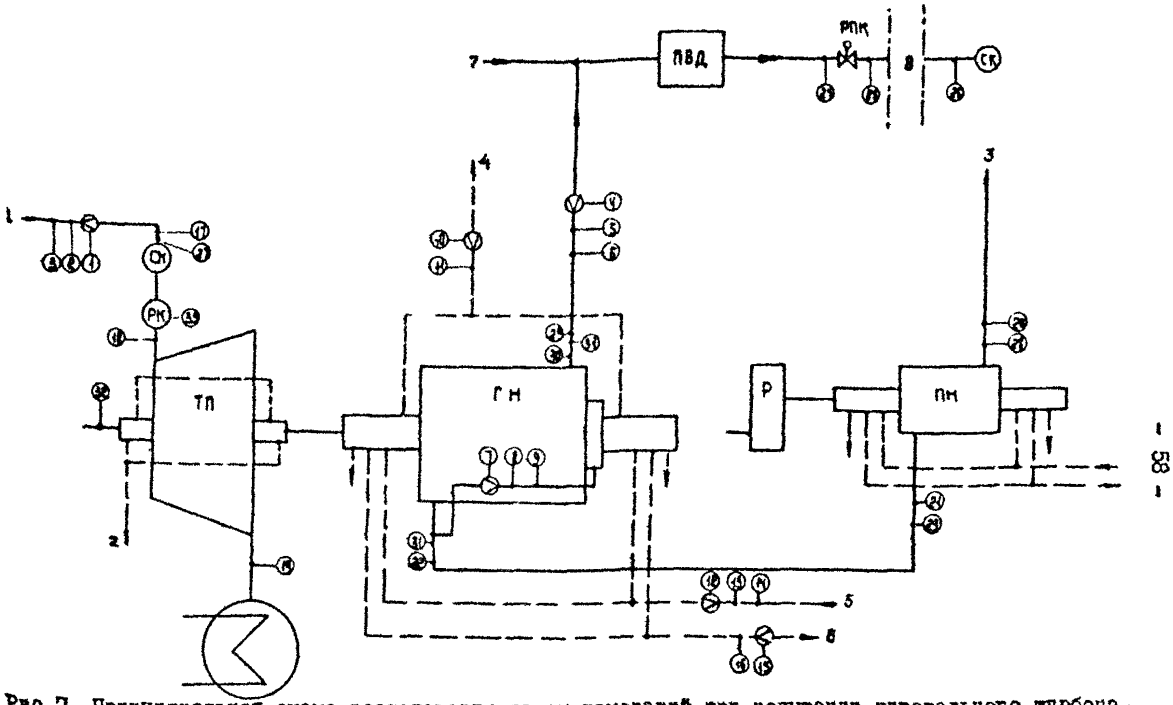


Рис. 7. Принципиальная схема расположения точек измерений при испытании питательного турбонасоса с конденсационным турбоприводом:

1 – из отбора главной турбины; 2 – отсос к эжектору уплотнений; 3 – от деаэратора; 4 – в деаэратор; 5 – от конденсатных насосов; 6 – в конденсатор; 7 – от второго турбонасоса блока; 8 – котлоагрегат; ТП – турбопривод; ГН – главный питательный насос; ПН – предвключенный насос; Р – редуктор; Ⓣ – точки измерений (см. табл. 10)

Таблица 10

Объем измерений при испытании питательного насосного агрегата с конденсационным турбоприводом (к схеме рис.7)

Величина и точка ее измерения	Обозначение	Единица измерения	Первичный прибор	Вторичный прибор
I. Расход пара на турбопривод	$D_{тп}$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТ-50
2. Давление пара перед диафрагмой (по п. I)	$P_{д1}$	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
3. Температура пара перед диафрагмой	$t_{д1}$	°С	Термопара ХК	Потенциометр
4. Расход питательной воды	$G_н$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТЭ-400
5. Давление воды перед диафрагмой (по п. 4)	$P_{д4}$	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
6. Температура воды перед диафрагмой	$t_{д4}$	°С	Термопара ХК	Потенциометр
7. Расход воды по линии осевой разгрузки	$G_р$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТ-50
8. Давление воды в линии осевой разгрузки	$P_р$	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
9. Температура воды в линии осевой разгрузки	$t_р$	°С	Термопара ХК	Потенциометр
I0. Расход воды из уплотнений в деаэратор	$G_д$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТ-50
II. Температура перед диафрагмой (по п. I0)	$t_{д10}$	°С	Термопара ХК	Потенциометр
I2. Расход конденсата на концевые уплотнения главного насоса	$G_{ку}$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТ-50

Окончание таблицы 10

Величина и точка ее измерения	Обозначение	Единица измерения	Первичный прибор	Вторичный прибор
13. Давление конденсата, подводимого на концевые уплотнения	$P_{ку}$	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
14. Температура конденсата подводимого на концевые уплотнения	$t_{ку}$	°С	Термопара ХК	Потенциометр
15. Расход конденсата, отводимого из уплотнений в конденсатор	$G_{кон}$	т/ч	Нормальная диафрагма	Дифманометр ДТ-50
16. Температура конденсата, отводимого из уплотнений в конденсатор	$t_{кон}$	°С	Термопара ХК	Потенциометр
17. Давление пара перед стопорным клапаном	P_0	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
18. Давление пара перед соплами (за регулирующим клапаном)	P_c	кгс/см^2	–	То же
19. Давление отработавшего пара в конденсаторе*	P_2	кгс/см^2	–	Ртутный вакуумметр
20. Давление воды на входе в предвключенный насос (ПН)	$P'_{вх}$	кгс/см^2	–	Манометр класса точности 0,6
21. Давление воды на выходе из ПН	$P'_н$	кгс/см^2	–	То же
22. Давление воды на входе в главный насос (ГН)	$P_{вх}$	кгс/см^2	–	–"–
23. Давление воды на выходе из ГН	$P_н$	кгс/см^2	–	–"–
24. Давление воды перед РПК	$P'_{РПК}$	кгс/см^2	–	–"–
25. Давление воды после РПК	$P''_{РПК}$	кгс/см^2	–	–"–
26. Давление перед стопорным клапаном главной турбины	P'_0	кгс/см^2	–	–"–
27. Температура пара перед стопорным клапаном турбопривода	t_0	°С	Термопара ХК	Потенциометр
28. Температура воды на входе в ПН	$t'_{вх}$	°С	Ртутный термометр с ценой деления 0,1	–
29. Температура воды на выходе из ПН	$t'_н$	°С	То же	–
30. Температура воды на выходе из ГН	$t_н$	°С	Термометр сопротивления ТСП	Ручной мост или мост типа КСМ
31. Разность температур на выходе и на входе главного насоса	$\Delta t_н$	°С	Прибор для измерения разности температур	
32. Частота вращения турбопривода	n	об/мин	Штатный тахогенератор	Частотомер Ч3-28, Ф-5080
33. Подъем сервомотора регулирующего клапана	h	мм	–	–
34. Барометрическое давление	B	мм рт.ст.	–	Проверенный барометр-анероид

Примечание к пп.7, 10, 12, 15. *Допускается применение бескамерной диафрагмы с цельной обоймой со сверлениями.*

*Измеряется в переходном патрубке в двух точках, слева и справа.

ности измерить разность температур воды на входе в насос и выходе из него (на схеме рис.7 точки 31). Для этой цели используется дифференциальная схема измерения ЭДС термопарами или платиновыми термометрами сопротивления с помощью универсального высокоточного вольтметра Ш-68003 или другого прибора такого же класса.

Точность измерения разности температур должна составлять 0,05-0,1°С; в этом случае при нагреве воды в насосе на 5-6°С мощность насоса и соответственно его КПД определяется с погрешностью в 1-2%. Поскольку устройства для точного измерения разности температур промышленностью пока не выпускаются, при испытании турбонасосов этого типа использовались устройства, изготовленные специализированными организациями, проводившими испытания энергетического оборудования (например, ПО "Союзтехэнерго" и его предприятия - "Южтехэнерго", "Уралтехэнерго" и "Донтехэнерго").

Для обеспечения максимально возможной точности измерения разности температур датчики ЭДС должны помещаться в однотипные гильзы, установленные на входе в насос и выходе из него и хорошо изолированные от влияния окружающей среды.

На входе в насос измерение должно производиться до ввода потока воды от гидропяты, чтобы была обеспечена однородность полей температур в основном потоке питательной воды по всему сечению трубопровода. Датчики ЭДС (термопары, термометры сопротивления) должны быть тщательно протарированы, определены поправки, которые должны учитываться при обработке результатов испытаний.

4.2.4. Как видно из схемы рис.7, разность температур измеряется только на главном питательном насосе; повышение температуры воды в предвключенном насосе слишком незначительно, чтобы его можно было измерять достаточно точно. Поэтому мощность предвключенного насоса, составляющая менее 10% общей мощности турбонасоса, определяется из расчетных данных завода.

4.2.5. На схеме рис.7 показано минимально необходимое для составления основных характеристик количество точек измерения. При необходимости более детального исследования число точек измерения может быть увеличено, например, за счет измерения расхода конденсата на концевые уплотнения предвключенного насоса и др. (см.также разд.3.2).

4.3. Программа испытания и порядок проведения опытов

4.3.1. Программа испытаний предусматривает проведение 12-14 опытов продолжительностью около 1 ч каждый. Испытание должно проводиться при изменении нагрузки энергоблока от максимальной до минимальной и обратно с таким расчетом, чтобы при снижении и при повышении нагрузки было проведено по 6-7 опытов. Энергоблок должен работать по нормальной эксплуатационной схеме с включенной системой регенерации. Параметры пара перед главной турбиной должны поддерживаться близкими к номинальным. См. также п. 2.3.9.

4.3.2. Поскольку на энергоблоках с конденсационными турбоприводами питательных насосов установлено по два турбонасоса, при проведении опытов необходимо соответствующим изменением частоты вращения поддерживать равные нагрузки на обоих турбонасосах (испытываемом и втором турбонасосе энергоблока, работающем параллельно), что будет отвечать нормальным расчетным условиям работы турбонасосов на общий пароводяной тракт энергоблока.

Неравенство нагрузок турбонасосов приведет к искажению режима испытываемого турбонасосного агрегата. Так, например, при большей нагрузке испытываемого турбонасоса при заданной нагрузке энергоблока (давлении в камере отбора пара на турбоприводы) открытие регулирующего клапана будет больше, нежели при нормальном режиме с равными нагрузками турбонасосов, что скажется на величине располагаемого перепада тепла и приведет к некоторому уменьшению расхода пара. При незначительном отклонении нагрузок турбонасосов это искажение, однако, будет несущественным.

4.3.3. Для того, чтобы получаемая из испытания зависимость $D_{тп}=f(G_н)$ отвечала нормальной характеристике пароводяного тракта, во время проведения опытов следует поддерживать минимальный принятый в эксплуатации перепад давлений на РПК и номинальное давление пара перед СК главной турбины.

Регистрация показаний приборов должна вестись через следующие промежутки времени: расход питательной воды, расход пара на турбопривод, давление воды на выходе из главного насоса, разность температур воды на входе в главный насос и выходе из него, частота вращения - через 2 мин, остальные измерения - через 5 мин.

4.3.4. Режимы турбонасоса с отводом воды из промежуточной ступени целесообразно оценивать расчетным путем (см. п. 2.3.6).

4.4. Обработка результатов испытаний

Первичная обработка полученных при проведении опытов результатов измерений производится в соответствии с указаниями разд. 2.4.I.

Абсолютное давление в конденсаторе турбопривода определяется по измеренным вакууму в конденсаторе и барометрическому давлению с введением всех необходимых поправок - приведение столба ртути к 0°С, поправка на капиллярность и др. [4].

4.4.I. Расчет характеристик главного и предвключенного насосов

Порядок расчета показан в табл. II, куда вносятся обработанные результаты измерений и по которой ведется расчет остальных показателей по приведенным в ней формулам. Порядок расчета основных напорных характеристик главного насоса Q-H идентичен расчету разд. 3.

Характеристики предвключенного насоса рассчитываются аналогично. Для ШН в связи с малым различием удельных весов воды на входе в насос и выходе из него $\gamma''_{вх}$ и $\gamma''_{н}$ в расчете можно принимать средний удельный вес воды на входе и на выходе $\gamma''_{ср}=(\gamma''_{н}+\gamma''_{вх}):2$.

4.4.2. Расчет мощности и КПД главного питательного насоса (табл. I2)

Мощность главного насоса в условиях опытов определяется по повышению энтальпии воды, протекающей через насос, по формуле (вывод формулы приведен в приложении 2):

$$N_{нт}^{гн}=\frac{G_{н}(i_{н}-i_{вх})+G_{у}^{I}(i_{гп}-i_{вх})}{0{,}86},$$

где $G_{н}$ - полезная подача насоса, т/ч;

$i_{н}$ - энтальпия воды на выходе из насоса, ккал/кг;

$i_{вх}$ - энтальпия воды на входе в насос до смешения с потоком воды после гидропяты, ккал/кг;

Таблица II

Обработка результатов испытаний для получения характеристик главного и предвключенного насосов

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ получения	№ опыта	
				I	...
Главный насос (ГН)					
I. Полезная подача	$G_н$	т/ч	По измерению	678,6	
Параметры воды на выходе из насоса:					
2. давление	$P_н$	кгс/см^2	То же	303,I	
3. температура	$t_н$	^{0}C	-"-	I67,3	
4. удельный вес	$\gamma_н$	кгс/м^3	По термодинамическим таблицам для $P_н$, $t_н$	9I7,2	
Параметры воды на входе в насос:					
5. давление	$P_{вх}$	кгс/см^2	По измерению	I9,7	
6. температура	$t_{вх}$	^{0}C	$t_{вх} \approx t'_н$	I6I,7	
7. удельный вес	$\gamma_{вх}$	кгс/м^3	По термодинамическим таблицам для $P_{вх}$, $t_{вх}$	906,4	
8. Средний удельный вес воды	$\gamma_{ср}$	кгс/м^3	$\gamma_{ср} = (\gamma_{вх} + \gamma_н) : 2$	9II,8	
9. Объемная подача	$Q_н$	м^3/ч	$Q_н = \frac{G_н}{\gamma_н} \cdot 10^3$	740,0	

Окончание таблицы II

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ получения	№ опыта I	...
10. Напор, развиваемый насосом	$H_{гн}$	м вод. ст.	$H_{гн}=\left(\frac{P_н}{\gamma_н}-\frac{P_{вх}}{\gamma_{вх}}\right)\cdot 10^4$	3087	
11. Частота вращения	n	об/мин	По измерению	4204	
Трубопровод осевой разгрузки:					
12. расход	$G_р$	т/ч	По измерению	18,8	
13. давление	$P_р$	кгс/см^2	То же	20,4	
14. температура	$t_р$	°С	-"-	173,1	
Концевые уплотнения:					
Отвод на деаэратор:					
15. расход	$G_д$	т/ч	-"-	18,3	
16. температура	$t_д$	°С	-"-	172,7	
Подвод основного конденсата:					
17. расход	$G_{ку}$	т/ч	-"-	19,5	
18. давление	$P_{ку}$	кгс/см^2	-"-	9,5	
19. температура	$t_{ку}$	°С	-"-	50,0	
Отвод в конденсатор:					
20. расход	$G_{кон}$	т/ч	-"-	19,4	
21. температура	$t_{кон}$	°С	-"-	64,0	
22. Расход воды через I-й отсек концевых уплотнений	$G_у^I$	т/ч	$G_у^I=(G_д-G_{ку}+G_{кон}):2$	9,1	
23. Расход через гидропяту	$G_{гп}$	т/ч	$G_{гп}=G_р+G_у^I$	27,9	
Предвключенный насос (ПН)					
1. Полезная подача	$G_н^{пн}$	т/ч	$G_н^{пн}=G_н+2G_у^I$	696,8	
Параметры воды на выходе из насоса:					
2. давление	$P'_н$	кгс/см^2	По измерению	20,1	
3. температура	$t'_н$	°С	То же	161,7	
4. удельный вес	$\gamma'_н$	кгс/м^3	По термодинамическим таблицам для $P'_н$, $t'_н$	906,4	
Параметры воды на входе в насос:					
5. давление	$P'_{вх}$	кгс/см^2	По измерению	8,92	
6. температура	$t'_{вх}$	°С	То же	160,5	
7. удельный вес	$\gamma'_{вх}$	кгс/м^3	По термодинамическим таблицам для $P'_{вх}$, $t'_{вх}$	906,9	
8. Средний удельный вес*	$\gamma'_{ср}$	кгс/м^3	$\gamma'_{ср}=(\gamma'_н+\gamma'_{вх}):2$	906,6	
9. Объемная подача	$Q_н^{пн}$	м^3/ч	$Q_н^{пн}=\frac{G_н^{пн}}{\gamma'_{ср}}\cdot 10^3$	768,6	
10. Напор, развиваемый ПН	$H_{пн}$	м вод. ст.	$H_{пн}=\frac{P'_н-P'_{вх}}{\gamma'_{ср}}\cdot 10^4$	123,5	

*См. разд. 4.4.1.

G_y^I – протечка воды через I-й отсек уплотнения, т/ч;

$i_{гп}$ – энтальпия воды на выходе из гидропяты.

Учитывая, что с высокой степенью точности специальным устройством измеряется разность температур воды на выходе из насоса и на входе в него, должен быть выбран следующий порядок определения энтальпий воды.

По термодинамическим таблицам для $P_н$ и $t_н$ определяется энтальпия воды на выходе из насоса $i_н$. На основании точно измеренной разности температур $\Delta t_н$ определяется температура воды на входе в насос до ввода потока из гидропяты, и по данным $P_{вх}$ и $t_{вх} = t_н - \Delta t_н$ по таблицам находится энтальпия $i_{вх}$.

Мощность главного насоса, определенная указанным выше способом, является внутренней мощностью и не учитывает потерь в подшипниках и уплотнениях насоса $\Delta N_{гн}$, которые зависят от частоты вращения и принимаются по расчетным данным завода.

Мощность на валу главного насоса равна:

$$N_{гн} = N_{нi}^{гн} + \Delta N_{гн}.$$

КПД главного насоса определяется как отношение полезной мощности насоса $N_{гн}^{п}$ к мощности на валу насоса $N_{гн}$.

4.4.3. Расчет мощности предвключенного насоса (табл. I2)

В связи с незначительным повышением энтальпии в предвключенном насосе определение мощности термодинамическим способом практически невозможно; поэтому мощность предвключенного насоса рассчитывают, принимая КПД насоса по расчетным данным завода. Если фактический КПД предвключенного насоса и отличается от расчетного, то сколь-либо значительной погрешности в определение мощности насосной группы в целом и соответственно мощности турбопривода это внести не может, так как мощность предвключенного насоса составляет менее I0% мощности главного насоса.

Для определения мощности предвключенного насоса в условиях опытов используется расчетная зависимость КПД предвключенного насоса от объемной подачи при данной принятой в расчете частоте вращения $n_{расч}$.

Мощность на валу предвключенного насоса подсчитывается по фактическим опытным значениям полезной подачи насоса $G_н^{пн}$ и напора насоса $H_{пн}$ по известной формуле

$$N_{пн} = \frac{G_н^{пн} H_{пн}}{367 \cdot \eta_{пн}}.$$

КПД насоса $\eta_{пн}$ для условий опыта определяется, исходя из следующих положений. КПД центробежных насосов для подобных режимов при различной частоте вращения равны. Подобные режимы характеризуются подачей, прямо пропорциональной частоте вращения, и напором, прямо пропорциональным квадрату частоты вращения, т.е.

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} \quad и \quad H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2.$$

Исходя из этого, имея расчетную кривую КПД $\eta_{пн} = f(Q_{пн})$ при $\eta_{расч}$, КПД предвключенного насоса в условиях опыта можно найти по расчетной кривой при значении подачи

$$Q'_{пн} = Q_н^{пн} \frac{\eta_{расч}}{\eta_{пн}}.$$

Повышение энтальпии (ккал/кг) воды в предвключенном насосе определяется по формуле

$$\Delta i_{пн} = 0{,}86 \frac{N_{пн}}{G_н^{пн}} (ккал/кг).$$

4.4.4. Данные по насосной группе в целом

Как указывалось выше, для турбонасоса рассматриваемого типа целесообразно характеристики насосов составлять по насосной группе в целом, включающей главный питательный насос и предвключенный насос с редуктором. В табл. I3 сведены данные по насосной группе в целом в условиях опытов, полученные на основании измерений и расчетов параметров каждого насоса в отдельности (см. табл. II и I2).

При определении суммарного напора $H_{н.г}$, развиваемого насосной группой, были учтены потери напора в соединительной трубе

Таблица I2

Расчет мощности и КПД главного питательного и предвключенного насосов

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта I	№ опыта ...	Примечание
			Главный насос			
I. Полезная подача насоса	$G_н$	т/ч	Из табл. II	678,6		
Параметры воды на выходе из насоса:						
2. давление	$P_н$	кгс/см^2	То же	303,I		
3. температура	$t_н$	°С	-"-	I67,3		
4. энтальпия	$i_н$	ккал/кг	-"-	I72,90		
5. Нагрев воды в насосе	$\Delta t_н$	°С	По измерению специальным устройством	5,52		Точка 3I на рис.7
Параметры воды на входе в насос:						
6. температура	$t_{вх}$	°С	$t_{вх}=t_н-\Delta t_н$	I6I,78		
7. давление	$P_{вх}$	кгс/см^2	Из табл. II	I9,3		
8. энтальпия	$i_{вх}$	ккал/кг	По термодинамическим таблицам для $P_{вх}, t_{вх}$	I63,33		
9. Протечка через I-й отсек заднего концевого уплотнения	G_y^I	т/ч	Из табл. II	9,I		
Параметры воды после гидропяты:						
I0. температура	$t_{гп}$	°С	$t_{гп}=t_p$ из табл. II	I73,I		
II. давление	$P_{гп}$	кгс/см^2	$P_{гп}=P_p$ из табл. II	20,4		
I2. энтальпия	$i_{гп}$	ккал/кг	По термодинамическим таблицам для $P_{гп}, t_{гп}$	I75,2		
I3. Расход воды через гидропяту	$G_{гп}$	т/ч	Из табл. II	27,9		
I4. Внутренняя мощность насоса	$N_{Нt}$	кВт	$N_{Нt}=\frac{G_н(i_н-i_{вх})+G_y^I(i_{гп}-i_{вх})}{0,86}$	7677		См. приложение I
I5. Потери мощности в подшипниках и уплотнениях насоса	$\Delta N_{гн}$	кВт	По данным завода	30		
I6. Мощность на валу насоса	$N_{гн}$	кВт	$N_{гн}=N_{Нt}+\Delta N_{гн}$	7707		
I7. Напор, развиваемый насосом	$H_{гн}$	м вод. ст.	Из табл. II	3087		
I8. Полезная мощность насоса	$N_{гн}^п$	кВт	$N_{гн}^п=\frac{G_н H_{гн}}{367}$	5708		
I9. КПД насоса	$\eta_н$	-	$\eta_н=N_{гн}^п/N_{гн}$	0,74I		
20. Повышение энтальпии	$\Delta i_{гн}$	ккал/кг	$\Delta i_{гн}=i_н-i_{вх}$	9,57		

Окончание таблицы I2

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта I	№ опыта ...	Примечание
			Предвключенный насос			
I. Полезная подача насоса	$G_н^{пн}$	т/ч	Из табл. II	696,8		
2. Напор насоса	$H_{пн}$	м вод. ст.	То же	I23,5		
3. Объемная подача	$Q_н^{пн}$	$м^3/ч$	-"-	768,6		
4. Частота вращения	$n_{пн}$	об/мин	$n_{пн}=n/z$	I709		z – передаточное число редуктора (в примере z =2,46)
5. Подача при $n_{расч}$ для режима, подобного режиму в опыте $(Q_н^{пн}, n_{пн})$	$Q'_{пн}$	$м^3/ч$	$Q'_{пн}=Q_н^{пн}\frac{n_{расч}}{n_{пн}}$	859,0		В примере $n_{расч}$ = I9I0 об/мин
6. КПД насоса	$\eta_{пн}$	–	По расчетному графику для $Q_{пн}$	0,64		Расчетный график $\eta=f(Q)$ для $n_{расч}$
7. Полезная мощность насоса	$N_{пн}^{п}$	кВт	$N_{пн}^{п}=\frac{G_н^{пн}H_{пн}}{367}$	235		
8. Мощность на валу насоса	$N_{пн}$	кВт	$N_{пн}=\frac{N_{пн}^{п}}{\eta_{пн}}$	368		
9. Повышение энтальпии в предвключенном насосе	$\Delta i_{пн}$	ккал/кг	$\Delta i_{пн}=\frac{0,86\,N_{пн}}{G_н^{пн}}$	0,45		

Таблица I3

Обработка результатов испытаний для получения характеристик насосной группы
(главный насос и предвключенный насос с редуктором)

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта I	№ опыта ...	Примечание
I. Полезная подача насосной группы	$Q_{н.г}$	$м^3/ч$	$Q_{н.г}=Q_н$	740,0		
2. Напор, развиваемый насосной группой	$H_{н.г}$	м вод. ст.	$H_{н.г}=H_{гн}+H_{пн}$	32II		Из табл. II
3. Мощность насосной группы	$N_{н.г}$	кВт	$N_{нг}=N_{гн}+N_{пн}+\Delta N_{ред}$	8II2		Из табл. I2: В примере $\Delta N_{ред}$ = 37 кВт
4. Частота вращения главного насоса	n	об/мин	Из табл. II	4204		
5. Средний удельный вес воды по насосной группе	$\gamma_{ср.н.г}$	$кг/м^3$	$\gamma_{ср.н.г}=(\gamma_н+\gamma'_{вх}):2$	9I2,0		Из табл. II
6. КПД насосной группы	$\eta_{н.г}$	-	$\eta_{н.г}=(N^п_{гн}+N^п_{пн}):N_{нг}$	0,733		$N^п_{гн}+N^п_{пн}$ = 5943 кВт Из табл. I2
7. Нагрев воды	$\Delta t_{н.г}$	^oC	$\Delta t_{н.г}=t_н-t'_{вх}$	6,80		Из табл. II
8. Повышение энтальпии	$\Delta i_{н.г}$	ккал/кг	$\Delta i_{н.г}=\Delta i_{гн}+\Delta i_{пн}$	I0,02		Из табл. I2
9. Расход воды через гидропяту	$G_{гп}$	т/ч	Из табл. II	27,9		
I0. Потеря напора в соединительном трубопроводе между ПН и ГН	ΔH	м вод. ст.	$\Delta H=\frac{P'_н-P_{вх}}{\gamma'_н}\cdot 10^4$	4,4		Из табл. II

между ШН и ГН, которые, как правило, весьма незначительны и практически не влияют на характеристику насоса. Если эти потери не превышают 5-6 м вод.ст. при номинальной подаче, то ими при определении $H_{н.г}$ можно пренебречь.

При значительных потерях давления фактический напор насосной группы $H_{н.г}$ должен быть уменьшен на значение потерь в соединительном трубопроводе. На значении КПД насосной группы эти потери напора практически не скажутся, так как снижение напора, согласно принятой методике определения КПД главного насоса, изменит лишь показную мощность предвключенного насоса, доля которой в полезной мощности всей насосной группы составляет всего 5-10%.

4.5. Приведение характеристик насосной группы к различной частоте вращения и одинаковым параметрам на входе в насос

Способ приведения аналогичен описанному в разд.3.5, а в табл.I4 дается последовательность проведения пересчетов. При этом следует иметь в виду возможность упрощения расчетов за счет принятия единого значения удельного веса воды на выходе из насоса для всего поля напорных характеристик насосной группы, как это рекомендовано в разд.3.5.3. При необходимости приведенные характеристики могут быть составлены раздельно для главного и предвключенного насосов, если использовать методику, описанную в разд.3.5.

4.6. Расчет характеристик турбопривода

В табл.I5 приведен порядок расчета основных характеризующих режим турбопривода параметров, а на рис.8 дается поясняющая схема определения располагаемых перепадов тепла по $i-s$ диаграмме.

Согласно этой таблице, на основании полученного термодинамическим способом значения мощности на валу насоса (на валу турбопривода) определяется характеризующий экономичность турбопривода внутренний КПД по состоянию пара перед стопорным клапаном и перед соплами, соответствующий номинальному давлению в конденсаторе $P_2^н$. Однако измеренный расход пара на турбопривод $D_{тп}$ отвечает давлению в конденсаторе в условиях опытов. Поэтому производится расчет

Таблица I4

Приведение характеристик насосной группы к различной частоте вращения и одинаковым параметрам воды на входе в предвключенный насос (исходные данные из табл. I3)

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта	
				I	...
Пересчет на частоту вращения n_1 и принятые за постоянные $p_{вх}^{1пр}$, $t_{вх}^{1пр}$					
I. Объемная подача	$Q_{нг}^{пр}$	м³/ч	$Q_{нг}^{пр}=Q_{нг}\frac{n_1}{n}$	79I,8	
2. Развиваемый напор	$H_{нг}^{пр}$	м вод. ст.	$H_{нг}^{пр}=H_{нг}\left(\frac{n_1}{n}\right)^2$	3677	
3. Нагрев воды	$\Delta t_{нг}^{пр}$	°С	$\Delta t_{нг}^{пр}=\Delta t_{нг}\left(\frac{n_1}{n}\right)^2$	7,8	
4. Температура воды на выходе	$t_н^{пр}$	°С	$t_н^{пр}=t_{вх}^{1пр}+\Delta t_{нг}^{пр}$	I74,I	
5. Давление воды на выходе (приблизительное)	$p_н^1$	кгс/см²	$p_н^1\approx p_н\left(\frac{n_1}{n}\right)^2$	347,3	
6. Удельный вес воды на выходе	$\gamma_н^{пр}$	кгс/м³	Термодинамические таблицы для $t_н^{пр}$, $p_н^1$	9I3,2	

Окончание таблицы I4

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта	
				I	...
7. Средний удельный вес	$\gamma_{ср\,нг}^{пр}$	кгс/м^3	$\gamma_{ср\,нг}^{пр}=(\gamma_{н}^{пр}+\gamma_{вх}^{1пр}):2$	908,2	
8. Весовая подача	$G_{н}^{пр}$	т/ч	$G^{пр}=Q_{нг}^{пр}\gamma_{н}^{пр}\cdot10^{-3}$	723,I	
9. Давление на выходе	$P_{н}^{пр}$	кгс/см^2	$P_{н}^{пр}=(H_{нг}^{пр}\gamma_{н}^{пр}\cdot10^{-4}+P_{вх}^{1пр}\frac{\gamma_{н}^{пр}}{\gamma_{вх}^{1пр}})$	344,9	
I0. Мощность на валу насосной группы	$N_{нг}^{пр}$	кВт	$N_{нг}^{н}=N_{нг}(\frac{n_1}{n})^3\frac{\gamma_{ср\,нг}^{пр}}{\gamma_{ср\,нг}}$	9903	
II. Повышение энтальпии в насосной группе	$\Delta i_{нг}^{пр}$	ккал/кг	$\Delta i_{нг}^{пр}=\Delta i_{нг}(\frac{n_1}{n})^2$	II,48	
I2. Расход воды через гидропяту	$G_{гп}^{пр}$	т/ч	$G_{гп}^{пр}\approx G_{гп}(\frac{n_1}{n})^2$	32,0	

Примечания: I. В числовом примере принято: $P_{вх}^{1пр}$ = 9 кгс/см^2; $t_{вх}^{1пр}$ = I64,2°С; $\gamma_{вх}^{1пр}$ = 903,2 кгс/м^3; n_1 = 4500 об/мин.

2. Аналогично ведется расчет приведенных величин для других значений частоты вращения.

Таблица I5

Обработка результатов испытаний для получения характеристик турбопривода

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта		Примечание
				I	...	
I. Мощность на валу турбопривода	$N_{тп}$	кВт	$N_{тп}=N_{нг}$ (из табл.I3)	8II2		
2. Механические потери мощности	$\Delta N_{мех}^{тп}$	кВт	По данным завода	93		
3. Внутренняя мощность ТП	$N_i^{тп}$	кВт	$N_i^{тп}=N_{тп}+\Delta N_{мех}^{тп}$	8205		
4. Расход пара на ТП	$D_{тп}$	т/ч	По измерению	44,08		
5. Утечка через переднее уплотнение	$D_{ут}$	т/ч	По данным завода	0,42		
6. Расход пара в конденсатор	D_2	т/ч	$D_2=D_{тп}-D_{ут}$	43,66		
7. Давление пара перед СК	p_0	кгс/см^2	По измерению	9,04		
8. Температура пара перед СК	t_0	^oC	То же	378,6		
9. Энтальпия пара	i_0	ккал/кг	По i-s диаграмме	769,0		
I0. Давление пара перед соплами	p_c	кгс/см^2	По измерению	7,20		В примере $p_c \approx 0,1633\ D_{тп}$
II. Давление пара в конденсаторе	p_2	кгс/см^2	То же	0,079		
I2. Номинальное давление в конденсаторе	$p_2^н$	кгс/см^2	Задано	0,06		

	Наименование	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	№ опыта I	...	Примечание
I3.	Поправка к мощности на отклонение P_2 от $P_2^{ст}$	ΔN_{P_2}	кВт	По расчетной поправочной кривой завода для расхода D_2	+270		При $P_2 > P_2^{ст}$ знак +; при $P_2 < P_2^{ст}$ знак –
	Энтальпия при изоэнтропическом расширении до $P_2^{ст}$:						
I4.	по состоянию перед СК	i'_{2t}	ккал/кг	По i-s диаграмме (рис.8)	548,0		
I5.	по состоянию перед соплами	i_{2t}	ккал/кг	То же	555,0		
	Располагаемый перепад тепла:						
I6.	от состояния перед СК	H_0	ккал/кг	$H_0 = i_0 - i'_{2t}$	221,0		
I7.	от состояния перед соплами	H_0^c	ккал/кг	$H_0^c = i_0 - i_{2t}$	214,0		
	Внутренний КПД по состоянию:						
I8.	перед СК	η_{oi}	–	$\eta_{oi} = 0{,}86 \dfrac{N_i^{тп} + \Delta N_{P_2}}{D_2 H_0}$	0,755		
I9.	перед соплами	η_{oi}^c	–	$\eta_{oi}^c = 0{,}86 \dfrac{N_i^{тп} + \Delta N_{P_2}}{D_2 H_0^c}$	0,780		
20.	Относительный эффективный КПД турбопривода	η_{oe}	–	$\eta_{oe} = \eta_{oi}\left(1 - \dfrac{\Delta N_{мех}^{тп}}{N_{тп}}\right) \times \left(1 - \dfrac{D_{ут}}{D_{тп}}\right)$	0,740		
2I.	Расход пара на турбопривод, приведенный к $P_2^{ст}$	$D_{тп}^{пр}$	т/ч	$D_{тп}^{пр} = \dfrac{0{,}86 \cdot N_i^{тп}}{H_0^c \eta_{oi}^c} + D_{ут}$	42,93		В примере: I-е приближение – $D_{тп}^{пр} =$ =42,69 т/ч при H_0^c =214,0 ккал/кг; 2-е приближение – P_c =6,97 кгс/см^2; H_0^c =212,8 ккал/кг

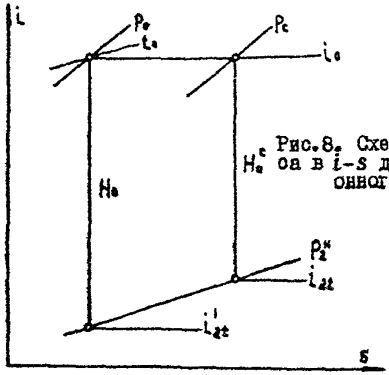


Рис.8. Схема теплового процесса в i-s диаграмме конденсационного турбопривода

приведенного расхода пара на турбопривод $D_{тп}^{пр}$ для принятого за номинальное давление в конденсаторе $P_2^н$ по указанной в табл.I5 (п.2I) формуле. Поскольку расход пара и давление перед соплами P_c, а следовательно, и располагаемый перепад тепла H_0^c связаны один с другим, расчет приходится вести методом последовательного приближения; практически оказывается достаточным одно уточнение расхода пара. Методика расчета иллюстрируется численным примером в табл.I5.

На энергоблоках, в составе которых имеются два турбонасоса с конденсационными турбоприводами, последние могут иметь дополнительно обводные (перегрузочные) клапаны, открывающиеся при выходе из строя одного из турбонасосов для сохранения энергоблока в работе. В случае необходимости получения характеристик турбопривода в зоне нагрузок с открытыми обводными клапанами данные, полученные из опытов с открытыми обводными клапанами, обрабатываются так же, как указано в табл.I5; методика обработки результатов остается прежней, поскольку КПД турбопривода подсчитывается исходя из мощности насосной группы, определяемой по повышению энтальпии воды в насосе, т.е. независимо от изменившегося в результате открытия обводного клапана процесса расширения пара в турбоприводе. Необходимо учитывать, что с момента начала открытия обводного клапана внутренний КПД турбопривода падает; при значительном открытии обводного клапана, когда расход пара через обводимые сту-

дени сильно сокращается, КПД устанавливается на практически постоянном, но более низком, нежели до открытия перегрузочного клапана, уровне. Давление в камере перегрузки, которое в данном случае должно также измеряться, с начала открытия обводного клапана растет более резко.

Влияние открытия обводного клапана находит отражение на соответствующих графиках характеристики турбопривода. Снижение КПД турбопривода после открытия обводного клапана может увеличить крутизну кривых зависимостей $D_{тп}=f(G_н)$ и $D_{тп}=f(N_{тп})$ в диапазоне работы с открытым обводным клапаном.

4.7. Характеристика пароводяного тракта энергоблока

Намеченные в схеме испытания точки измерения давлений по пароводяному тракту блока позволяют рассчитать и построить характеристику тракта (см. п. 3.6 и табл. 9).

Однако в связи с тем, что на пароводяной тракт во время испытания работают два турбонасоса, гидравлическое сопротивление тракта $\Delta p_{гт}$ должно быть отнесено к суммарной подаче испытываемого насоса и второго насоса (подача второго питательного насоса должна фиксироваться при проведении испытаний по эксплуатационному расходомеру). Таким образом, при построении характеристики тракта на отдельном графике по оси абсцисс должна откладываться суммарная подача насосов. На графике же $P_н=f(G_н,n)$ – рис. 3,б, относящемся к режиму одного насоса, давление $P_{гт}$, требующееся для обеспечения суммарной подачи обоих турбонасосов $\Sigma G_н$, откладывается при расходе воды $\frac{\Sigma G_н}{2}$, что соответствует условию работы турбонасосов по пароводяному тракту с равными подачами.

4.8. Построение графиков – характеристик турбонасоса

4.8.1. На основании полученных в результате испытаний данных (см. табл. 14) строятся графики (см. рис. 3, а, б, г-ж), относящиеся к насосной группе.

График рис. 3,б – $\eta_н=f(G_н,n)$ – строится следующим образом: значения КПД насосной группы, полученные в опытах (см. табл. 13), откладываются при значениях подач, соответствующих $G_н^{пр}$ для данной частоты вращения.

4.8.2. Графики характеристики турбопривода (см. рис.3,*и*,*к*) строятся по данным табл.I3 в условиях испытания. Для построения же графиков рис.3,*з*,*л*,*м* используется значение расхода пара на турбопривод, приведенное к номинальному давлению в конденсаторе $D_{тп}^{пр}$. Если в условиях испытания характеристика тракта энергоблока отличалась от рассчитанной при минимальном перепаде давления в РПК и номинальном давлении перед стопорным клапаном главной турбины, полученные значения приведенного к номинальному противодавлению расхода пара на турбопривод должны быть скорректированы, как указано в п.3.7.2, и зависимость $D_{тп}-G_н$ должна строиться по скорректированным таким образом точкам.

Следует учесть, что на основании полученных в результате испытаний зависимостей может быть расчетным путем определена зависимость $D_{тп}-G_н$ для любой характеристики пароводяного тракта энергоблока аналогично изложенному в разд.3.7.3 с использованием методики и формул табл.I5. При этом одним из условий этой зависимости будет принятое за номинальное давление в конденсаторе турбопривода $P_2^н$, которое и надлежит закладывать в расчет.

5. ОСОБЕННОСТИ ИСПЫТАНИЙ ПИТАТЕЛЬНЫХ ТУРБОНАСОСОВ НА ЭНЕРГОБЛОКАХ С ТУРБИНАМИ, РАБОТАЮЩИМИ НА ВЛАЖНОМ ПАРЕ

Определение по результатам тепловых испытаний питательных турбонасосов, напорных характеристик главного и предвключенного насосов на энергоблоках с турбинами, работающими на влажном паре, производится так же, как указано в разд.4. Однако составление энергетических характеристик турбонасосов, энергоблоков осложняется следующим обстоятельством. Описанный в разд.4 термодинамический способ определения мощности по повышению энтальпии воды в насосе не обеспечивает достаточной точности, поскольку повышение температуры воды в насосной группе энергоблока с турбинами, работающими на влажном паре с давлением перед турбиной 60 кгс/см^2 составляет при номинальной нагрузке энергоблока всего ~ I,5°С; погрешность в измерении разности температур даже в 0,05°С предопределяет погрешность в оценке мощности и КПД насоса более 3%.

Примерно такую же погрешность в определении мощности и КПД насосной группы дает и способ обратного баланса турбопривода с

определением энтальпии отработавшего пара из теплового баланса конденсатора турбопривода. Даже если добиться точности в определении энтальпии отработавшего пара в 1%, измеряя с высокой степенью точности нагрев и количество охлаждающей воды в конденсаторе, при значении отдаваемой в конденсаторе теплоты отработавшего пара на уровне 500 ккал/кг, погрешность в определении использованного перепада тепла составит ~ 5,0 ккал/кг; при абсолютном значении использованного перепада тепла турбопривода около 150 ккал/кг это предопределяет погрешность в определении мощности и КПД также на уровне не менее 3%.

Отсутствие в настоящее время опыта проведения детальных испытаний питательных турбонасосов энергоблоков с турбинами, работающими на влажном паре, исключает возможность выдачи конкретных методических указаний по испытаниям турбонасосов этого типа. При использовании методики, приведенной в разд. 4, следует учитывать значительную погрешность в определении КПД и мощности насосной группы.

6. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ И РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ

6.1. Для анализа работы испытанного электронасоса или турбонасоса полученные результаты в виде характеристик насосного агрегата следует сравнить либо с техническими условиями, либо с данными предыдущего испытания, проведенного, например, после капитального ремонта.

6.2. Сравнение напорных характеристик $P_н - G_н$ позволяет оценить состояние насоса. Снижение давления на выходе насоса при заданной подаче для электронасоса и при заданной подаче и частоте вращения для турбонасоса свидетельствует об ухудшении состояния насоса (увеличение зазоров межступенных уплотнений, увеличение расхода воды через гидропяту и др.).

Для электронасосов это вызывает уменьшение номинальной подачи насоса для заданной характеристики тракта энергоблока, для турбонасосов - необходимость в увеличении частоты вращения для обеспечения требуемого максимального режима, если имеется запас по отношению к установленной техническими условиями предельно допустимой частоте вращения.

6.3. Ухудшение состояния насоса сказывается и на КПД насоса; значения снижения КПД насоса выявляется по графику $\eta_н - G_н$ для электронасоса и по соответствующему графику с учетом частоты вращения – для турбонасоса.

6.4. Увеличение расхода воды через гидропяту связано с увеличением радиального зазора во втулке перед гидропятой на-за износа. Следует учесть, что увеличение протечки через гидропяту сказывается на КПД насоса непосредственно: 1% увеличения относительной протечки $\frac{G_{пр}}{G_н}$ соответствует 1% (отн.) снижения КПД насоса или, что то же, 1% увеличения затрат мощности электро- или турбоприводом.

6.5. Обнаруживаемое в результате анализа несоответствие характеристик насоса оптимальным дает основание к назначению ремонта насоса с заменой уплотнений и других деталей насоса или с заменой внутреннего корпуса насоса (при двухкорпусном исполнении насоса) резервным.

6.6. Состояние концевых уплотнений на КПД собственно насоса с электроприводом практически не сказывается, поскольку связанное с увеличением зазоров в уплотнениях увеличение расхода уплотняющего конденсата вызывает повышенный расход электроэнергии на конденсатные насосы и некоторые энергетические потери по блоку (часть подводимого конденсата минует регенерацию низкого давления). Потери эти могут быть значительными: поэтому следует стремиться к уменьшению расхода подводимого к уплотнениям конденсата как за счет сокращения зазоров, так и за счет поддержания минимального установленного инструкцией по эксплуатации перепада между давлением подводимого к уплотнениям конденсата и давлением на входе в насос для обеспечения поступления уплотняющего конденсата в камеру отвода протечки в деаэратор, а не наоборот – протечки горячей питательной воды по валу насоса.

Для турбонасоса протечка через I-й отсек заднего концевого уплотнения является паразитной протечкой, на которую затрачивается мощность, и уменьшение ее способствует повышению КПД насоса. Относительное влияние ее, однако, не столь существенно. По результатам испытания надлежит произвести анализ режима концевых уплотнений и принять меры к восстановлению нормальной работы этого узла насоса (оравнение расхода конденсата, подаваемого на уплот-

вения, расхода воды из уплотнения на деаэратор с расчетными данными или данными предыдущего испытания).

6.7. Полученные из испытания данные позволяют оценить соответствие характеристики $P_н$-$G_н$ электронасоса характеристике пароводяного тракта энергоблока и в случае выявления избыточного давления рекомендовать подрезку ступени или даже снятие целой ступени для уменьшения избыточного напора.

6.8. Результаты испытаний группы электронасосов, работающих параллельно на общую питательную магистраль (электростанции с поперечными связями), дают исходный материал для составления оптимального графика работы питательных насосов, обеспечивающего минимальные расходы электроэнергии на подачу питательной воды при различных нагрузках ТЭС.

6.9. Анализ полученных из испытаний характеристик турбопривода позволяет сделать вывод о состоянии его проточной части путем сравнения внутреннего КПД турбопривода по состоянию перед соплами из испытания с расчетной величиной КПД; для турбопривода конденсационного сравнение следует производить при одинаковом давлении в конденсаторе. Сравнение характеристик по расходу пара $D_{тп}$-$G_н$ даст ответ о соответствии расходной характеристики турбопривода расчетной или результатам предыдущего испытания. Следует однако иметь в виду, что такое сравнение правомерно лишь при одинаковых характеристиках пароводяного тракта энергоблока. Изменение экономичности турбопривода может быть оценено также по полученной из испытания характеристике $D_{тп}$-$N_{тп}$, которая в меньшей степени зависит от состояния тракта энергоблока.

6.10. Если при проведении испытания измерялись потери давления по отдельным участкам пароводяного тракта энергоблока, то следует провести анализ с точки зрения выявления неоправданных потерь давления по тракту и разработать и осуществить мероприятия для сокращения этих потерь.

Выше приведены общие соображения о направлениях, по которым целесообразно проводить анализ результатов испытаний для выявления дефектов в работе оборудования и разрабатывать рекомендации по повышению экономичности и надежности эксплуатации питательных насосных агрегатов. Конкретизировать анализ можно лишь на базе фактических результатов испытания данного типа питательного насосного агрегата.

Приложение I

ФОРМУЛЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ ИСПЫТАНИИ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ, В СИСТЕМЕ ЕДИНИЦ СИ

I. Объемный расход	$Q=\frac{G}{\rho}$,	$м^3/с$	(ρ плотность, $кг/м^3$).
2. Массовый расход	$G=Q\rho$,	кг/с	
3. Напор насоса	$H=\left(\frac{P_н}{\gamma_н}-\frac{P_{вх}}{\gamma_{вх}}\right)\cdot 10^6$,	м вод.ст.	(P – давление МПа. $\gamma=\rho g$ – удельный вес воды, $Н/м^3$).
4. Давление на выходе из насоса	$P_н=H\gamma_н 10^{-6}+\frac{\gamma_н}{\gamma_{вх}}P_{вх}$,	МПа	
5. Полезная мощность насоса	$N_п=\frac{G\,H}{102}$,	кВт	(G – кг/с; H – м вод.ст.)
6. Внутренняя мощность турбопривода	$N_i=DH_i$,	кВт	(D – расход пара, кг/с; H_i – использованный перепад тепла, кДж/кг).
7. Внутренний КПД турбопривода	$\eta_{oi}=\frac{N_i}{D\,H_0}$		Единицы измерения см. п.6
8. Внутренняя мощность, затраченная в насосе (приложение 2)	$N_{нt}=G_н(i_н-i_{вх})+G_у^I(i_{гп}-i_{вх})$,	кВт	(G – кг/с; i – кДж/кг).
9. Внутренний КПД насоса (приложение 2)	$\eta_{нt}=0{,}00981\frac{H}{(i_н-i_{вх})+\frac{G_у^I}{G_н}(i_{гп}-i_{вх})}$		(H – м вод.ст. i – кДж/кг)
I0. Повышение энтальпии воды в насосе	$\Delta i_н=\frac{N_н}{G_н}$,	кДж/кг	($N_н$ – кВт; $G_н$ – кг/с).
II. Расход пара на турбопривод	$D=\frac{N_i}{H_0\eta_{oi}}$	$\frac{кг}{с}$	Единицы измерения см. п.6

Остальные формулы, приведенные в расчетных таблицах для обработки результатов испытаний, действительны без изменений при применении системы единиц СИ.

Приложение 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВНУТРЕННЕЙ МОЩНОСТИ И ВНУТРЕННЕГО КПД ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИМ СПОСОБОМ

Из схемы насоса (рис.9) в пределах очерченного контура (—·—·—) следует, что количество теплоты, переданное воде в

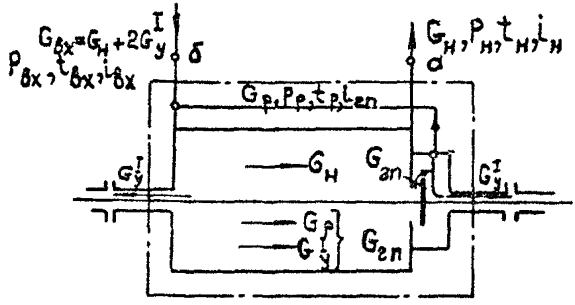


Рис.9. Определение внутренней мощности и внутреннего КПД питательного насоса термодинамическим способом (к приложению 2)

насосе, эквивалентное внутренней мощности насоса (без учета потерь на трение в подшипниках и концевых уплотнениях), равно:

$$0{,}86\,N_{нt} = (G_н i_н + G_y^I i_{гп} + G_y^I i_{вх}) - (G_н i_{вх} + 2G_y^I i_{вх})$$

отведенная теплота — подведенная теплота

(где G измеряется в т/ч; i – в ккал/кг; $N_{нt}$ – в кВт)

Внутренняя мощность насоса (кВт):

$$N_{нt} = \frac{G_н(i_н - i_{вх}) + G_y^I(i_{гп} - i_{вх})}{0{,}86}.$$

Полезная мощность насоса (кВт):

$$N_п = \frac{G_н H}{367},$$

где H – напор насоса, м вод.ст.
Внутренний КПД насоса:

$$\eta_{нt} = \frac{N_п}{N_{нt}} = 0{,}002343 \frac{H}{(i_н - i_{вх}) + \frac{G_у^I}{G_н}(i_{гп} - i_{вх})}.$$

Точное определение энтальпии воды на входе в насос и выходе из него обеспечивается измерением разности температур $\Delta t_н$ дифференциальным методом с точностью 0,05°С между точками $а$ и $б$ (см. рис.9). По абсолютному значению температуры на выходе $t_н$ определяется температура воды на входе как $t_{вх} = t_н - \Delta t_н$.

По термодинамическим таблицам определяется энтальпия воды $i_{вх}$, $i_н$, $i_{гн}$ соответственно для параметров $(P_{вх}, t_{вх})$, $(P_н, t_н)$ и $(P_р, t_р)$.

СПИСОК
ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. ПРАВИЛА 28-64 измерения расхода жидкостей, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами. – М.: Госстандарт, 1964.
2. МУРИН Г.А. Теплотехнические измерения. – М.: Энергия, 1979.
3. ПРЕОБРАЖЕНСКИЙ В.П. Теплотехнические измерения и приборы. – М.: Энергия, 1978.
4. КЛЯЧКИН С.Л. Тепловое испытание паротурбинных установок электростанций. М-Л.: Госэнергоиздат, 1961.
5. НУКАНОВИЧ М.П. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. – М.-Л.: Энергия, 1969.
6. МАЛЮШЕНКО В.В. и МИХАЙЛОВ А.К. Энергетические насосы – справочник-пособие. М.: Энергоиздат, 1981.
7. ПЕЧЕНИК Б.Я. и ХАЙТОВСКИЙ Г.И. Питательные агрегаты мощных энергоблоков. – М.: Энергия, 1978.

О Г Л А В Л Е Н И Е

1. Общие положения 3
   1.1. Цели и задачи испытания 3
   1.2. Типы питательных насосов 4
   1.3. Общие замечания 5
2. Питательный насос с приводом от электродвигателя (электронасос) 6
   2.1. Основные характеристики 6
   2.2. Объем измерений при испытании 10
   2.3. Программа испытания и порядок проведения опытов 15
   2.4. Обработка результатов испытаний 17
   2.5. Приведение основных характеристик к одинаковым условиям на входе в насос 18
   2.6. Характеристика пароводяного тракта энергоблока 18
   2.7. Построение графиков-характеристик насоса 24
   2.8. Особенности испытания предвключенного насоса с электроприводом 26
3. Питательный насос с приводом от паровой турбины с противодавлением (турбонасос) 29
   3.1. Основные характеристики 29
   3.2. Объем измерений при испытании 35
   3.3. Программа испытаний и порядок проведения опытов 37
   3.4. Обработка результатов испытаний 41
   3.5. Приведение характеристик насоса к различной частоте вращения и одинаковым параметрам воды на входе в насос 48
   3.6. Характеристика пароводяного тракта энергоблока (см.также п.2.6 52
   3.7. Построение графиков-характеристик турбонасоса 52
4. Питательный насос с конденсационным турбоприводом и с предвключенным насосом на одном валу 55
   4.1. Основные характеристики 56
   4.2. Объем измерений при испытании 57

4.3. Программа испытания и порядок проведения опытов 63
4.4. Обработка результатов испытаний 64
4.5. Приведение характеристик насосной группы к различной частоте вращения и одинаковым параметрам на входе в насос 74
4.6. Расчет характеристик турбопривода 74
4.7. Характеристика пароводяного тракта энергоблока 81
4.8. Построение графиков-характеристик турбонасоса 81
5. Особенности испытаний питательных турбонасосов на энергоблоках с турбинами, работающими на влажном паре 82
6. Анализ результатов испытаний и разработка рекомендаций 83
Приложение I. Формулы, используемые при испытании питательных насосов в системе единиц СИ 86
Приложение 2. Определение внутренней мощности и внутреннего КПД питательного насоса термодинамическим способом 87
Список использованной литературы 89

Ответственный редактор Л.С.Моргулис
Литературный редактор Ф.С.Кузьминская
Технический редактор Е.Н.Бевза
Корректор К.И.Миронова

Л 83713	Подписано к печати 12.05.82	Формат 60х84
Печ.л.5,75	(усл.печ.л.5,35) Уч.-изд.л.5,84	Тираж 1000 экз.
Заказ № 173/82	Издат.№ 444/81	Цена 64 коп.

Производственная служба передового опыта и информации Союзтехэнерго
105023, Москва, Семеновский пер., д.15

Участок оперативной полиграфии СПО Союзтехэнерго
117292,Москва,ул.Ивана Бабушкина,д.23,корп.2

gost.e-ecolog.ru