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 ИСПЫТАНИЯМ КОНДЕНСАТНЫХ НАСОСОВ В СХЕМЕ ПАРОТУРБИННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

МУ 34-70-011-82

СОЮЗТЕХЭНЕРГО
Москва 1982

gost.e-ecolog.ru

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 ИСПЫТАНИЯМ КОНДЕНСАТНЫХ НАСОСОВ В СХЕМЕ ПАРОТУРБИННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

МУ 34-70-011-82

СЛУЖБА ПЕРЕДОВОГО ОПЫТА И ИНФОРМАЦИИ СОЮЗТЕХЭНЕРГО
Москва 1982

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

И С П О Л Н И Т Е Л И Г.В.ГИНСБУРГ, А.К.КИРШ, С.К.КУДРЯШОВ

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

О Г Л А В Л Е Н И Е

Введение 3
I. Общие сведения о конденсатных насосах 5
2. Гидравлические характеристики конденсатного тракта II
3. Цели и задачи испытаний I4
4. Программа испытаний I5
5. Подготовка оборудования и схем к испытаниям I9
6. Проведение опытов 25
7. Обработка результатов испытаний 29
8. Анализ результатов испытаний и мероприятия по повышению надежности и экономичности работы насосов 34
Список использованной литературы 40

© СПО Союзтехэнерго, I982.

УДК 621.175.001.4

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ИСПЫТАНИЯМ КОНДЕНСАТНЫХ НАСОСОВ В СХЕМЕ ПАРОТУРБИННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

МУ 34-70-011-82

Срок действия установлен
с 01.07.82 г.
до 01.07.87 г.

Методические указания устанавливают порядок организации, проведения и обработки результатов испытаний конденсатных насосов и гидравлических испытаний конденсатного тракта.

Действие Методических указаний распространяется на специализированные наладочные предприятия, службы наладки РЭУ и ПЭО, цеха наладки электростанций.

В В Е Д Е Н И Е

Часть питательного тракта турбоустановки от конденсатосборника конденсатора турбины до ввода конденсата в деаэрационную колонку принято называть конденсатным трактом. Конденсатный тракт современной турбоустановки включает в себя систему трубопроводов с запорной и регулирующей арматурой, несколько групп конденсатных насосов, теплообменные аппараты системы регенеративного подогрева питательной воды (ПНД) и фильтры очистки конденсата. Конденсат турбины используется для отвода тепла от вспомогательных теплообменных аппаратов, для питания и охлаждения уплотнений питательных насосов, на впрыски РОУ, а также в качестве рабочей жидкости в системах защит и регулирования турбины. Таким образом, конденсатный тракт представляет собой сложную гидравлическую систему с переменными расходами через различные его участки.

Обеспечение надежности и экономичности работы конденсатного тракта является постоянной задачей эксплуатационного персонала электростанций. Контроль за работой оборудования конденсатного

тракта, оптимизация режимов его эксплуатации, выявление и устранение дефектов в работе должны производиться на базе эксплуатационных испытаний.

Методические указания составлены применительно к тем задачам по наладке работы конденсатного тракта, которые возникают в процессе пуска и эксплуатации оборудования на электростанциях. Методические указания ориентированы на максимальное использование штатного контроля и на организацию испытаний на оборудовании, работающем по нормальной эксплуатационной схеме.

Данные Методические указания не распространяются на промышленные испытания головных образцов насосов, методика и порядок проведения которых регламентированы ГОСТ 6134-71 [I]. Однако приводимые здесь указания в значительной мере могут быть использованы и при промышленных испытаниях головных образцов насосов непосредственно на электростанциях.

Основные понятия, обозначения и единицы измерения

Понятие	Обозначение	Единица измерения	Определение
Объемная подача	Q	$м^3/с$	Объем (масса) жидкости, подаваемый в единицу времени
Массовая подача	G	т/ч, кг/с	
Напор	H	м	Приращение энергии килограммом жидкости, проходящей через насос
Полезная мощность насоса	$N_п$	кВт	Энергия, передаваемая жидкости в единицу времени
Потребляемая насосом мощность	$N_н$	кВт	Мощность, потребляемая насосом от привода
Мощность насосного агрегата	$N_а$	кВт	Мощность, потребляемая приводом насоса
КПД насоса	$\eta_н$	-	
КПД приводного двигателя	$\eta_э$	-	
КПД насосного агрегата	$\eta_а$	-	
Давление на входе в насос (на стороне всасывания)	$P_{вс}$	Па($кгс/см^2$)	Давление во входном патрубке

Понятие	Обозначение	Единица измерения	Определение
Давление на выходе из насоса (на стороне нагнетания)	$p_{наг}$	Па(кгс/см^2)	Давление в напорном патрубке
Кавитационный запас на входе в насос	Δh	м	Избыток напора сверх давления насыщения при данной температуре
Кавитационный запас первого критического режима кавитации	$\Delta h_{кр1}$	м	Избыток напора сверх давления насыщения, при котором появляются признаки кавитационного срыва
Допустимый кавитационный запас	$\Delta h_{доп}$	м	Избыток напора сверх давления насыщения, обеспечивающий длительную работу насоса без изменения параметров

I. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНДЕНСАТНЫХ НАСОСАХ

I.I. Конденсатные насосы тепловых электростанций предназначены для откачки конденсата греющего пара из теплообменных аппаратов:

- конденсаторов турбин;
- подогревателей системы регенеративного подогрева питательной воды;
- сетевых подогревателей;
- сепараторов и пароперегревателей турбоустановок АЭС;
- конденсаторов испарительных установок.

Конденсатные насосы являются ответственными агрегатами в тепловой схеме турбоустановок и основными (после циркуляционных насосов) потребителями электроэнергии на собственные нужды машинного зала.

В схемах, где основной конденсат турбины подвергается очистке в фильтрах блочных обессоливающих установок (БОУ), для откачки конденсата из конденсаторов турбин устанавливаются две ступени конденсатных насосов. Две или три ступени конденсатных насосов для перекачки основного конденсата применяются в схемах энерго-

блоков, где устанавливаются контактные (смешивающие) подогреватели низкого давления. На рис. I и 2 приведены принципиальные схемы включения конденсатных насосов в системах регенеративного подогрева питательной воды паротурбинных установок.

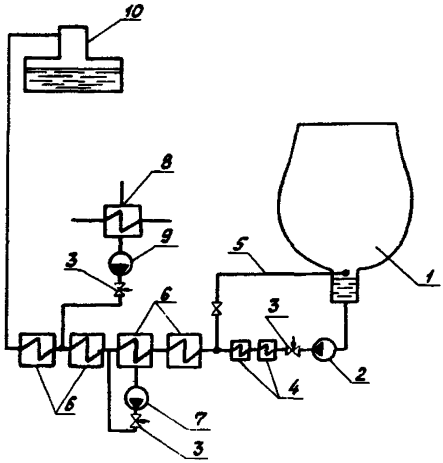


Рис. I. Принципиальная схема включения конденсатных насосов паротурбинных установок:
I - конденсатор; 2 - конденсатный насос основного потока конденсата; 3 - регулирующий клапан; 4 - охладители пара эжекторов и пара, поступающего из концевых уплотнений; 5 - линия рециркуляции основного конденсата; 6 - подогреватели низкого давления; 7 - конденсатный насос конденсата греющего пара ПНД; 8 - подогреватель сетевой воды (ПСВ); 9 - конденсатный насос конденсата греющего пара ПСВ; I0 - деаэратор

I.2. Учитывая высокую ответственность конденсатных насосов в схеме турбоустановок, их группы, как правило, формируются с резервом. В большинстве случаев группы насосов, перекачивающих основной конденсат, состоят из трех агрегатов с подачей, равной 50-60% максимального расхода конденсата, а остальные группы конденсатных насосов - из двух агрегатов со I00%-ной подачей каждый.

В качестве конденсатных насосов на электростанциях применяются исключительно центробежные насосы горизонтального и вертикального типов. Конденсатные насосы малой и средней подачи выполняются горизонтальными, секционного или спирального типа. Конденсатные насосы первого подъема с подачей 200 м^3/ч и выше изготовляются в вертикальном исполнении, двухкорпусными, многоступенчатыми, секционного типа; насосы второго подъема большой производительности - горизонтальными, одноступенчатыми, спирального типа, с рабочим колесом двухстороннего входа.

Конструкции насосов предусматривают ряд решений, обеспечивающих снижение кавитационных разрушений рабочих органов насоса. К

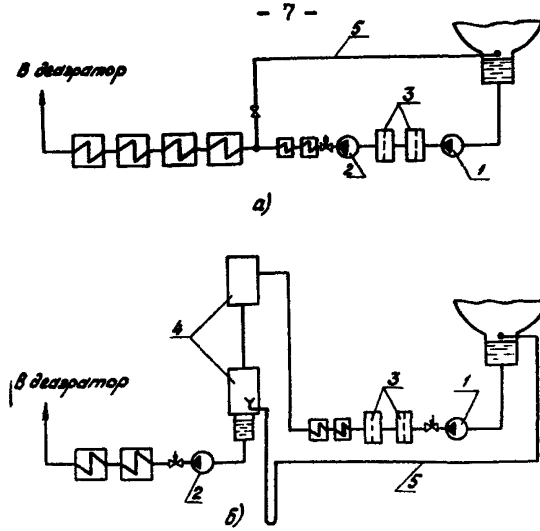


Рис.2. Принципиальные схемы включения двух ступеней конденсатных насосов:

а – с фильтрами очистки конденсата; *б* – с фильтрами очистки конденсата и контактными подогревателями низкого давления

I – конденсатный насос I ступени; 2 – конденсатный насос II ступени; 3 – фильтры очистки конденсата; 4 – контактные подогреватели; 5 – линия рециркуляции

таким решениям относятся установка предвключенного осевого колеса (подпорного винта), выполнение равномерного подвода воды к входному патрубку насоса первой ступени, применение хромистой стали для деталей, подвергаемых кавитационному воздействию и т.п.

Отечественная промышленность выпускает конденсатные насосы с подачей от I2 до 2000 м^3/ч и напорами от 40 до 220 м. Допустимый кавитационный запас насосов первой ступени составляет I,6–4,5 м, насосов второй ступени I5–I8 м.

КПД насосов малой подачи (до 50 м^3/ч) находится на уровне 45–63%, средней подачи (80–200 м^3/ч) на уровне 65–7I%, а у насосов большой подачи – 75–80%.

Для расширения диапазона экономичного использования насосов

допускается подрезка рабочих колес по наружному диаметру, не превышающая 10% номинального диаметра. Снижение КПД при этом не должно превышать 3%.

1.3. Характерной особенностью конденсатных насосов является перекачка воды с температурами, близкими к температурам насыщения, что предъявляет к ним требования высокой всасывающей способности. Насосы, откачивающие конденсат непосредственно из теплообменных аппаратов, обычно работают в условиях начальной кавитации при входе среды в рабочее колесо первой ступени. Кроме того, по условиям компоновки конденсатные насосы, как правило, работают с малыми подпорами на стороне всасывания, так как их заглубление связано со значительными затратами при строительстве. Для уменьшения вредного влияния кавитации и обеспечения длительной надежной работы насосов заводы рекомендуют ограничивать длительность наработки с малыми подачами и перегрузкой:

до $0{,}2\,Q_{ном}$ – не более 3 мин;
св. 0,2 до $0{,}5\,Q_{ном}$ – до 5% общего времени наработки;
св. 0,5 до $0{,}85\,Q_{ном}$ – не более 15% общего времени наработки;
св. 0,85 до $1{,}05\,Q_{ном}$ – без ограничения времени;
св. $1{,}05\,Q_{ном}$ – по условиям нагрузки электродвигателя и кавитационного запаса.

1.4. В качестве привода к конденсатным насосам используются асинхронные электродвигатели с напряжением 0,38 и 6 кВ, частотой вращения 1000, 1500 и 3000 об/мин (16,7; 25 и 50 $с^{-1}$). Номинальная мощность электродвигателей выбирается по максимальной мощности, потребляемой насосом, с запасом 10–40%.

КПД электродвигателей при их номинальной загрузке в зависимости от их типа и мощности составляет 88–96%. В пределах $(1{,}2 \div 0{,}6)\,N_{ном}$ КПД асинхронных электродвигателей заметно не изменяется.

1.5. Основными требованиями, предъявляемыми к конденсатным насосам, являются:

– надежная, экономичная, стабильная и долговечная работа насосных агрегатов при наличии частичной кавитации;

– обеспечение надежной параллельной работы на общую сеть;

- отсутствие подсоса воздуха и заражение кислородом конденсата через работающий и неработающий резервный агрегат;

- обеспечение быстрого автоматического запуска насосного агрегата из резерва;

- устойчивая работа в широком диапазоне изменения подачи, при изменениях вакуума в конденсаторе или давления в корпусах теплообменных аппаратов;

- обеспечение перегрузки сверх номинальной производительности в переходных режимах.

Кроме того, для конденсатных насосов весьма важными эксплуатационными показателями являются:

- минимальная высота подпора на стороне всасывания;

- крутизна характеристики QH и максимальный напор, развиваемый насосом при нулевой подаче (при работе на закрытую задвижку на стороне нагнетания).

По этим характеристикам определяются отметка установки насоса относительно аппарата, из которого откачивается конденсат, и расчетные параметры конденсатного тракта.

I.6. Работа конденсатных насосов, как и всех других центробежных насосов, характеризуется:

- подачей (производительностью);

- развиваемым напором;

- потребляемой мощностью.

Эти три основных параметра работы насоса связаны один с другим коэффициентом полезного действия:

$$\eta_н = \frac{G \cdot H}{102\, N_н}, \qquad (I.I)$$

где G - массовая подача, кг/с;

H - напор, м;

$N_н$ - мощность, потребляемая насосом, кВт.

На рис.3 приведены основные характеристики конденсатных насосов, какими их представляют заводы-изготовители насосов. Помимо указанных характеристик $H = f(Q)$, $N_н = f(Q)$ и $\eta_н = f(Q)$ здесь приведена и характеристика $\Delta h_{доп} = f(Q)$ - зависимость допустимого кавитационного запаса на стороне всасывания насоса от его подачи.

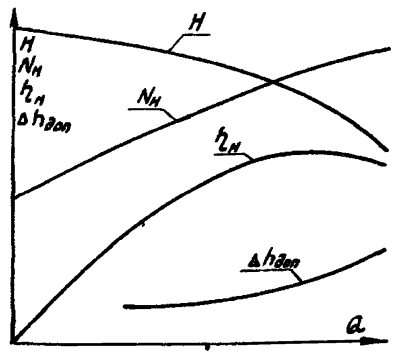


Рис.3. Основные характеристики конденсатного насоса

$$\Delta h_{доп} = A\Delta h_{кр_I},$$

где A=I, 0÷I,6 – коэффициент запаса, устанавливаемый заводом в зависимости от типа и условий работы насоса;

$\Delta h_{кр_I}$ – кавитационный запас, соответствующий первому критическому режиму кавитации (началу снижения параметров насоса).

I.7. Мощность (кВт), потребляемая приводом насоса, определяется из уравнения

$$N_a = \frac{G \cdot H}{102 \eta_H \eta_э}, \qquad (I.2)$$

где $\eta_э$ – КПД приводного электродвигателя.

Если подачу насоса G выразить в т/ч, а развиваемый насосом напор как разность давлений в напорном и входном патрубках

$$H = \frac{(P_{наг} - P_{вс})\,10^4}{\gamma} = \frac{\Delta P \cdot 10^4}{\gamma} \quad (P_{наг} \text{ и } P_{вс} - \text{в кгс/см}^2),$$

а удельный вес жидкости γ в кгс/м^3, то уравнение (I.2) примет вид

$$N_a = \frac{G\Delta P}{367{,}2\,\gamma \eta_H \eta_э} \cdot 10^4 \qquad (I.2')$$

При $P_{наг}$ и $P_{вс}$, выраженных в МПа,

$$N_a = \frac{G \cdot \Delta P}{36 \cdot \rho \eta_H \eta_э} \cdot 10^4, \qquad (I.2'')$$

где ρ – плотность воды, кг/м^3.

2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДЕНСАТНОГО ТРАКТА

2.1. Принципиальная схема основного конденсатного тракта и его гидравлическая характеристика совместно с характеристиками конденсатных насосов представлены на рис.4. Давление, создаваемое насосами, должно преодолевать разность давлений между деаэратором и конденсатором и гидравлические сопротивления всех элементов сети.

Работа конденсатного тракта обычно контролируется манометрами, измеряющими давление в кгс/см^2, поэтому на графике рис.4 сопротивление тракта и давление за насосами представлены в этих единицах.

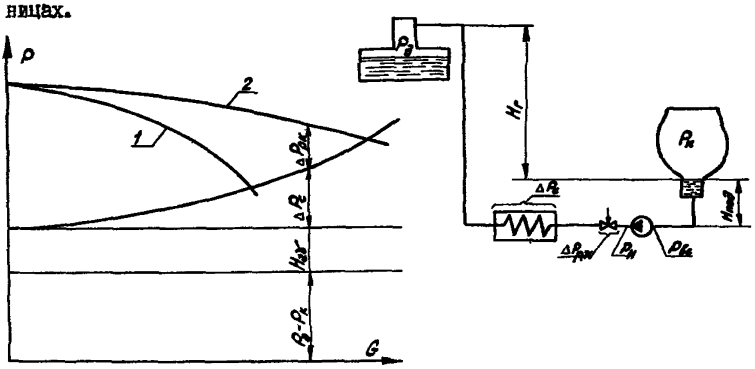


Рис.4. Характеристика конденсатного тракта и конденсатных насосов: I – характеристика одного насоса; 2 – характеристика двух параллельно работающих насосов; $P_к$ – давление в конденсаторе: $P_{вс}$ – давление во входном патрубке насоса; $P_н$ – давление в напорном патрубке насоса; $\Delta P_{рк}$ – перепад давлений в регулирующем клапане; $\Delta P_с$ – потери давления в сети; $P_{дэ}$ – давление в деаэраторе; $H_г$ – геодезический напор; $H_{под}$ – геодезический подпор на стороне всасывания

2.2. В общем виде потребный для системы полный напор выражается уравнением

$$H_c = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + H_г + \Sigma\Delta H + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}, \qquad (2.1)$$

где P_2 и P_1 – давление на выходе из системы и входе в нее, кгс/м^2;
$H_г$ – геодезический напор (высота подъема жидкости), м;
$\Sigma\Delta H$ – сумма гидравлических потерь в элементах системы, м;
$\frac{C_2^2-C_1^2}{2g}$ – разность скоростных напоров в конце и начале системы.

Для конденсатного тракта составляющей $\frac{C_2^2-C_1^2}{2g}$ в большинстве случаев можно пренебречь ввиду малого ее значения.

Для тракта основного конденсата

$$H_c = \frac{P_д - P_к}{\gamma} + (Z_д - Z_к) + \Sigma\Delta H, \qquad (2.2)$$

где $P_д$ и $P_к$ – давление в деаэраторе и конденсаторе;
$Z_д$ и $Z_к$ – геодезическая отметка ввода конденсата в головку деаэратора и отметка уровня конденсата в конденсатосборнике конденсатора;
$\Sigma\Delta H$ – сумма гидравлических потерь в теплообменных аппаратах, арматуре, трубопроводах и регулирующих органах.

Для трактов отвода конденсата греющего пара из регенеративных, сетевых подогревателей и сепараторов-пароперегревателей

$$H_c = \frac{P_{тр} - P_п}{\gamma} + (Z_{тр} - Z_п) + \Sigma\Delta H, \qquad (2.3)$$

где $P_{тр}$ и $P_п$ – давление в тракте основного конденсата, куда подается конденсат из теплообменного аппарата (подогревателя), и давление в корпусе теплообменного аппарата;
$Z_{тр}$ и $Z_п$ – геодезические отметки места ввода конденсата в основной тракт и уровня конденсата в теплообменном аппарате;
$\Sigma\Delta H$ – сумма гидравлических потерь в системе от теплообменного аппарата до места ввода в основной тракт.

Давление в деаэраторе, теплообменных аппаратах и конденсаторе, а также отметки размещения оборудования известны из проектных материалов. Поэтому для расчета и построения характеристик конденсатного тракта экспериментально определяются только состав-

лящие гидравлических сопротивлений. При этом следует иметь в виду, что гидравлические сопротивления системы включают в себя два вида сопротивлений - регулируемые и нерегулируемые.

К регулируемым сопротивлениям относится переменная часть потери давления в регулирующих органах, с помощью которых регулируется подача насосов и поддерживается уровень конденсата во входном патрубке. Остальные гидравлические сопротивления - потери давления в водяной системе подогревателей, в полностью открытой запорной и регулирующей арматуре, обратных клапанах и трубопроводах - пропорциональны квадрату скорости и, следовательно, квадрату объемного расхода.

Таким образом

$$\Sigma\Delta H = \Delta H_{рег} + \Sigma\Delta H_{эл} \quad или \quad \Sigma\Delta H = \Delta H_{рег} + \xi Q^2, \qquad (2.4)$$

где $\Delta H_{рег}$ - перепад давлений в регулирующем органе;
$\Sigma\Delta H_{эл} = \xi Q^2$ - суммы гидравлических потерь в элементах тракта;
ξ - коэффициент гидравлического сопротивления сети;
Q - объемный расход конденсата.

Если в конденсатном тракте установлены фильтры очистки конденсата, то следует иметь в виду, что их гидравлическое сопротивление меняется во времени по мере их загрязнения.

2.3. Гидравлические сопротивления элементов тракта основного конденсата определяются измерением давления в узловых точках тракта при работе турбоустановки по проектной схеме. При этом достаточно провести три-четыре опыта с различными расходами конденсата: один опыт с расходом, близким к его максимальному значению, другие - с расходами 0,75 и 0,5 максимального.

Узловыми точками тракта следует считать места подвода или отвода потоков конденсата и места, характеризующие гидравлические сопротивления основных элементов тракта. Рекомендуемые точки измерения давления в конденсатном тракте типовой схемы турбоустановки К-800-240 представлены на рис.5.

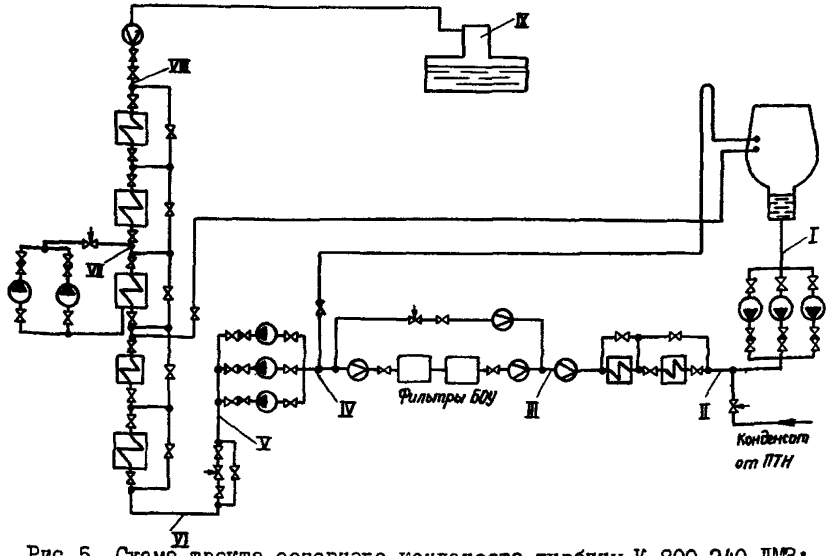


Рис.5. Схема тракта основного конденсата турбины К-800-240 ЛМЗ: I-IX - точки измерения давления

3. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИСПЫТАНИЙ

3.I. Испытания проводятся для:

- определения энергетических характеристик насосного агрегата;
- определения кавитационных характеристик насоса;
- определения гидравлических характеристик конденсатного тракта;
- проверки работы насосов совместно со всеми элементами конденсатного тракта.

3.2. Необходимость в проведении испытаний конденсатных насосов может возникнуть:

- в процессе пусконаладочных работ при вводе оборудования в эксплуатацию после монтажа;
- при выявлении несоответствия характеристик насосов конденсатному тракту (недостаточная подача, излишне повышенный напор);
- при повышенном потреблении электроэнергии на привод конденсатных насосов;

- для оценки состояния насосов, проверки качества ремонта, результатов реконструкции или модернизации;

- для разработки нормативных характеристик.

3.3. Результаты испытаний конденсатных насосов должны дать исходные материалы для построения и анализа фактических характеристик насоса и их сопоставления с характеристиками тракта.

3.4. Качество работы насосов оценивается путем сравнения фактических характеристик с заводскими. Характеристика конденсатного тракта сравнивается с проектными или расчетными данными. Совместное построение характеристик тракта и насосов позволяет разработать режимные карты, оптимизирующие работу конденсатных насосов, а при необходимости - определить мероприятия по приведению их к взаимному соответствию.

4. ПРОГРАММА ИСПЫТАНИЙ

4.I. Программа испытаний определяется поставленными целями и выбранными методами проведения опытов. Программа должна предусматривать проведение минимального количества опытов для снятия требуемых характеристик насосного агрегата и конденсатного тракта. В программе должны быть указаны:

- режим работы насосного оборудования;
- режим работы турбоустановки;
- продолжительность опыта;
- количество опытов;
- дополнительные условия проведения опытов;
- календарное время проведения опытов;
- лица, ответственные за проведение испытаний.

Режим работы насоса характеризуется его подачей, режим работы турбоустановки - электрической и тепловой мощностью.

Продолжительность опыта при испытаниях насосов составляет I0-I5 мин; количество опытов при снятии энергетических характеристик насоса - 6-8.

К дополнительным условиям проведения опытов относятся изменения в схеме турбоустановки на время проведения испытаний. Так, на этот период необходимо отключить все поперечные связи по конденсату. Для увеличения загрузки конденсатных насосов может оказаться

целесообразным открытие линии рециркуляции, перевод конденсата греющего пара ПНД на конденсатор и т.п. Программа и методы проведения испытаний должны предусматривать быстрое восстановление нормальной схемы работы основного и вспомогательного оборудования и снятие ограничений электрической и тепловой нагрузки на турбоустановке.

4.2. Снятие энергетических характеристик насоса. Испытания отдельного конденсатного насоса состоят из шести-восьми опытов при устойчивых значениях подачи насоса от нуля до максимума: 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; I,0 паспортной подачи и максимум.

Максимум ограничен:

- допустимой мощностью привода;
- кавитационным срывом;
- наименьшим напором в конденсатном тракте.

Обычно устойчивая максимальная подача конденсатного насоса составляет I,I-I,2 номинальной.

При испытаниях группы однотипных насосов в широком диапазоне изменений достаточно испытать один насос. У других насосов этой группы можно снять характеристики на трех-четырех режимах: 0,6; 0,8; I,0 номинальной подачи.

Как правило, штатная схема измерений не позволяет определять подачу отдельных насосов при их параллельной работе. Поэтому испытания конденсатных насосов основного тракта удобно проводить при остановленной турбине с организацией работы насосов на замкнутый контур со сбросом перекачиваемого конденсата в конденсатор через линии рециркуляции.

4.3. Определение кавитационных характеристик насоса. Целесообразность проведения этих испытаний может возникнуть при:

- интенсивном кавитационном износе элементов на стороне всасывания насоса;
- снижении высоты подпора на стороне всасывания по сравнению с паспортным значением.

Методика проведения кавитационных испытаний изложена в [5,6]. Опыты проводятся при трех значениях подачи: максимальной, номинальной и 0,5 номинальной. При каждой подаче постепенно меняется Δh (подпор сверх упругости паров насыщения) до момента начала снижения напора (давления в напорном патрубке), что означает вы-

ход на $\Delta h_{кр_I}$. Изменять Δh следует весьма осторожно, три-четыре раза измеряя параметры работы насоса при каждом его значении. Рекомендуется планировать I0-I5 значений Δh. Выход на $\Delta h_{кр_I}$ характеризуется снижением напора на 2-3%.

Если кавитационным испытаниям предшествовали энергетические испытания насоса, подачу насоса можно не измерять, а определять ее из характеристики $H = f(Q)$.

4.4. Проверка работы конденсатных насосов совместно с конденсатным трактом. Тракт основного конденсата современных турбоустановок состоит из нескольких групп насосов, и в зависимости от нагрузки энергоблока могут иметь место различные комбинации их работы. Для характерных режимов работы турбоустановки по характеристикам конденсатных насосов (по результатам их испытаний или паспортным данным) определяются оптимальные комбинации их работы. Выбранные режимы проверяются специальными опытами с измерением давления в характерных точках конденсатного тракта.

4.5. Примеры технических программ испытаний конденсатных насосов и тракта основного конденсата энергоблока 300 МВт приводятся ниже.

4.5.I. Снятие энергетических характеристик

Испытания КЭН-I № I (по полной программе)

№ опыта	Подача насоса, т/ч							
	0	I00	200	300	400	500	550	600
I	x							
2		x						
3			x					
4				x				
5					x			
6						x		
7							x	
8								x

Условия проведения испытаний:

I. Испытания проводятся при остановленной турбине.

2. Сброс конденсата после насоса осуществляется по линии рециркуляции после БОУ.

3. Линия основного конденсата перед ПНД-I и линия подпитки в конденсатор перекрыты.

4. Обвод БОУ перекрыт.

5. Подача насоса регулируется задвижкой на линии рециркуляции.

Испытания КЭН-I № 2 и 3 (по сокращенной программе)

№ опыта	Подача насоса, т/ч			
	200	350	500	550
I	x			
2		x		
3			x	
4				x

Условия проведения испытаний:

I. Электрическая мощность энергоблока - II0 МВт.

2. Схема регенерации турбины - нормальная.

3. В работе один КЭН-I.

4. Подача насоса регулируется сбросом конденсата через линию рециркуляции.

4.5.2. Снятие кавитационной характеристики

Испытания КЭН-I № 2

№ опыта	Подача насоса, т/ч	Подпор на стороне всасывания сверх упругости паров, м									
		4,5	4,0	3,5	3,0	2,75	2,5	2,25	2,0	I,75	I,5
I	600	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
2	500	x	x	x	x	x	x	x	x	x	
3	250	x	x	x	x	x	x	x	x		

Условия проведения испытаний:

I. Электрическая нагрузка турбины 200 МВт.

2. Тепловая схема - нормальная.

3. Работают КЭН-I № I и 2.

4. Подача КЭН-I № 2 регулируется задвижкой на стороне нагнетания, подпор регулируется задвижкой на стороне всасывания.

Примечание. При появлении признаков срыва работы насоса опыты прекращаются и подпор восстанавливается.

4.5.3. Испытания конденсатного тракта

Электрическая нагрузка энергоблока, МВт	Количество работающих насосов	
	КЭН-I	КЭН-II
300	2	2
250	2	2
250	I	2
200	I	2
200	I	I
I00	I	I

Условия проведения испытаний:

I. Тепловая схема - нормальная.

2. Деаэратор работает на скользящем давлении.

4.6. Для более четкой организации проведения опытов помимо технической программы испытаний целесообразно составлять рабочие программы, в которых следует дополнительно указывать:

- дату и время проведения опытов;
- перечень изменений в тепловой схеме;
- лиц, ответственных за ведение режима.

5. ПОДГОТОВКА ОБОРУДОВАНИЯ И СХЕМ К ИСПЫТАНИЯМ

5.I. Подготовка к испытаниям состоит из следующих этапов:

- ознакомление с установкой;
- определение методов проведения опытов;
- составление схемы измерений и перечня измеряемых величин;
- выбор способов измерений и измерительных приборов;
- оснащение установки измерительными средствами;
- подготовка оборудования и схемы к испытаниям.

5.2. Руководитель испытаний должен изучить техническую документацию всех элементов конденсатного тракта:

- тепловую схему турбоустановки;
- технические условия на поставку оборудования (турбины, насосов, подогревателей);
- инструкции по эксплуатации турбинного оборудования.

По месту составляется схема конденсатного тракта и схема штатного контроля. Тщательно осматриваются оборудование и трубопроводы, проверяется плотность арматуры на всех связях конденсатного тракта с другими турбоустановками и общестанционными трубопроводами и емкостями. Проверяется плотность арматуры на обводах ПНД, на линии рециркуляции. По результатам осмотра и анализа работы конденсатного тракта составляется ведомость дефектов, подлежащих устранению перед проведением испытаний.

Проверяется качество работы штатного объема КИП и составляется перечень дополнительных измерений.

5.3. Энергетические характеристики конденсатных насосов, откачивающих конденсат из конденсаторов турбин, удобно снимать при остановленной турбине, замыкая контур перекачки конденсата через линию рециркуляции. При этом режимы работы насосов не будут зависеть от режима работы основного оборудования, а температура перекачиваемой воды будет мало отличаться от рабочей.

5.4. Конденсатные насосы, откачивающие конденсат из регенеративных и сетевых подогревателей, практически можно испытывать только в условиях работы основного оборудования, так как создание замкнутого контура для этих насосов требует прокладки дополнительных линий для подачи конденсата в корпусы подогревателей. Кроме того, специальная схема не обеспечит рабочих параметров перекачиваемой воды.

5.5. Определение минимального подпора на стороне всасывания насоса и снятие характеристик конденсатного тракта следует проводить при рабочих условиях для насосов и нормальной работе всей тепловой схемы.

5.6. Перечень измеряемых величин и измерительных приборов при испытаниях конденсатных насосов приведен в таблице.

Величина	Прибор
Подача насоса	Измерительная диафрагма с дифманометром
Давление на входе в насос	Для $P < 1$ кгс/см^2 – ртутный* или трубчато-пружинный мановакуумметр; для $P > 1$ кгс/см^2 – трубчато-пружинный манометр класса точности 0,6
Давление на выходе из насоса	Трубчато-пружинный манометр класса точности 0,6
Мощность насосного агрегата	Схема двух ваттметров с приборами класса точности 0,5
Температура воды на входе в насос	Лабораторный ртутный термометр с ценой деления 0,1°С
Давление воды в конденсатном тракте после насосов	Трубчато-пружинный манометр класса точности 0,6
Давление пара в корпусе теплообменного аппарата	Для $P < 1$ кгс/см^2 – ртутный* или трубчато-пружинный мановакуумметр; для $P > 1$ кгс/см^2 – трубчато-пружинный манометр класса точности 0,6
Уровень конденсата в корпусе теплообменного аппарата над осью входного патрубка	Рейка со шкалой в мм
Барометрическое давление	Ртутный барометр

*На электростанциях, где разрешается работать с ртутными приборами.

5.7. Измерение подачи насоса

5.7.1. Для определения подачи насосов в первую очередь следует использовать штатные измерения расхода конденсата. Штатный объем КИП, как правило, предусматривает измерения расхода основного конденсата за последним ПНД, перед деаэратором, а при наличии БОУ – и после конденсатных насосов первого подъема. Расход конденсата греющего пара обычно измеряется и после конденсатных насосов сетевых подогревателей.

Штатная измерительная шайба перед деаэратором может быть использована для сравнительно грубой оценки качества работы насосов, так как с ее помощью измерения возможно производить только при работе всей турбоустановки. При малых нагрузках, когда будет работать один насос, точность измерения может быть недостаточной.

Кроме того, в тракте между насосом и измерительной шайбой, перед деаэратором, имеются многочисленные врезки с отводом и подводом потоков конденсата (подвод конденсата из ПНД, сетевых подогревателей, отвод на рециркуляцию, уплотнения питательных насосов, на приводы КОС, защитных клапанов ПВД и другие потребители). Однако эта диафрагма должна быть использована для снятия гидравлической характеристики конденсатного тракта.

5.7.2. В тех случаях, когда целью испытаний является определение КПД насоса, следует использовать измерительные диафрагмы, установленные непосредственно после насосов или в местах, где между диафрагмой и насосом на время испытаний можно надежно отключить посторонние подводы и отводы воды.

Если необходимо провести испытания группы конденсатных насосов с высокой степенью точности определения КПД, а штатный объем КИП не предусматривает измерений расхода конденсата непосредственно за насосами, целесообразно установить специальное сужающее устройство (измерительную диафрагму) на линии рециркуляции конденсатных насосов. С помощью этого устройства можно оперативно с минимальной затратой времени при остановленной турбине поочередно испытать все конденсатные насосы. Устанавливать такое сужающее устройство следует до отключающей задвижки или регулирующего клапана на линии рециркуляции. Установка измерительных диафрагм регламентируется Госстандартом СССР, и соответствующие требования изложены в специальной литературе [2].

5.7.3. Для повышения точности измерения расхода перепад давлений на измерительной диафрагме следует измерять жидкостным ртутным дифманометром типа ДТ-50 (на электростанциях, где разрешается работать с ртутными приборами) или промышленным дифманометром-расходомером, прошедшим поверку в лаборатории. Одновременно должно подвергнуться техническому осмотру и сужающее устройство. Если штатное сужающее устройство не обеспечивает перепад давлений 0,7 от конечного значения шкалы дифманометра при номинальной подаче насоса, для повышения точности рекомендуется на время испытаний установить сужающее устройство меньшего диаметра.

5.7.4. При испытании конденсатных насосов, откачивающих конденсат греющего пара из подогревателей системы регенерации, в отсутствие штатных измерительных диафрагм допускается расход конденсата определять по тепловому балансу теплообменника.

Для этой цели должны производиться все необходимые измерения состояний пара и конденсата, по которым можно составить тепловой и материальный баланс подогревателя, из которого откачивается конденсат. Если испытания носят чисто эксплуатационный характер и не претендуют на высокую точность, для определения теплового баланса подогревателей разность энтальпий греющего пара и его конденсата можно принять из теплового расчета турбоустановки. В зависимости от давления в отборе эта разность для ПНД составляет 590-570 ккал/кг. При этом первая цифра соответствует отбору при давлении 6-7 кгс/см^2, а вторая I-2 кгс/см^2. Такое допущение значительно сокращает объем измерений и упрощает проведение испытаний.

При определении производительности насосов по тепловому балансу особенно тщательно следует проверять гидравлическую плотность теплообменных аппаратов.

5.8. Измерение давления

5.8.I. Измерение давления в конденсатном тракте достаточно точно и надежно обеспечивается трубчато-пружинными манометрами. Исходя из надежности работы манометров конечное значение шкалы выбирается с таким расчетом, чтобы оно превышало измеряемую величину в I,5-2 раза. Однако минимальное измеряемое давление не должно быть меньше I/3 конечного значения шкалы.

5.8.2. Давление следует измерять на прямолинейном участке трубопровода постоянного сечения с заборным отверстием заподлицо с внутренней стенкой. Направление потока должно быть параллельно плоскости отверстия, а вблизи не должно быть источников отклонения и завихрения потока.

5.8.3. При измерениях избыточного (выше атмосферного) давления манометры целесообразно устанавливать ниже места отбора импульса. Перед манометром необходимо устанавливать запорный вентиль и вентиль для продувки. Внутренний диаметр медной или стальной трубки соединительной линии должен быть не менее 6 мм. Соединительная линия должна быть плотной и прокладываться по кратчайшему расстоянию. Изгибы линий должны быть плавными. Температура среды в линии перед манометром должна быть близка к температуре окружающего воздуха.

5.8.4. Пульсация давления в конденсатном тракте после насосов может затруднять правильный отсчет показаний и вызывать сильный износ передаточного механизма манометров. Для уменьшения колебаний стрелки перед манометром устанавливается демпфер (пробка с отверстием малого диаметра).

5.8.5. Перед проведением испытаний и после них манометры следует подвергнуть поверкам с помощью грузопоршневого или образцового трубчато-пружинного манометра. По результатам поверок составляется протокол и строятся поправочные кривые.

К снятым показаниям манометров вносятся поправки на погрешность прибора по поправочным кривым и на расположение манометра относительно места отбора импульса. Поэтому перед испытаниями должны быть определены отметки установки манометров и места отбора импульсов относительно общей реперной точки (ось насоса, входной патрубок насоса).

5.8.6. Для определения давления на стороне всасывания конденсатного насоса в ряде случаев можно использовать результаты измерения давления в теплообменном аппарате (в конденсаторе, в ПНД, охладителе испарителя и т.п.) с внесением поправки на высоту уровня. Сопротивлением во всасывающем трубопроводе можно пренебречь или учесть его расчетным путем. Однако в случае снятия кавитационной характеристики на стороне всасывания насоса следует организовать непосредственное измерение давления.

5.9. Измерение мощности

5.9.1. Мощность, потребляемая электродвигателем насоса, измеряется с помощью ваттметров, включаемых по схеме двух ваттметров. Подключение приборов и их эксплуатация производятся в соответствии с действующими правилами технической эксплуатации электроустановок и правилами техники безопасности. Измерительная схема двух ваттметров здесь не приводится, так как она общеизвестна и широко используется при электротехнических измерениях на электростанциях.

5.9.2. При испытаниях насосов целесообразно измерять ток электродвигателя по штатному амперметру для оперативной оценки перегрузочных возможностей электродвигателя и контроля за устойчивостью работы насоса, особенно при кавитационных испытаниях.

5.IO. Измерение барометрического давления

5.IO.I. Высокая точность измерения барометрического давления необходима для определения Δh – подпора на стороне всасывания насоса. Лучшим измерительным средством является ртутный барометр. В его отсутствие на электростанции допускается применение мембранных барометров-анероидов, которые перед испытаниями должны пройти поверку.

5.IO.2. Если в районе электростанции имеется метеостанция, то можно использовать ее данные об атмосферном давлении в период проведения опытов с введением поправки на разницу геодезических отметок. Нельзя использовать прямые данные метеостанции в горных районах и районах с выраженным микроклиматом.

5.II. Примеры схем измерений при испытаниях конденсатных насосов для снятия энергетических характеристик приведены на рис.6. При кавитационных испытаниях объем измерений значительно сокращается. Схема измерений конденсатного насоса ПНД предусматривает составление полного теплового баланса подогревателя на базе экспериментальных данных. В большинстве случаев от измерений параметров в отборах и температур отводимого конденсата можно отказаться, приняв разность энтальпий греющего пара и конденсата из тепловых расчетов турбоустановки.

6. ПРОВЕДЕНИЕ ОПЫТОВ

6.I. Снятие энергетических характеристик насосов, откачивающих конденсат из конденсаторов турбин, как указывалось выше, удобно производить при остановленной турбине.

6.I.I. Перед испытаниями все связи конденсатного тракта с потребителями и источниками поступления конденсата должны быть надежно отключены. В конденсаторе следует накопить конденсат в пределах контролируемого уровня. Контур замыкается через линию рециркуляции. От деаэратора тракт отключается задвижкой перед ПНД. Подача насоса регулируется задвижками на стороне нагнетания насоса или на линии рециркуляции.

Опыт с нулевой подачей, при работе на закрытую задвижку, должен быть непродолжительным – I-2 мин, за это время три-четыре

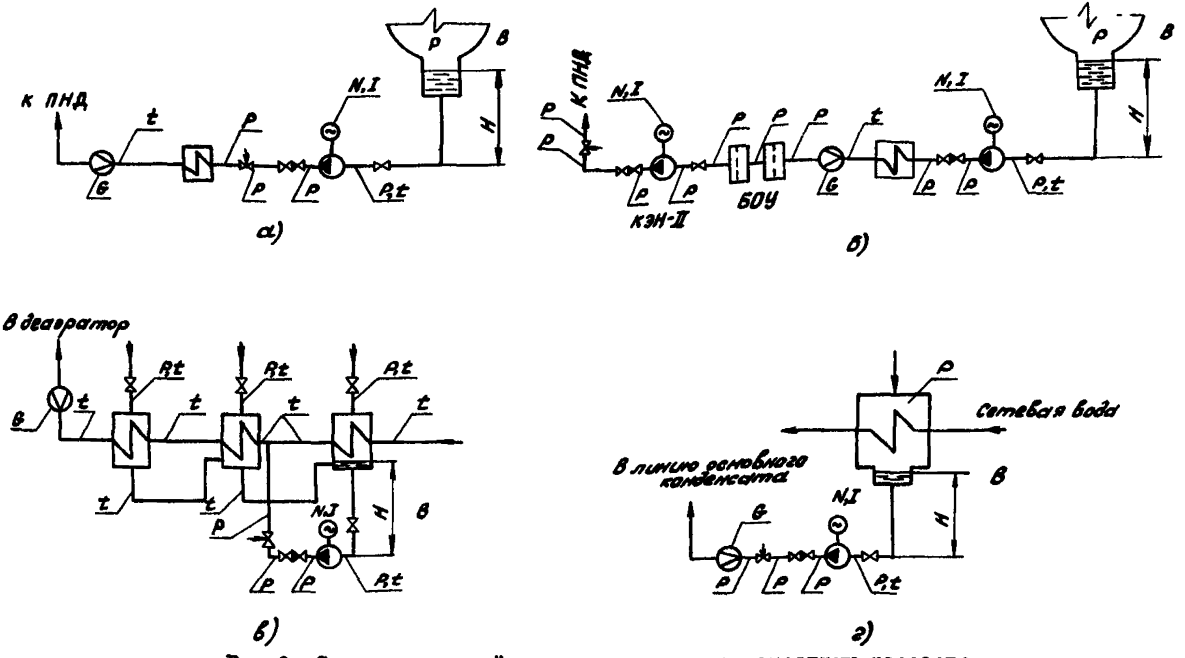


Рис. 6. Схемы измерений при испытаниях конденсатных насосов:

а – с одной ступенью конденсатных насосов; *б* – с двумя ступенями конденсатных насосов; *в* – с конденсатным насосом конденсата греющего пара ПНД; *г* – с конденсатным насосом сетевого подогревателя;

P – давление; *t* – температура; *G* – расход; *N* – мощность, потребляемая электродвигателем; *I* – ток, потребляемый электродвигателем; *H* – уровень конденсата; B – барометрическое давление

раза фиксируется давление в напорном и входном патрубках и потребляемая мощность. Продолжительность остальных опытов составляет 10-15 мин; запись параметров работы насоса ведется с периодичностью в 1 мин.

6.1.2. При проведении испытаний этих насосов на работающей турбине минимальная подача определяется конденсационной нагрузкой турбины. Поэтому перед началом опыта устанавливаются соответствующие электрические и тепловые мощности турбины и к испытаниям приступают после стабилизации режима. Если рециркуляция конденсата не нарушает измерений (сужающие устройства установлены до рециркуляции), подачу насоса можно регулировать ее открытием.

6.2. При испытаниях конденсатных насосов, откачивающих конденсат греющего пара из ПНД подогревателей сетевой воды и испарителей, расход конденсата и подача насосов определяются тепловой нагрузкой теплообменных аппаратов.

6.2.1. Для того, чтобы не изменять режим работы основного оборудования в широком диапазоне, в схемах, где расход конденсата измеряется сужающим устройством, подачу насосов можно изменять периодическим накапливанием и откачкой конденсата из корпусов подогревателей. При этом повышение уровня в аппаратах не должно нарушать их нормальной работы.

Учитывая, что при испытаниях этих насосов число измеряемых параметров невелико, продолжительность опытов может быть сокращена до 5 мин с записью показаний каждые 30 сек. Зная конструктивные размеры аппаратов, нетрудно предварительно рассчитать возможности изменения подачи насосов в пределах допустимых колебаний уровня. Регулирование подачи насосов следует осуществлять воздействием на регулирующий клапан.

6.2.2. Изменять подачу насосов, откачивающих конденсат греющего пара из ПНД, которая определяется из теплового баланса подогревателя, в определенных пределах можно путем регулирования тепловой нагрузки ПНД. Это осуществляется снижением температуры основного конденсата перед подогревателем или после него байпассированием или дросселированием греющего пара.

6.3. Снятие кавитационных характеристик производится при трех значениях подачи насоса постепенным снижением подпора на стороне всасывания. Признаками начала кавитационного срыва насоса является

снижение напора и потребляемой мощности. Снижение подпора наиболее удобно осуществлять прикрытием задвижки на стороне всасывания насоса. При проведении испытаний на конденсатных насосах основного тракта эти опыты можно проводить как при остановленной, так и работающей турбине. Однако наиболее представительными будут испытания на работающей турбине, когда параметры откачиваемого конденсата соответствуют рабочим.

При появлении признаков кавитационного срыва насоса снижение подпора следует прекратить и восстановить нормальный режим работы насоса. При параллельной работе двух насосов основным признаком начала срыва одного из насосов будет колебание потребляемой мощности.

Продолжительность каждого опыта составляет около 5 мин с тремя-четырьмя синхронными записями основных параметров работы насоса при заданном Δh.

6.4. Испытания конденсатного тракта проводятся при нормальной (проектной) схеме работы турбоустановки. Перед проведением опытов проверяется плотность закрытия арматуры на обводных линиях ПНД, БОУ и на линиях рециркуляции. После изменения нагрузки турбины режим работы должен стабилизироваться в течение не менее 15 мин, при переходе с насоса на насос, отключениях и включениях - в течение 10 мин. Продолжительность опытов должна обеспечивать не менее 10 записей основных параметров работы конденсатного тракта:

- расход конденсата;
- давление по тракту;
- мощность, потребляемая насосами.

В каждом опыте при испытаниях конденсатного тракта фиксируется по щитовым приборам электрическая и тепловая мощность турбоустановки и отмечается состав работающего вспомогательного оборудования.

6.5. Все измерения, проводимые в процессе испытаний, фиксируются в журналах наблюдения. Количество наблюдателей и журналов наблюдений для каждого вида и этапа испытаний определяет руководитель испытаний, исходя из местных условий и квалификации наблюдателей. В журналах обязательно должно фиксироваться время проведения измерения.

7. ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ

7.1. Первичная обработка результатов испытаний включает в себя:

- разметку границ опыта;
- усреднение показаний приборов за опыт;
- введение поправок к показаниям приборов;
- расчет величин по косвенным измерениям (расход, мощность, подпор);
- составление таблиц измеренных величин.

Методы обработки первичных данных не отличаются от обычно принятых и достаточно подробно изложены в технической литературе, посвященной экспериментальным работам, например в [8]. Однако следует учитывать некоторые особенности испытаний насосов и конденсатного тракта. При сравнительно небольшой продолжительности опыта при разметке его границ необходимо учитывать изменение уровней в теплообменных аппаратах, из которых откачивается конденсат, если расход конденсата определяется из теплового баланса. При измерениях расхода дифманометрами усреднению подвергаются не измеренные значения перепадов h_1 и h_2..., а $\sqrt{h_1}$ и $\sqrt{h_2}$...

Определяя фактический подпор на стороне всасывания конденсатного насоса, надо иметь в виду, что может иметь место как переохлаждение конденсата (при затоплении трубок теплообменного аппарата), так и перегрев за счет подвода горячих дренажей в конденсатосборник под уровень конденсата. Поэтому давление насыщенного пара следует определять по температуре, измеренной непосредственно перед насосом.

7.2. Для построения энергетических характеристик в первую очередь определяется подача насосов по результатам непосредственных измерений или по тепловому балансу подогревателя, из которого откачивается конденсат. Затем определяется напор (м), развиваемый насосом

$$H = \frac{P_{наг} - P_{вс}}{\gamma}, \qquad (7.1)$$

где $P_{наг}$ и $P_{вс}$ – в кгс/см^2, γ – в кгс/м^3.

Мощность (кВт), потребляемая собственно насосом, находится по измеренной мощности, потребляемой приводным электродвигателем:

$$N_н = N_д \cdot \eta_э , \qquad (7.2)$$

где $\eta_э$ – определяется по заводским характеристикам. В их отсутствие для оценки КПД электродвигателей можно воспользоваться усредненными значениями КПД современных электродвигателей, применяемых для привода конденсатных насосов, приведенных на графиках рис.7.

КПД насоса подсчитывается по формуле (I.I). По результатам выполненных расчетов строятся графические зависимости $H=f(Q)$, $N_н=f(Q)$ и $\eta_н=f(Q)$, которые сравниваются с заводскими (паспортными) данными и гарантиями.

7.3. Для совмещения характеристик насосов с характеристиками тракта удобно построить зависимости $P=f(G)$ для одного и двух параллельно работающих насосов, а при наличии двух ступеней насосов – и для двух последовательно работающих групп. При параллельной работе насосов их подача суммируется при заданном напоре, а при последовательной – суммируется напор при заданной подаче.

Пример построения таких графиков приведен на рис.8.

7.4. Для технико-экономических расчетов целесообразно построить зависимость $N_д=f(G)$, т.е. зависимость потребления энергии насосным агрегатом от его массовой подачи (рис.9).

7.5. При определении кавитационных характеристик антикавитационный запас энергии всасывания в общем виде находится из

$$\Delta h = \frac{P_{вс}}{\gamma} + \frac{c^2_{вс}}{2g} - \frac{P_п}{\gamma} ,$$

где $\frac{P_{вс}}{\gamma}$ и $\frac{P_п}{\gamma}$ – давление на стороне всасывания насоса и насыщенного пара при данной температуре воды на входе в насос, м вод.ст.;

$c_{вс}$ – скорость воды во входном патрубке, м/сек.

Для конденсатных насосов скоростным напором $\frac{c^2_{вс}}{2g}$ можно пренебречь, так как при обычной скорости во входном патрубке около I м/сек скоростной напор составит 0,05 м вод.ст.

Таким образом,

$$\Delta h = \frac{P_{вс} - P_п}{\gamma} , \qquad (7.3)$$

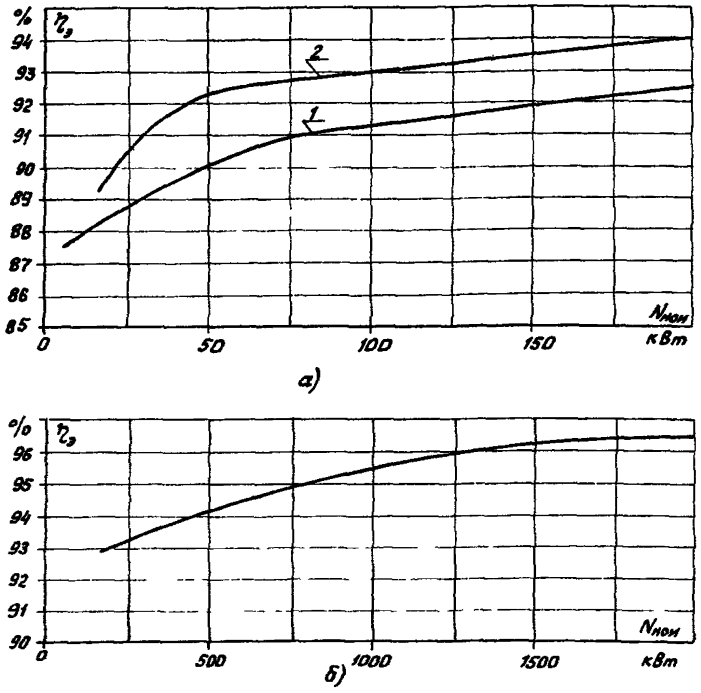


Рис.7. КПД электродвигателей привода конденсатных насосов: *а* – КПД электродвигателей на напряжение 0,38 кВ; *б* – КПД электродвигателей на напряжение 6 кВ; I – электродвигатели с частотой вращения 50 c^{-1} (3000 об/мин); 2 – электродвигатели с частотой вращения 25–I6,7 c^{-1} (I500–I000 об/мин)

где $\rho_п$ – определяется по термодинамическим таблицам водяного пара по температуре конденсата перед насосом.

На одном графике для каждой серии проведенных опытов строятся зависимости $H = f(\Delta h)$ и по началу падения напора определяется $\Delta h_{кр_I}$ для трех режимов работы насоса. Допускаемый для длительной эксплуатации подпор $\Delta h_{доп}$ должен примерно в I,5 раза превышать $\Delta h_{кр_I}$. Пример определения $\Delta h_{доп}$ по экспериментальным данным приведен на рис. I0 и II.

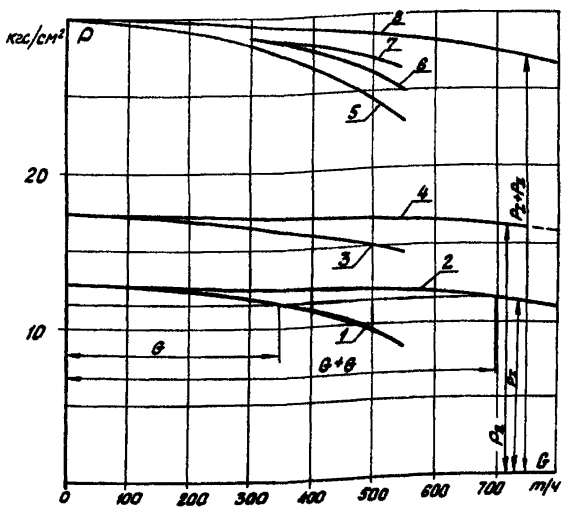


Рис.8. Характеристики $P=f(G)$ конденсатных насосов при параллельной и последовательной схемах их работы:

I – один насос I ступени; 2 – два насоса I ступени; 3 – один насос II ступени; 4 – два насоса II ступени; 5 – по одному насосу I и II ступени; 6 – один насос I и два насоса II ступени; 7 – два насоса I и один II ступени; 8 – по два насоса I и II ступеней

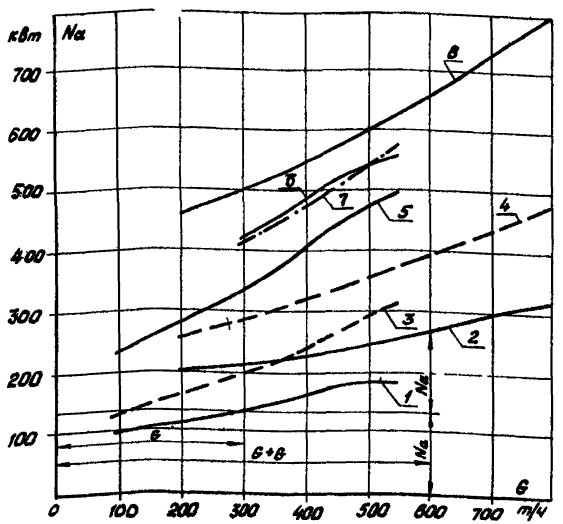


Рис.9. Характеристики $N\alpha=f(G)$ конденсатных насосов при параллельной и последовательной схемах их работы

Обозначения см. рис.8

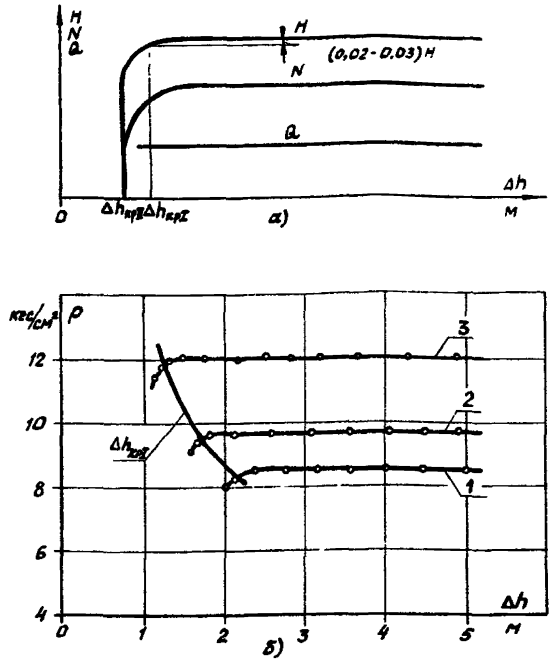


Рис. 10. Кавитационные характеристики насоса:
а – вид кавитационной характеристики; *б* – определение $\Delta h_{кр1}$ по экспериментальным данным;
1 – давление на стороне нагнетания насоса при $G_{макс}$; 2 – то же при $G_{ном}$; 3 – то же при $0{,}5\,G_{ном}$

7.6. Располагая данными о давлении и расходе в конденсатном тракте, можно определить гидравлическое сопротивление отдельных участков. Для каждого выбранного участка тракта находится усредненное значение коэффициента гидравлического сопротивления

$$\xi = \frac{\Delta P}{G^2} \cdot \gamma \,. \qquad (7.4)$$

Учитывая условность коэффициента гидравлического сопротивления ξ и что он используется только для расчета потерь давления на данном участке, единицы измерения можно выбрать любые, удобные для проведения этих расчетов. Зная ξ, разбив конденсатный тракт на

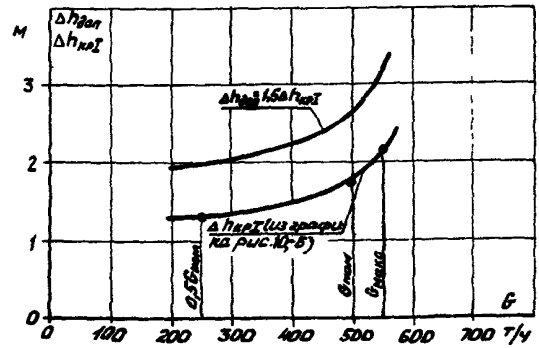


Рис. II. Допустимый подпор на стороне всасывания насоса

элементарные участки и задаваясь расходами G, можно рассчитать и построить характеристику сети. Это удобно выполнить путем сведения расчетов в таблицу.

По результатам расчета строится график $P_c = f(G)$, на который наносится и напорная характеристика конденсатных насосов (рис. I2). Избыток напора, развиваемый насосом, снимается дросселированием в регулирующем клапане. Из этих же расчетов определяется давление в местах основного конденсатного тракта, куда закачивается конденсат из регенеративных подогревателей и других теплообменных аппаратов. Определив из тепловых расчетов схемы или по результатам испытаний значения давления в корпусах теплообменных аппаратов, находим напорную характеристику и этих участков тракта.

8. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ И МЕРОПРИЯТИЯ ПО ПОВЫШЕНИЮ НАДЕЖНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ РАБОТЫ НАСОСОВ

8.I. Результаты испытаний подвергаются анализу для определения возможности реализации мероприятий по снижению затрат энергии на привод насосов. С этой точки зрения должны быть рассмотрены:

- гидравлическая характеристика тракта;
- энергетические характеристики насосов;
- совместимость характеристик тракта и насосов.

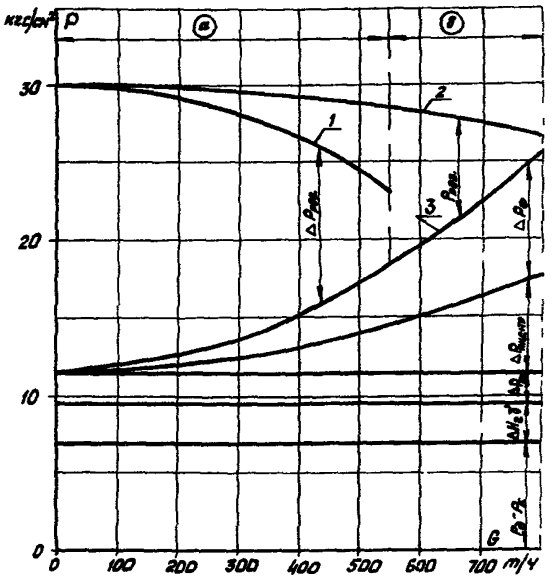


Рис. I2. Совмещенные характеристики конденсатных насосов и конденсатного тракта:

I – характеристика $P=f(G)$ при работе одного насоса I и II ступеней; 2 – характеристика $P=f(G)$ при работе двух насосов I и II ступеней; 3 – гидравлическая характеристика конденсатного тракта; $\Delta P_ф$ – потери давления на фильтрах БОУ; ⓐ и ⓑ – зоны работы одного и двух насосов каждой ступени

Гидравлическая характеристика тракта считается удовлетворительной, если сопротивления его отдельных элементов (ПНД, трубопроводов и арматуры) совпадают или близки к расчетным (паспортным). При обнаружении заметных превышений расчетных сопротивлений должны быть выявлены причины и приняты меры по их устранению.

По энергетическим характеристикам насосов дается оценка их состояния. Снижение КПД насоса и напора по сравнению с паспортными значениями на 3% следует считать допустимыми, так как это отклонение укладывается в допуски на изготовление насосов. Из совместных характеристик тракта и насосов выявляются возможности снижения напоров насосов и определяются режимы их работы. Избыток развиваемых насосами напоров в конечном счете определяется перепадом дав-

лений на регулирующем клапане. Снижение избыточных напоров насосов производится подрезкой рабочих колес или удалением отдельных ступеней.

8.2. При значительных несоответствиях энергетических характеристик паспортным данным необходимо произвести технический осмотр насоса для проверки состояния проточной части, геометрических размеров рабочих органов, качества сборки и монтажа. При этом следует определить диаметры рабочих колес и ширину каналов, проверить соосность рабочих колес относительно отводящих каналов.

Характерные неполадки в работе конденсатных насосов, их причины и способы устранения приведены в [6].

Заметное повышение КПД и напора у длительно эксплуатируемых насосов может быть достигнуто за счет повышения чистоты поверхностей водопроводящих каналов проточной части, которые подвергаются износу. Обработка производится пневматическими машинками, специальными фрезами, а в труднодоступных местах - напильниками и шаберами. Обработанные поверхности зачищаются наждачной бумагой.

8.3. Основным резервом повышения экономичности работы конденсатных насосов является снижение неоправданно высокого напора. Ограниченная номенклатура выпускаемых насосов зачастую приводит к тому, что при проектировании турбоустановки насосы выбираются со значительно завышенными подачами и напорами.

Учитывая, что конденсатные насосы не имеют экономичных средств регулирования, их характеристики должны выбираться с минимально необходимыми запасами. На рис. I3 показан метод определения оптимального напора и подачи насоса с учетом характеристики тракта.

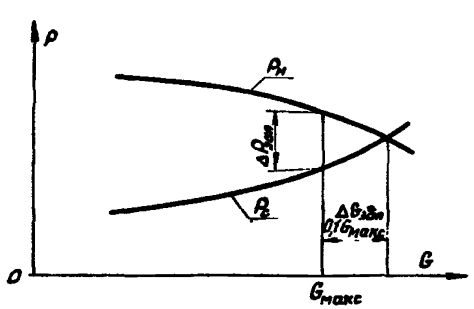


Рис. I3. Определение напора и подачи насоса:

$P_н$ и $P_с$ - характеристики насоса и сети; $G_{макс}$ - максимальный расход откачиваемого конденсата; $\Delta G_{зап}$ и $\Delta P_{зап}$ - запасы подачи и напора насоса

При определении подачи конденсатных насосов запас на режим регулирования и на эксплуатационный износ рабочих органов в условиях нормальной эксплуатации достаточно принять в 10% максимального расхода конденсата. Запас по напору при этом будет зависеть от крутизны напорной характеристики. Максимальный расход конденсата из конденсатора турбины должен включать в себя потоки воды, поступающие в конденсатор при максимальной нагрузке турбины, в том числе и на подпитку цикла.

8.4. Изменение напора и подачи центробежных насосов можно осуществлять изменением диаметров рабочих колес, исходя из следующих связей [9]:

$$\frac{G_1}{G_0} = \frac{D_2'}{D_2}; \qquad (8.1)$$

$$\frac{H_1}{H_0} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2, \qquad (8.2)$$

где G_0, H_0 и D_2 – исходные значения подачи, напора и диаметра рабочего колеса насоса;

G_1, H_1 и D_2' – новые значения подачи, напора и диаметра рабочего колеса насоса.

Таким образом, изменяя диаметры рабочих колес, можно в значительных пределах изменять характеристики насоса. Определять необходимые размеры рабочих колес следует путем проведения специальных расчетов. В основу расчетов должны закладываться заводские характеристики рабочих колес. Если геометрия рабочих колес многоступенчатого насоса идентична, весь развиваемый напор можно разделить на число ступеней. Достаточно точно значение подрезки определяется для насосов спирального типа, у которых подрезка рабочих колес на 15-20% не приводит к заметному снижению КПД. В насосах секционного типа подрезка может вызвать резкое снижение КПД и, если ее значение превышает 10%, результаты подрезки требуют экспериментальной проверки. Подрезке можно подвергать как отдельные ступени насоса, так и группу ступеней.

Изменение характеристик насоса при уменьшении диаметра рабочего колеса представлено на рис.14. Путем расчета нескольких вариантов изменения диаметров можно получить заданную характеристику

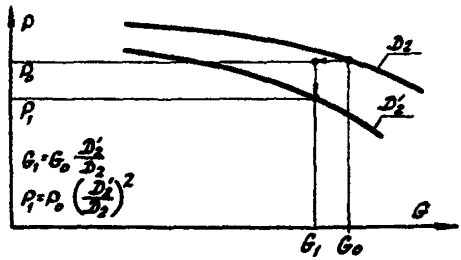


Рис. I4. Изменение напорных характеристик насоса при уменьшении диаметра рабочего колеса

насоса. Оценку изменения потребляемой насосом мощности можно произвести из уравнения

$$\frac{N_1}{N_0} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^3.$$

Для приближенных расчетов изменением КПД можно пренебречь. При значительных изменениях диаметров рабочих колес изменение КПД определяется экспериментальным путем.

Подрезка рабочих колес насосов спирального типа включает в себя проточку как лопастей, так и дисков. У секционных насосов протачиваются только лопасти (рис. I5).

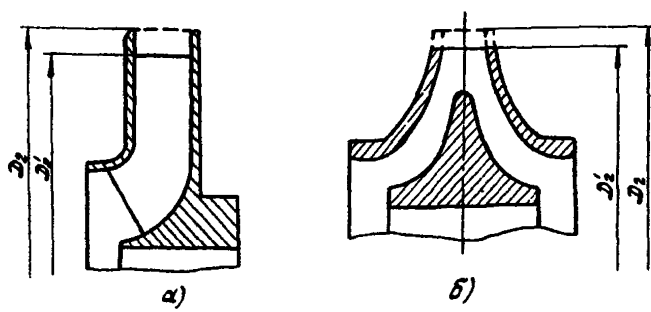


Рис. I5. Подрезка рабочих колес для снижения напора:

а – ступень секционного насоса; *б* – ступень спирального насоса; D_2 – исходный диаметр; D_2' – диаметр после подрезки

8.5. У многоступенчатых насосов снижение напора можно достичь путем удаления одного-двух рабочих колес. При этом вместо рабочего колеса и лопаточного отвода (направляющего аппарата) устанавливаются специальные втулки.

При рассмотрении возможности и целесообразности удаления рабочих колес у конденсатных насосов следует иметь в виду, что могут

изменяться направление и значение осевых усилий. Снижение напора и потребляемой мощности определяется по характеристикам удаляемых ступеней.

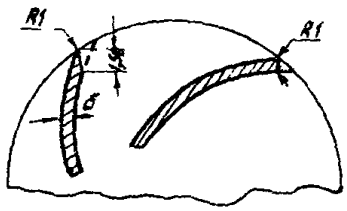


Рис. I6. Два способа затыловки лопастей рабочего колеса

8.6. Небольшое повышение напора (по [6] на 5-8%, а по [7] на 2-3%) при почти неизмененном КПД может быть получено путем затыловки выходных кромок лопастей. Подрезка выходных кромок с тыльной стороны (рис. I6) увеличивает угол выхода потока из рабочего колеса. Подрезка осуществляется вручную или на фрезерном станке.

Выполнение мероприятий по повышению напора может быть целесообразным, если оно позволяет более рационально использовать насосы.

Список использованной литературы

1. ГОСТ 6134-71-М. Насосы динамические. Методы испытаний.
2. ПРАВИЛА 28-64. Измерение расхода жидкостей, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами. - М.: Изд-во стандартов, 1964.
3. МУРИН Г.А. Теплотехнические измерения. 5-е изд. - М.: Энергия, 1979.
4. ПЕРЕЧЕНЬ единиц физических величин, устанавливаемых СТ СЭВ 1052-78 и подлежащих применению на энергопредприятиях системы Минэнерго СССР. - М.: СПО Союзтехэнерго, 1980.
5. МАЛЮШЕНКО В.В., МИХАЙЛОВ А.К. Энергетические насосы. Справочное пособие. - М.: Энергоиздат, 1981.
6. МАЛЮШЕНКО В.В., МИХАЙЛОВ А.К. Насосное оборудование тепловых электростанций. 2-е изд. - М.: Энергия, 1975.
7. НАСОСЫ. Справочное пособие. Пер. с нем. - М.: Машиностроение, 1979.
8. КЛЯМКИН С.Л. Тепловые испытания паротурбинных установок электростанций. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961.
9. БАЙБАКОВ О.В., ЗЕНГОФЕР О.И. Гидравлика и насосы. М.-Л.; Госэнергоиздат, 1957.

Ответственный редактор Л.С.Моргулис
Литературный редактор Ф.С.Кузьминская
Технический редактор Н.Т.Леонтьева
Корректор К.И.Миронова

Л 83897	Подписано к печати 5.05.82.	Формат 60x84 1/16
Печ.л. 2,5 (усл.печ.л.2,32)	Уч.-изд.л. 2,4	Тираж 1050 экз.
Заказ №471/82	Издат. № 415/81	Цена 36 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