РОССИЙСКОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО ЭНЕРГЕТИКИ
И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ "ЕЭС РОССИИ"

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОВЕДЕНИЮ ЭКСПРЕСС-ИСПЫТАНИЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН ТЭС

РД 153-34.1-30.311-96

СЛУЖБА ПЕРЕДОВОГО ОПЫТА ОРГРЭС

Москва 2001

gost.e-ecolog.ru

Разработано Открытым акционерным обществом "Фирма по наладке, совершенствованию технологии и эксплуатации электростанций и сетей ОРГРЭС"

Исполнитель *А.М. САХАРОВ*

Утверждено Департаментом науки и техники РАО "ЕЭС России" 30.12.96

Начальник *А.П. БЕРСЕНЕВ*

Ключевые слова: паровая турбина, экспресс-испытания, измерения параметров, опыт, программа испытаний, идентичность схем и режимных условий, оценка изменения общей экономичности.

© СПО ОРГРЭС, 2001

УДК 621.311

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО ПРОВЕДЕНИЮ
ЭКСПРЕСС-ИСПЫТАНИЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН ТЭС

РД 153-34.1-30.311-96
Введено впервые

Дата введения $\frac{2001 - 08 - 01}{\text{год} - \text{месяц} - \text{число}}$

1 ОБЩАЯ ЧАСТЬ

Настоящие Методические указания составлены на основе обобщения материалов ОАО "Фирма ОРГРЭС", а также опыта других наладочных организаций и персонала ряда электростанций.

Выпущенные более 20 лет назад инструкции по проведению экспресс-испытаний (ЭИ) турбин шести типов к настоящему времени достаточно устарели, а процесс обработки результатов в них зачастую неоправданно усложнен. Кроме того, программы самих испытаний с точки зрения накопленного с тех пор опыта, могут быть существенно сокращены и унифицированы без ущерба для надежности и полноты получаемых результатов, что особенно важно, если учесть эксплуатационные проблемы, затрудняющие качественное и своевременное проведение испытаний.

Издание официальное

Настоящий РД не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен без разрешения организации-разработчика

Таким образом, актуальность настоящей работы вызвана необходимостью максимального сокращения трудоемкости испытаний и обработки экспериментальных данных с сохранением при этом представительности и точности конечных результатов (приложение А).

2 НАЗНАЧЕНИЕ ЭИ

Экспресс-испытания турбин проводятся для обеспечения грамотной и экономичной эксплуатации в целях получения данных, необходимых при оценке следующих факторов:

— текущего изменения общей экономичности;

— состояния отдельных элементов и своевременного выявления дефектов;

— качества ремонта (реконструкции) турбины или ее элементов.

Анализ результатов ЭИ позволит обоснованно судить о том, следует ли остановить турбину (или, если это возможно, отключить отдельные элементы установки) для ревизии и устранения дефектов или оставить ее в работе до ближайшего ремонта. При принятии решения сопоставляются возможные затраты на останов, проведение восстановительных работ, недоотпуск электрической (тепловой) энергии и другие с потерями, обусловленными эксплуатацией оборудования с пониженной экономичностью.

Экспрес-испытания проводятся силами персонала цехов (групп) наладки в соответствии с программой, утвержденной техническим руководителем электростанции.

Периодичность ЭИ между ремонтами строго не регламентируется и во многом зависит от состояния турбоагрегата, его наработки, уровня эксплуатации, качества проведения пуско-остановочных операций и других обстоятельств (например, внеочередное испытание следует провести после неудачного пуска с нарушением требований инструкции, аварийным снижением параметров пара и т.д.). Однако в среднем такие испытания рекомендуется проводить каждые три-четыре месяца.

3 ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ, ПОЛОЖЕННЫЕ В ОСНОВУ ЭИ

Ввиду того, что в основу ЭИ положен принцип сравнительной оценки изменяющихся показателей работы оборудования, для решения задач, приведенных в разделе 2 настоящих Методических указаний, не следует проводить громоздких по объему и дорогостоящих так называемых балансовых испытаний турбоустановки с высокоточным измерением многочисленных расходов пара и воды и последующим расчетом абсолютных показателей экономичности — удельных расходов тепла (пара). Поэтому в качестве основного критерия изменения общей экономичности турбоагрегата вместо весьма трудоемких в определении удельных расходов тепла (пара) принимается электрическая мощность, достаточно точное измерение которой не представляет большого труда. При этом сравниваются зависимости этой мощности не от расхода свежего пара на конденсационном режиме, как это обычно практикуется, а от давления в контрольной ступени турбины при отключенной системе регенерации (это позволяет исключить влияние режимов и показателей работы регенеративных подогревателей на расположение и характер протекания указанной зависимости и, следовательно, дает возможность провести корректный анализ сравниваемых результатов последующих ЭИ). Если учесть однозначную линейную зависимость давления в контрольной ступени от расхода свежего пара, а также возможность достаточно точного его определения, такой прием позволяет отказаться от организации трудоемкого измерения расхода свежего пара с высокой точностью без увеличения погрешности конечного результата (следует отметить, что при тщательном проведении испытаний с одними и теми же, измерительными приборами и соблюдении требований настоящих Методических указаний надежность и точность полученных результатов будет достаточно велика и может даже превысить точность "балансовых" испытаний, достигая уровня квадратичной погрешности порядка ± 0,4%).

Таким образом, об изменении общей экономичности турбоагрегата можно будет судить по результатам сравне-

ния зависимостей электрической мощности от давления в контрольной ступени, полученным в результате последовательно проведенных ЭИ.

Что касается анализа состояния отдельных элементов турбоагрегата, то его основными критериями являются следующие:

— **для собственно турбины**: внутренний относительный КПД цилиндров, работающих в зоне перегретого пара; диаграмма парораспределения; давление по ступеням;

— **для конденсатора**: вакуум и температурный напор при одинаковых граничных условиях (расход и температура циркуляционной воды на входе, расход отработавшего пара); переохлаждение конденсата; нагрев циркуляционной воды; гидравлическое сопротивление;

— **для регенеративных и сетевых подогревателей**: температура нагреваемой воды на выходе, температурный напор, потери давления в паропроводе отбора, переохлаждение конденсата греющего пара.

4 УСЛОВИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ НАДЕЖНОСТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭИ И ИХ СОПОСТАВИМОСТЬ

Как упоминалось в разделе 3, для обеспечения максимальной надежности и точности результатов, а значит, и правильности выводов при проведении последовательных испытаний необходимо выполнить ряд условий, основные из которых следующие.

4.1 Идентичность тепловой схемы и режимных факторов

Во время каждого испытания должны быть надежно отключены все отборы пара от турбины на собственные нужды и деаэратор, закрыты дренажные и продувочные линии, трубопроводы связи с другими установками, трубопроводы подпитки, впрыск охлаждающей воды в промежуточный перегрев и т.д.

При проведении опытов с включенной регенерацией следует соблюдать равенство расходов свежего пара и питательной воды через трубные пучки ПВД. Большое внимание при

проведении опытов необходимо уделять поддержанию минимальных отклонений параметров пара от номинальных и средних значений за опыт (см. раздел 6.1). Для повышения точности конечных результатов следует строго соблюдать требования к минимальной длительности каждого опыта (40 мин стабильного режима — см. раздел 6.2) и равной продолжительности каждого режима при последующих испытаниях в целях уменьшения расхождения значений случайных ошибок.

4.2 Идентичность схемы измерений и применяемых приборов

Схема измерений при ЭИ должна проектироваться таким образом, чтобы параметры пара и воды измерялись в одних и тех же местах с помощью одинаковых приборов, поверенных до и после каждого испытания.

В составе типового перечня находятся следующие применяемые при испытании точки измерения:

— **давления**: пара до и после стопорного клапана, за регулирующими клапанами, в камерах регулирующей ступени, отборов и перед соответствующими подогревателями, за цилиндрами высокого и среднего давления, перед цилиндром среднего давления (три последних в основном для турбин с промперегревом), пара перед сужающими расходомерными устройствами, отработавшего пара;

— **температуры**: пара перед стопорным клапаном, за цилиндрами высокого и среднего давления, перед цилиндром среднего давления (три последних в основном для турбин с промперегревом), в камере и паропроводах производственного отбора; основного конденсата и питательной воды до и после каждого подогревателя и за обводными линиями; циркуляционной воды до и после конденсатора; сетевой воды до и после подогревателей; конденсата греющего пара всех подогревателей (желательно);

— **электрической мощности** на зажимах генератора;

— **расходов**: свежего пара и питательной воды, пара отбора на производство, основного конденсата сетевой воды;

— **механических величин**: положения штоков сервомотора и регулирующих клапанов, угла поворота кулачкового вала.

Применяемые приборы:

Давление среды измеряется с помощью манометров МТИ класса 0,5; вакуум в конденсаторе желательно измерять ртутными вакуумметрами либо вакуумметрами абсолютного давления в комплекте с регистрирующими приборами типа КСУ или цифровыми устройствами. Учитывая специфику ЭИ (см. раздел 3), особое внимание следует уделить максимально надежному измерению давления в контрольных ступенях турбины (так как последние выбираются, как правило, в зоне малых давлений, не превышающих 3—4 кгс/см^2, при выборе и установке манометров или мановакуумметров необходимо обеспечить минимальные значения поправок по протоколам поверки и на высоту присоединения, а еще лучше свести последнюю к нулю). Атмосферное давление измеряется с помощью ртутного барометра либо анероида.

Температура среды измеряется в основном термопреобразователями ХК (ХА) в комплекте с потенциометрами КСП(ПП) или термометрами сопротивления с мостами КСМ. Температуру циркуляционной и сетевой воды часто предпочтительнее измерять лабораторными ртутными термометрами с ценой деления 0,1°С.

Следует отметить, что количество независимых измерений давления и температуры пара до и после цилиндров, работающих в зоне перегретого пара, должно обеспечить надежное определение их внутреннего КПД (так, в частности, по турбине К-300-240 необходимо иметь, как минимум, по две точки измерения температуры и давления свежего пара и пара перед ЦСД, а также по две точки измерения давления и по четыре — температуры пара после ЦВД и ЦСД).

Электрическая мощность измеряется с помощью специально собранной схемы двух ваттметров класса 0,5 (0,2), присоединенных параллельно счетчикам электроэнергии.

Расход пара и воды измеряется штатными расходомерами, поверенными до и после ЭИ. Точность таких измерений

вполне достаточна, так как расход при ЭИ необходим лишь для вспомогательных целей (например, для минимизации расхождений расходов свежего пара и питательной воды, определения тепловой нагрузки подогревателей и т.д.).

5 ПРОГРАММА ЭИ

Поскольку основное влияние на изменение экономичности турбоустановки оказывает состояние проточной части турбины, в качестве основного раздела программы необходимо предусмотреть проведение опытов на конденсационном режиме с полностью отключенной системой регенерации, что исключает влияние отдельных элементов тепловой схемы и режимных условий на уровень экономичности и, следовательно, позволяет выявить влияние лишь собственно турбины. Действительно, при наличии в каждом из последовательно проведенных испытаний с полностью включенной регенерацией различных по значению расхождений между расходами свежего пара и питательной воды и (или) по каким-либо причинам показателей работы отдельных регенеративных подогревателей будет отсутствовать возможность корректного сопоставления результатов испытаний между собой и однозначного определения изменения мощности, обусловленного лишь состоянием проточной части (износом уплотнений, заносом, повреждениями и т.д.) и конденсатора.

Таким образом, **первая серия ЭИ** турбин любого типа предполагает проведение 5-6 опытов на конденсационном режиме с отключенной системой регенерации (ПВД, деаэратор и два последних ПНД) в диапазоне электрических нагрузок от 25% номинальной до максимума, допускаемого инструкцией по эксплуатации.

Вторая серия ЭИ состоит также из 5-6 опытов на конденсационном режиме в аналогичном диапазоне нагрузок, но при проектной тепловой схеме. Цель выполнения данной серии — сравнение значений электрической мощности (в том числе максимально достигнутой) в последовательных ЭИ с анализом изменения показателей регенеративных подогревателей и конденсатора.

Третья серия ЭИ проводится лишь для турбин с регулируемыми отборами пара. Цель опытов — сравнение характеристик турбоагрегата и его элементов при расходе свежего пара, превышающем максимально допустимый на конденсационных режимах, а также определение показателей экономичности сетевых подогревателей при проектной тепловой схеме. Серия состоит из 3 опытов и включает ориентировочно следующие режимы:

Турбины с регулируемым отбором на теплофикацию

Проводятся 3 опыта при расходах свежего пара максимальном, 90%-ном и 80%-ном с минимальным открытием поворотных диафрагм ЧНД (для турбин с двумя выходами Т-отбора, например Т-100-130, включены оба сетевых подогревателя и, возможно, встроенные пучки конденсатора).

Турбины с регулируемыми отборами на теплофикацию и производство

Проводятся 3 опыта при расходах свежего пара максимальном, 90%-ном и 80%-ном с включенными регулируемыми отборами и минимальным открытием поворотных диафрагм ЧНД (как и в предыдущем случае, для турбин с двумя выходами Т-отбора включены оба сетевых подогревателя и, возможно, встроенные пучки конденсатора). Значения производственного отбора при этом выбираются с учетом пропускной способности ЧСД.

6 ПОРЯДОК И УСЛОВИЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЯ

6.1 Стабильность режима

От стабильности протекания режима в каждом опыте зависит надежность и точность получаемых результатов. Для обеспечения стабильности рекомендуется соблюдать следующие основные условия:

— каждый опыт проводится при неизменном положении органов парораспределения, что обеспечивается постановкой

последних на ограничитель мощности или специальный упор. В некоторых случаях, зависящих от конкретных условий работы системы регулирования, стабильности частоты сети, вида топлива и т.д., необходимость указанных дополнительных мероприятий отпадает;

– не производятся какие-либо переключения в тепловой схеме (за исключением, разумеется, аварийных), которые могут повлиять на значения фиксируемых во время опыта показателей и параметров;

– отключается регулятор "до себя";

– не допускается разница расходов свежего пара и питательной воды более чем на 10%;

– не нарушаются пределы допустимых отклонений параметров пара (таблица 1).

Таблица 1

Параметр	Максимально допустимое отклонение среднего значения от номинального	Максимально допустимое отклонение от среднего значения за опыт
Давление свежего пара, %	±3	±2
Вакуум в конденсаторе, мм рт.ст	–	±2
Температура свежего пара и пара промперегрева, °С	±8	±6

6.2 Длительность опыта и частота записи показаний

Нормальная длительность опыта составляет порядка 40 мин установившегося режима турбоагрегата.

Записи в журналах наблюдений осуществляются одновременно каждые 5 мин, электрической мощности – 2 мин. Частота фиксации показаний автоматическими приборами составляет 2–3 мин.

6.3 Контроль хода опыта

Залогом высокого качества испытания является постоянный контроль режима турбоагрегата и его элементов, а также надежности работы схемы измерений.

Оперативный контроль такого рода осуществляется во время опыта по показаниям приборов с использованием следующих критериев, основанных на сопоставлении между собой основных параметров и показателей работы отдельных элементов:

— минимальной разницы расходов свежего пара и питательной воды;

— постоянства параметров свежего пара;

— неизменности степени открытия паровпускных органов турбины.

Важным критерием хода опыта является также логическая увязка между собой и с нормативными или расчетными данными следующих параметров цикла:

— давления пара до и после стопорных клапанов и за открытыми регулирующими клапанами;

— давления пара за закрытыми регулирующими клапанами и в камере регулирующей ступени;

— давления пара по линии процесса расширения;

— давления пара в камерах отборов и перед соответствующими подогревателями;

— температуры по ходу пара, конденсата, питательной и сетевой воды (особенно до и после врезки трубопроводов обвода подогревателей по воде).

Во время испытания его руководитель ведет дневник, в котором фиксируются время начала и конца каждого опыта, его особенности и основные характерные черты, в частности общие показатели режима (мощность, расходы, состояние отдельных элементов схемы, положение арматуры, барометрическое давление и т.д.).

7 ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ И ИХ АНАЛИЗ

За основу при оценке состояния оборудования принимаются средние из измеренных во время опытов параметров и величин после введения всех необходимых поправок [2]. Для возможности последующего сравнения результатов испытания между собой они приводятся к одинаковым параметрам и номинальным условиям с помощью поправочных кривых

завода-изготовителя или кривых содержащихся в типовых характеристиках. Для определения энтальпий пара и последующего расчета внутренних КПД используются *I-S*-диаграмма для водяного пара и таблицы [1].

7.1 Характеристики системы пароораспределения

Такими характеристиками принято называть зависимости давлений пара за регулирующими клапанами и в камере регулирующей ступени, а также подъема штоков сервомотора и клапанов и (или) поворота кулачкового вала от расхода свежего пара (давления в контрольной ступени).

Для построения таких зависимостей значения давления пересчитываются на номинальное начальное значение давления по формуле

$$p_i^{\text{пр}} = p_i^{\text{оп}} \frac{p_o^{\text{н}}}{p_o^{\text{оп}}}, \qquad (1)$$

где p_o — номинальное давление свежего пара;

$p_o^{\text{оп}}$, $p_i^{\text{оп}}$ — давление свежего пара и за клапаном или в камере регулирующей ступени в условиях опыта.

Расход (G) свежего пара в условиях опыта пересчитывается на номинальные начальные параметры пара по формуле

$$G_o^{\text{пр}} = G_o^{\text{оп}} \frac{p_o^{\text{н}}}{p_o^{\text{оп}}} \sqrt{\frac{T_o^{\text{оп}}}{T_o^{\text{н}}}}, \qquad (2)$$

где $T_o^{\text{оп}}$ и $T_o^{\text{н}}$ — соответственно температура свежего пара в условиях опыта и номинальная, К.

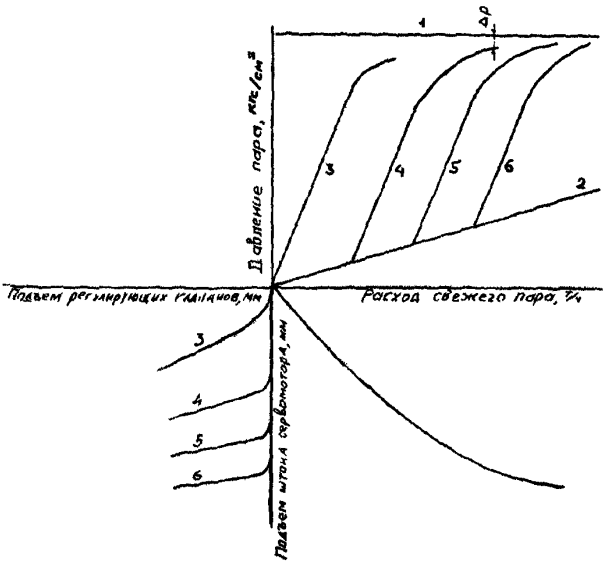
Указанные графические зависимости показаны на рисунке 1.

Для анализа кривых на рисунке 1 используются следующие показатели:

— значение суммарной потери давления (Δp) на трассе стопорный клапан — полностью открытый регулирующий клапан (обычно не превышает 3—5%);

— соответствие очередности открытия регулирующих клапанов заводской диаграмме или данным испытаний однотипных турбин (при анализе правильности настройки системы парораспределения следует иметь в виду, что более пологое протекание линии давления за каким-либо клапаном при последующем испытании может быть вызвано износом сопл соответствующего сегмента, а более крутое — уменьшением их сечения, например вследствие завальцовки; давление за закрытым клапаном должно равняться давлению в камере регулирующей ступени);

— зависимость подъема штока сервомотора (поворота кулачкового вала), протекающая плавно, без изломов и площадок (наличие последних указывает на нарушение формы статической характеристики).



1 – перед стопорным клапаном, 2 – в камере регулирующей ступени, 3, 4, 5 и 6 – 1-й, 2-й, 3-й и 4-й регулирующие клапаны

Рисунок 1 – Характеристики системы парораспределения

7.2 Зависимости давлений пара по ступеням от давления в контрольной ступени

Данные зависимости, используемые для оценки возможных изменений в проточной части турбины, анализируются в основном по результатам опытов с отключенной регенерацией. Эти зависимости можно также сравнивать и по результатам опытов с включенной регенерацией, однако ввиду того, что в этом случае опытные значения должны быть скорректированы с учетом возможного несоответствия расходов свежего пара и питательной воды и характеристик регенеративных подогревателей по каждому из испытаний, данные опытов этой серии для анализа состояния проточной части практически не используются.

Сравниваемые значения давления для турбин с промперегревом должны быть приведены к номинальному значению температуры свежего пара (ступени до промперегрева) и пара после промперегрева (ступени ЦСД и ЦНД) по формулам:

$$p_{пр} = p_{оп}\sqrt{\frac{T_о^н}{T_о^{оп}}}; \qquad (3)$$

$$p_{пр} = p_{оп}\sqrt{\frac{T_{пп}^н}{T_{пп}^{оп}}} \qquad (4)$$

(при поддержании значений температуры близкими к номинальным этими поправками можно пренебречь).

Большое значение для надежности оценки результатов испытаний имеет выбор контрольной ступени (см. раздел 3 настоящих Методических указаний). Как правило, в качестве контрольной выбирается ступень в зоне низких давлений, так как, во-первых, из-за отсутствия заноса проточной части в этой зоне и относительно больших зазоров проходные сечения этих ступеней достаточно стабильны во времени и, во-вторых, при фиксации давлений в этой ступени во

время опытов можно обеспечить большую точность отсчета показаний манометра. При проведении испытания обычно фиксируются значения давления практически во всех камерах регенеративных отборов, а окончательный выбор контрольной ступени осуществляется лишь после тщательного анализа графических зависимостей давления в остальных ступенях от давления в ступенях, которые предполагается использовать в качестве контрольных (такие зависимости в соответствии с формулой Флюгеля практически прямолинейны и направлены в начало координат).

В таблице 2 представлены ступени проточной части турбин основных типов, которые обычно используются в качестве контрольных.

Таблица 2

Тип турбины	Камера отбора, используемая в качестве контрольной ступени на подогревателе
К-160-130	ПНД-5
К-200-130	ПНД-3
К-300-240 ЛМЗ	ПНД-3
К-300-240 ХТГЗ	ПНД-4
Т-100-130	ПНД-1
ПТ-60-130	ПНД-3

При анализе графического материала рекомендуется принимать во внимание следующее:

— совпадение вышеперечисленных зависимостей при последовательных испытаниях свидетельствует об отсутствии существенных изменений проходных сечений проточной части;

— более крутое расположение линий по отношению к полученным по предыдущим испытаниям свидетельствует о солевом заносе либо о местном повреждении соплового аппарата;

— более пологое протекание линий указывает на увеличение зазоров (исключая вариант сравнения результатов до и после промывки).

7.3 Внутренний (относительный) КПД цилиндров, работающих в зоне перегретого пара

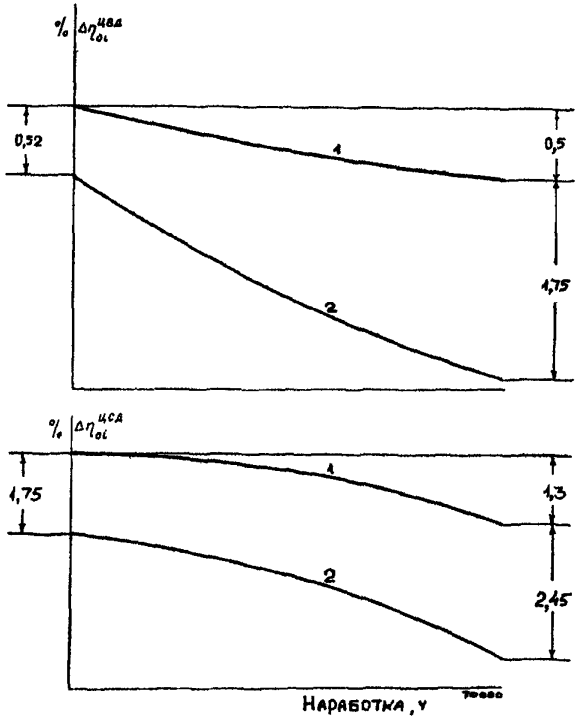
Значения внутренних КПД цилиндров рассчитываются с помощью общепринятых формул по результатам опытов с включенной и отключенной системой регенерации, часть которых проводится при полном открытии всех или нескольких групп регулирующих клапанов [2], [9].

Как показано в [9], на значение внутреннего КПД цилиндра турбины влияют в основном следующие факторы: характеристика системы парораспределения (давление за регулирующими клапанами, потери при их полном открытии, значения перекрыш); давления по проточной части; состояние лопаточного аппарата и протечки через надбандажные и диафрагменные уплотнения и разъемы диафрагм и цилиндров. Однако если влияние двух первых факторов на изменение значения КПД в период между последовательными испытаниями может быть, хотя бы приблизительно, оценено с помощью *I-S*-диаграммы и расчетных данных по проточной части (по изменению отношения U/C_0), то способы непосредственного контроля внутрицилиндровых протечек, к сожалению, отсутствуют и об изменении их значения приходится судить лишь по результатам косвенных измерений, в частности температуры за контролируемым отсеком турбины. Температура пара, протекающего через внутренние уплотнения, существенно выше температуры пара, проходящего через сопловой и лопаточный аппараты, поэтому при тех же условиях с увеличением зазоров в уплотнениях в период эксплуатации температура пара (а следовательно, и энтальпия) на выходе из цилиндра будет превышать исходную на все большое значение (соответственно будут снижаться значения внутреннего КПД, рассчитанные по параметрам, измеренным до и после цилиндра).

Ввиду того, что при включенной регенерации часть высокотемпературных протечек помимо лопаточного аппарата сбрасывается в соответствующие подогреватели, температура пара после цилиндра будет ниже, а следовательно, значение внутреннего КПД последнего больше аналогичных

значений в опытах с отключенной регенерацией. Исходя из этого, по значению расхождения внутренних КПД, полученных в опытах с включенной и отключенной регенерацией во времени, можно судить об изменении "плотности" проточной части соответствующего цилиндра турбины.

В качестве иллюстрации на рисунке 2 показано изменение внутренних КПД ЦВД и ЦСД турбин К-300-240 во времени (ч), по результатам испытаний [10].



1 и 2 – система регенерации соответственно включена и отключена

Рисунок 2 – Изменение внутренних КПД ЦВД и ЦСД

Таким образом, как показывает анализ результатов многочисленных испытаний турбин разных типов, наиболее

характерными причинами снижения внутренних КПД турбин или их цилиндров являются:

– повышенное дросселирование в системе парораспределения;

– увеличение зазоров в проточной части по сравнению с расчетными значениями;

– несоответствие проходных сечений расчетным;

– наличие заноса проточной части, влияющего на значение профильных потерь и отношение U/C_0;

– износ и повреждение элементов проточной части.

7.4 Эффективность системы регенерации и сетевых подогревателей

Эффективность системы регенерации характеризуется значениями температуры питательной воды и конденсата за каждым подогревателем, показываемыми на графиках в зависимости от значений расхода свежего пара или давления в контрольной ступени.

При понижении температуры воды после подогревателя по сравнению с предыдущим испытанием следует прежде всего определить зависимость температурного напора подогревателя (недогрева относительно температуры насыщения) от удельной тепловой нагрузки или от расхода свежего пара (давления) в контрольной ступени и сравнить ее с нормативной или расчетной. Причинами повышения температурного напора могут явиться следующие факторы:

– высокий уровень конденсата в корпусе;

– размыв подпорных шайб между ходами воды;

– загрязнение поверхности трубок;

– "завоздушнивание" корпусов подогревателей вследствие повышенных присосов воздуха и неудовлетворительной работы системы отсоса воздуха и т.д.

Если температурный напор соответствует норме, то необходимо сопоставить значения давления пара в подогревателе и соответствующей камере турбины, т.е. определить гидравлическое сопротивление паропровода. Причинами увеличения последнего может, в частности, явиться повышенное дросселирование в запорном органе или обратном клапане.

При выяснении причин недогрева воды за подогревателем, снабженным обводной линией, следует убедиться в плотности последней. Это особенно важно при анализе работы ПВД, которые снабжены трубопроводами группового обвода с быстродействующими клапанами, плотность которых зачастую бывает нарушена.

Сетевые подогреватели в составе современных турбоустановок со ступенчатым подогревом сетевой воды стали практически неотъемлемой частью турбины, оказывая существенное влияние на ее экономические показатели. При анализе эффективности их работы применяются те же критерии и приемы, что и для регенеративных подогревателей, однако, учитывая многообразие режимов сетевых подогревателей (возможное разрежение в паровом пространстве, более низкое качество воды по отношению к конденсирующемуся пару и т.д.), особое внимание при анализе их состояния следует уделять воздушной плотности, наличию отложений на внутренних поверхностях трубного пучка и соответствию поверхности теплообмена расчетному значению (в частности, количеству заглушенных трубок).

7.5 Эффективность конденсатора

Основным параметром, характеризующим эффективность конденсатора при заданных паровой нагрузке (расходе отработавшего пара), расходе охлаждающей воды и ее температуре на входе, является вакуум (давление отработавшего пара), фактические значения которого сравниваются с результатами предыдущих испытаний.

При повышенных значениях вакуума необходимо провести тщательную проверку состояния конденсационной установки, что сводится в основном к анализу значений отдельных компонентов, определяющих температуру насыщения (T_s), соответствующую фактическому вакууму, по формуле [9]

$$T_s = T_1 + \Delta T + \delta T, \qquad (5)$$

где T_1 и ΔT – температура охлаждающей воды на входе в конденсатор и ее нагрев;

δT — температурный напор конденсатора, определяемый как разность температур насыщения и охлаждающей воды на выходе.

Температура охлаждающей воды перед конденсатором при прямоточной системе водоснабжения является так называемым внешним фактором, который определяется в основном лишь гидрологическими и метеорологическими условиями, а при оборотной системе существенно зависит также и от эффективности водоохлаждающих установок, в частности градирен (поэтому в последнем случае следует проверить охлаждающую способность такой установки и ее соответствие нормативным данным).

Другим компонентом, влияющим на вакуум, является нагрев охлаждающей воды, который при заданной паровой нагрузке зависит от расхода охлаждающей воды. Увеличение нагрева воды свидетельствует о недостаточном ее расходе, причинами чего могут быть увеличенное гидравлическое сопротивление вследствие загрязнения трубок и (или) трубных досок посторонними предметами, илистыми и минеральными отложениями, ракушками и прочим, а также снижение по какой-либо причине подачи циркуляционных насосов, неполное открытие арматуры, уменьшение сифонного эффекта и т.д.

Одной из причин ухудшения теплообмена в конденсаторе может быть также образование тонкого слоя минеральных или органических отложений на внутренней поверхности трубок, который не вызовет заметного повышения гидравлического сопротивления и поэтому не может быть обнаружен по росту последнего. О влиянии этого фактора можно судить лишь с помощью анализа основного интегрального показателя состояния охлаждающей поверхности — температурного напора [третьего слагаемого в формуле (5)].

Температурный напор конденсатора (как и практически любого теплообменного аппарата) представляет собой, как и общий коэффициент теплопередачи, наиболее полный и универсальный критерий эффективности процесса передачи тепла от отработавшего пара к охлаждающей воде. При этом следует учитывать, что в отличие от коэффициента теплопередачи, который не может быть получен путем непосред-

ственных измерений, а лишь с помощью громоздких расчетов, температурный напор определяется достаточно просто и поэтому широко используется в эксплуатации.

На температурный напор конденсатора влияют практически все основные факторы, характеризующие условия эксплуатации и состояние отдельных элементов конденсационной установки: паровая нагрузка, температура и расход охлаждающей воды, воздушная плотность вакуумной системы, состояние поверхности трубок, количество заглушенных трубок, эффективность работы воздухоудаляющих устройств и др. Для анализа причин роста температурного напора при заданных расходе охлаждающей воды, ее температуре на входе и паровой нагрузке конденсатора анализируется каждый из перечисленных факторов и показателей:

— воздушная плотность вакуумной системы — с помощью измерения количества воздуха, отсасываемого из конденсатора;

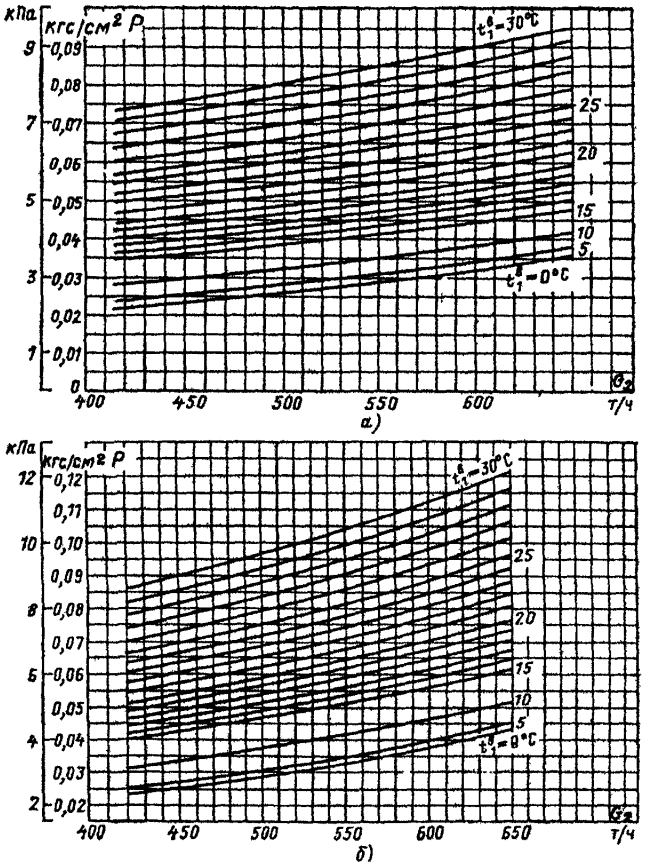
— состояние поверхностей трубок, наличие видимого заноса — по значению гидравлического сопротивления, визуально, вырезкой образцов; — сокращение суммарной поверхности охлаждения — по количеству заглушенных трубок;

— эффективность работы воздухоудаляющего устройства — путем определения рабочих характеристик эжекторов.

На рисунках 3—6 показаны упомянутые зависимости для конденсаторов 300-КЦС-1 и 200-КЦС-2 ЛМЗ.

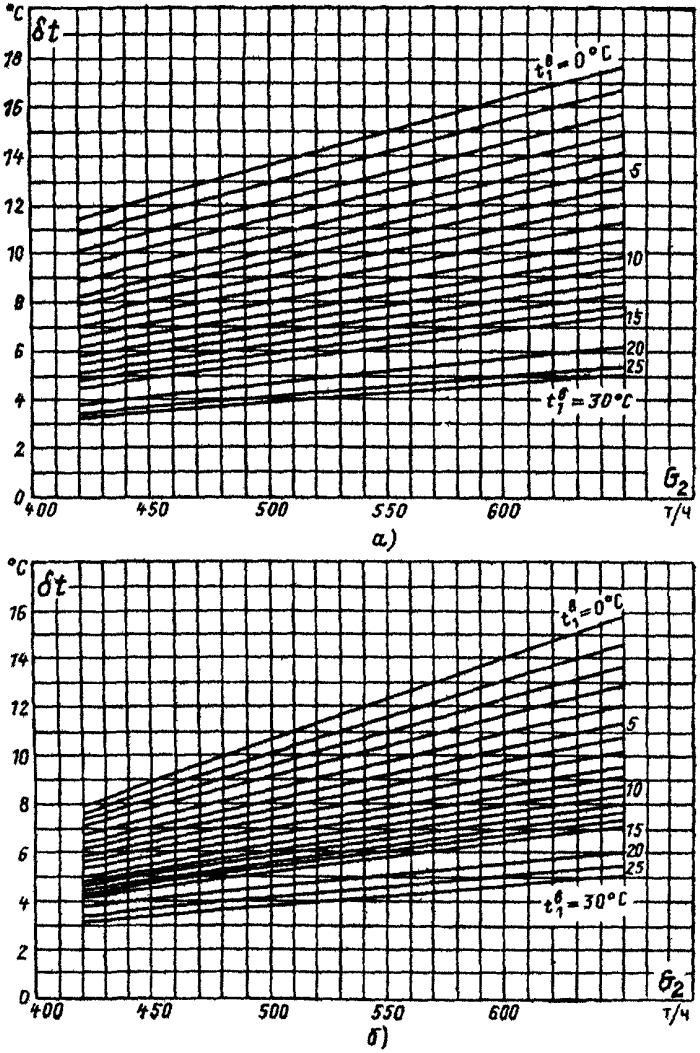
Зависимость гидравлического сопротивления конденсатора, т.е. перепада давления между его напорными и сливными патрубками $\Delta p_к$, от расхода охлаждающей воды W представляет собой параболическую кривую, постоянный коэффициент которой увеличивается с ростом степени загрязнения (рисунок 7).

Следует заметить, что для проведения анализа эффективности конденсатора, а также регенеративных и сетевых подогревателей практически не требуется организации каких-либо серьезных измерений сверх штатного объема и необходимо лишь обеспечить их достаточную точность путем периодической калибровки.



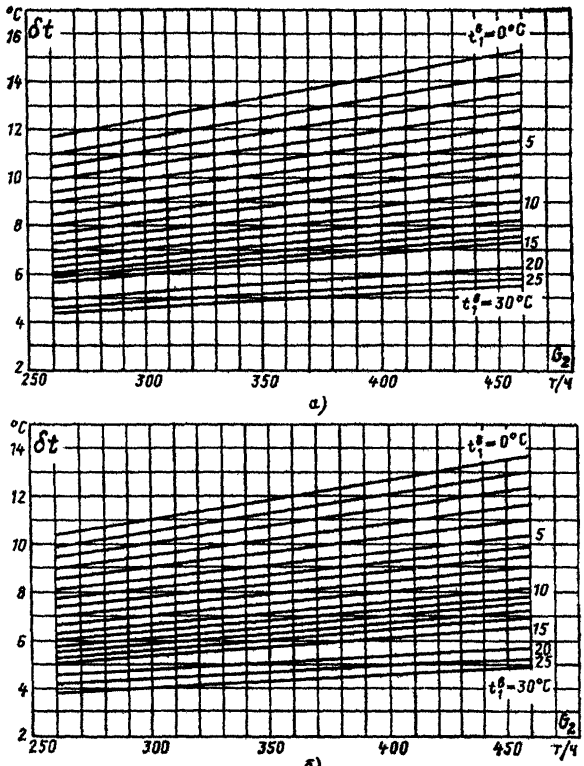
а – расход охлаждающей воды 36000 м³/ч;
б – расход охлаждающей воды 25000 м³/ч

Рисунок 3 – Зависимость вакуума в конденсаторе 300-КЦС-1 (p_2) от паровой нагрузки (G_2) и температуры охлаждающей воды ($t_1^в$)



а, б – см. рисунок 3.

Рисунок 4 – Зависимость температурного напора в конденсаторе 300-КЦС-1 (δt) от паровой нагрузки (G_2) и температуры охлаждающей воды ($t_1^в$)



а – расход охлаждающей воды 25000 м³/ч;
б – расход охлаждающей воды 17000 м³/ч

Рисунок 5 – Зависимость температурного напора в конденсаторе 200-КЦС-2 (δt) от паровой нагрузки (G_2) и температуры охлаждающей воды ($t_1^в$)

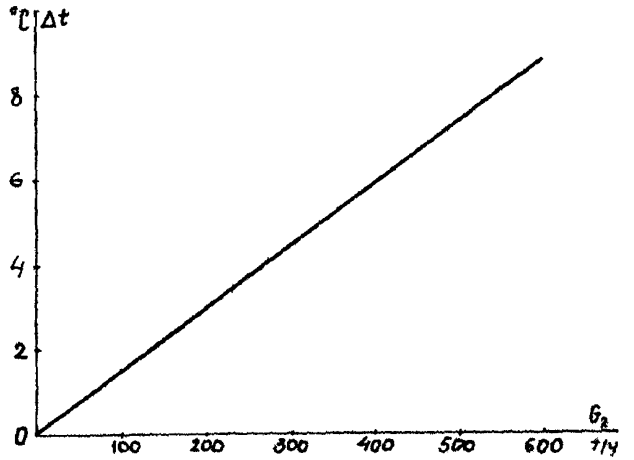


Рисунок 6 – Зависимость нагрева охлаждающей воды в конденсаторе 300-КЦС-1 (Δt) от паровой нагрузки (G_2) при расходе охлаждающей воды 36000 м^3/ч

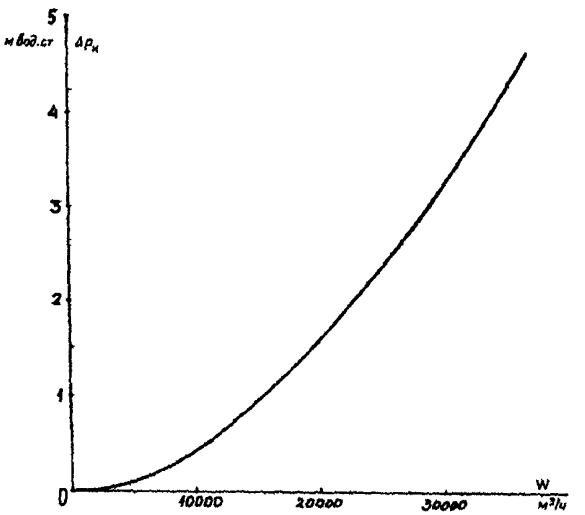


Рисунок 7 – Зависимость гидравлического сопротивления конденсатора 300-КЦС-1 ($\Delta p_к$) от расхода охлаждающей воды (W)

7.6 Оценка изменения общей экономичности турбоагрегата

Основным критерием, используемым при оценке изменения экономичности, как указывалось выше, является графическая зависимость электрической мощности от давления в контрольной ступени, полученная по результатам испытаний турбоагрегата на конденсационном режиме с отключенной системой регенерации (в процессе обработки опытных данных эта характеристика так же, как и давления по проточной части, предварительно строится в зависимости от давления в нескольких ступенях, после совместного анализа которых производится окончательный выбор контрольной ступени — см. раздел 7.2 настоящих Методических указаний).

Для построения зависимости опытные значения электрической мощности приводятся к постоянным параметрам пара, принятым в качестве номинальных, и вакууму в конденсаторе с помощью, заводских поправочных кривых либо поправок, содержащихся в типовых энергетических характеристиках (ТЭХ):

$$N_т = N_т^{оп} + \Sigma\Delta N, \qquad (6)$$

где $N_т^{оп}$ — электрическая мощность, измеренная при испытании;

$\Sigma\Delta N$ — суммарная поправка.

На рисунке 8 в качестве примера показаны зависимости электрической мощности турбины К-300-240 от давления в камерах V и VI отборов (последнее эквивалентно давлению в ресиверах за ЦСД) при отключенной системе регенерации по данным двух последовательно проведенных испытаний.

Как видно из рисунка 8, значения изменения электрической мощности $\Delta N_т$, полученные на основании графического сравнения зависимостей от давлений в двух вышеупомянутых ступенях, практически совпадают, что свидетельствует о достаточной надежности полученных результатов.

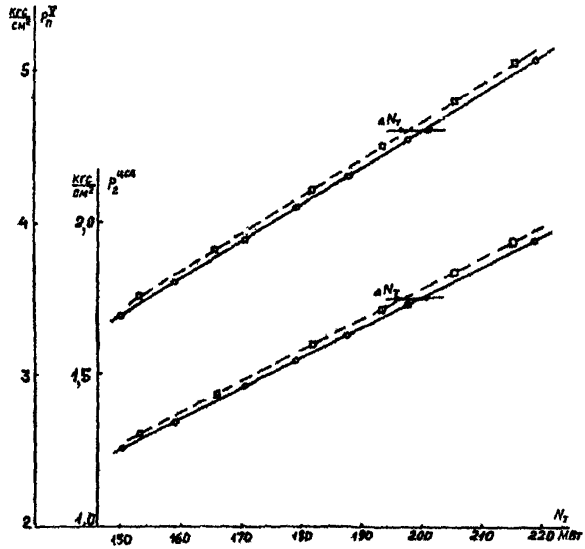


Рисунок 8 – Зависимость электрической мощности турбины К-300-240 ($N_т$) от давления в контрольных ступенях (в камере V отбора и за ЦСД) при отключенной системе регенерации

Общее значение изменения мощности можно также представить в виде суммы отдельных составляющих, определяемых расчетным путем:

$$\Delta N_т^{рас} = \Delta N_т^{\eta} + \Delta N_т^{пр}, \qquad (7)$$

где $\Delta N_т^{\eta}$ – изменение мощности, вызванное соответствующим изменением внутреннего КПД цилиндров, работающих в зоне перегретого пара;

$\Delta N_т^{пр}$ – изменение мощности, обусловленное прочими факторами, главным образом протечками через концевые уплотнения и неплотности разъемов цилиндров, обойм и диафрагм, неплотностью

арматуры на дренажных и продувочных линиях, изменением внутреннего КПД цилиндров, работающих в зоне влажного пара, и др.

Значение $\Delta N_т^{\eta}$ можно оценить по изменению внутреннего КПД цилиндра с учетом его доли в общей мощности турбоагрегата и обратного по знаку компенсирующего влияния его на мощность последующего цилиндра [2]. Например, при увеличении внутреннего КПД ЦСД турбины К-300-240 ХТГЗ на 1% изменение общей мощности турбоагрегата $\Delta N_т^{\eta}$ достигнет приблизительно 0,70 МВт, так как изменения мощностей ЦСД и ЦНД составят соответственно $+1{,}22$ и $-0{,}53$ МВт.

Что касается значения $\Delta N_т^{пр}$, то определить его с достаточной точностью практически невозможно, однако следует иметь в виду, что его составляющая, связанная с возможным изменением внутреннего КПД цилиндров, работающих во влажном паре, как правило, весьма незначительна (если, конечно, исключить заметные повреждения), так как абсолютные зазоры по проточной части достаточно велики, а относительные вследствие значительной высоты лопаток малы, что обусловливает достаточную сохранность уплотнений во времени и, следовательно, малое влияние их состояния на экономичность. Поэтому основной составляющей неучитываемого изменения мощности являются неконтролируемые протечки пара через неплотности элементов цилиндра и запорной арматуры. Значения этих протечек и определяют главным образом расхождение значений изменения мощности турбины, найденного непосредственно по результатам испытаний и рассчитанного по изменению внутренних КПД цилиндров, работающих во влажном паре.

Большое значение для оценки экономичности и нагрузочных возможностей турбоагрегата имеет определение его максимальной электрической мощности при проектной тепловой схеме. В качестве основного критерия, ограничивающего перегрузку турбины по пару и, следовательно, определяющего максимальную электрическую мощность, используется, как правило, значение давления в камере регулирующей ступени, указываемое в инструкции по эксплуатации и технических условиях на поставку. В качестве примера в

таблице 3 приведены максимальные значения электрической мощности турбины К-300-240-2 ЛМЗ.

Таблица 3

Тепловая схема	Предельное давление в камере регулирующей ступени, кгс/см²	Максимальная электрическая мощность, МВт
ПВД отключены	154	290,0
ПНД отключены	158	276,0
ПВД, ПНД отключены	128	255,0

В некоторых случаях дополнительно ограничиваются значения давления в других камерах по проточной части, например в линии холодного промперегрева и перед ЦНД (в частности, последнее для турбин К-500-240 и К-800-240 не должно превышать 3 кгс/см^2).

Причинами, лимитирующими максимальную электрическую мощность, являются также предельно допустимые значения вакуума в конденсаторе и температуры выхлопного патрубка турбины.

Прочими факторами, ограничивающими электрическую мощность, являются показатели, характеризующие состояние турбины и ее отдельных систем и элементов (вибрация, подъем клапанов, относительные расширения и др.), а также "внешние" условия со стороны котла и вспомогательного оборудования.

Максимальная электрическая мощность определяется из опытов при проектной тепловой схеме и параметрах пара и воды, минимально отличающихся от проектных. Если при сравнительном анализе результатов последовательных испытаний выяснится, что мощность уменьшилась, то для выяснения причин этого необходимо сопоставить показатели, характеризующие эффективность всех элементов турбоустановки (см. разделы 7.1-7.5 настоящих Методических указаний), и в случае их расхождения попытаться количественно оценить влияние их изменений на значение максимальной электрической мощности с помощью данных соответствующих ТЭХ или [11].

Окончательные результаты ЭИ представляются в двух видах — табличном и графическом.

В таблицах указываются все параметры и показатели, характеризующие состояние турбоагрегата при каждом из проверенных режимов, пересчитанные в случае необходимости на номинальные условия (см. разделы 7.1; 7.2 и 7.6 настоящих Методических указаний). Основные из них следующие:

— давление свежего пара до и после стопорных клапанов, за регулирующими клапанами, в камерах и ступенях турбины и перед подогревателями регенеративными и сетевыми; вакуум в конденсаторе;

— температура свежего пара, парапромперегрева, питательной воды, конденсата и сетевой воды за соответствующими подогревателями, охлаждающей воды до и после конденсатора;

— расход свежего пара, питательной воды, конденсата основного и сетевых подогревателей, сетевой воды;

— электрическая мощность на зажимах генератора.

По вышеупомянутым табличным данным строятся графические зависимости следующих параметров установки от давления в контрольных ступенях:

— давления:

за регулирующими клапанами (также и от расхода свежего пара);

в камерах отборов и ступенях турбины;

перед подогревателями;

— температуры питательной воды и конденсата;

— внутреннего КПД цилиндров, работающих в зоне перегретого пара (также от расхода свежего пара);

— электрической мощности на зажимах генератора.

От расхода пара в конденсатор строятся зависимости нагрева охлаждающей воды, температурного напора и вакуума в конденсаторе. Такие характеристики регенеративных и сетевых подогревателей, как температурный напор, а также потери давления в трубопроводах греющего пара, могут быть построены в зависимости от их тепловой нагрузки.

8 ЗАКЛЮЧЕНИЕ

8.1 Тщательно проводимые с соблюдением всех рекомендаций и минимальной периодичностью ЭИ при сравнительно небольших затратах и трудоемкости помогают своевременно обнаружить дефекты в работе турбоагрегата и его элементов, влияющие на уровень экономичности.

8.2 Для получения надежных и сопоставимых между собой результатов при проведении последовательных испытаний необходимо соблюдать два основных условия: полную идентичность тепловой схемы и режимных условий и применение одних и тех же регулярно поверяемых измерительных приборов и датчиков рекомендуемого класса точности.

8.3 Постоянным признаком практически любого сколько-нибудь заметного дефекта проточной части турбины является отклонение от нормы давления пара в одной или нескольких ступенях. В связи с этим большое значение приобретает тщательное измерение давления в максимально возможном количестве точек по проточной части, так как это позволит с большой точностью определить предполагаемое местонахождение дефекта, а следовательно, выяснить перед вскрытием цилиндра возможную потребность в соответствующих запасных комплектах соплового и лопаточного аппарата, уплотнительных сегментов, гребней и т.д. Учитывая относительную простоту измерения, контроль давления по ступеням следует осуществлять постоянно в целях своевременной фиксации отклонений от нормы.

Приложение А

ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ ОБРАБОТКЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭИ

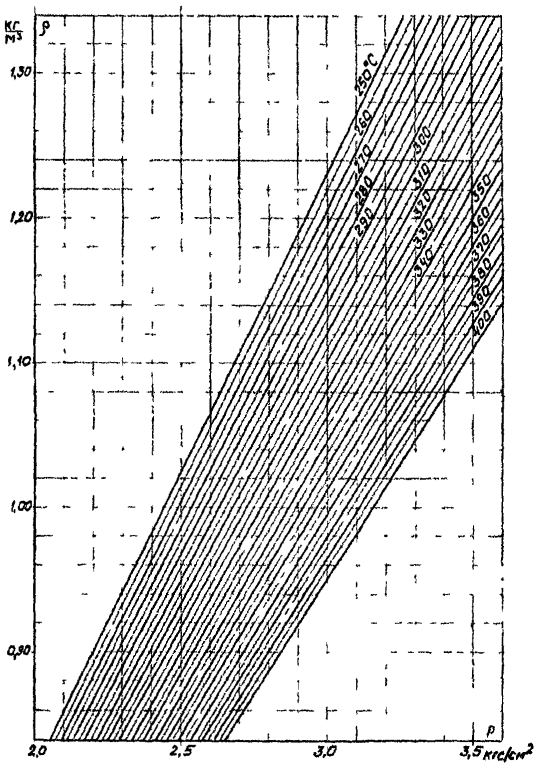


Рисунок А.1, *а* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

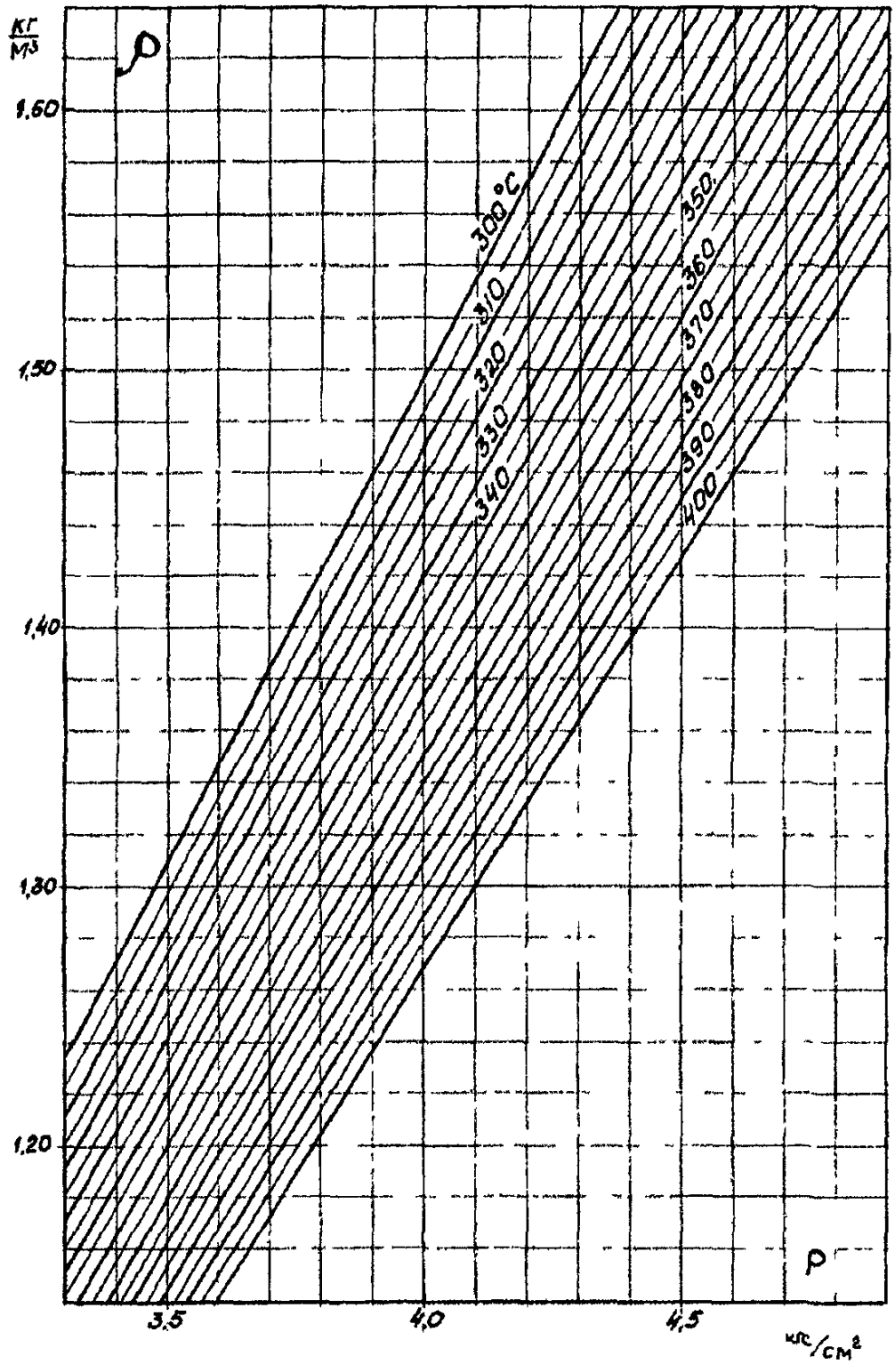


Рисунок А.1, *б* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

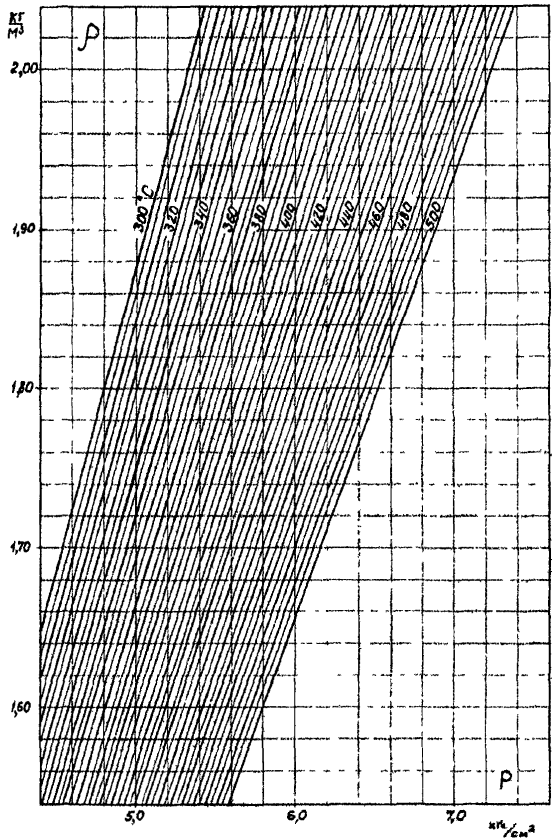


Рисунок А.1, *в* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

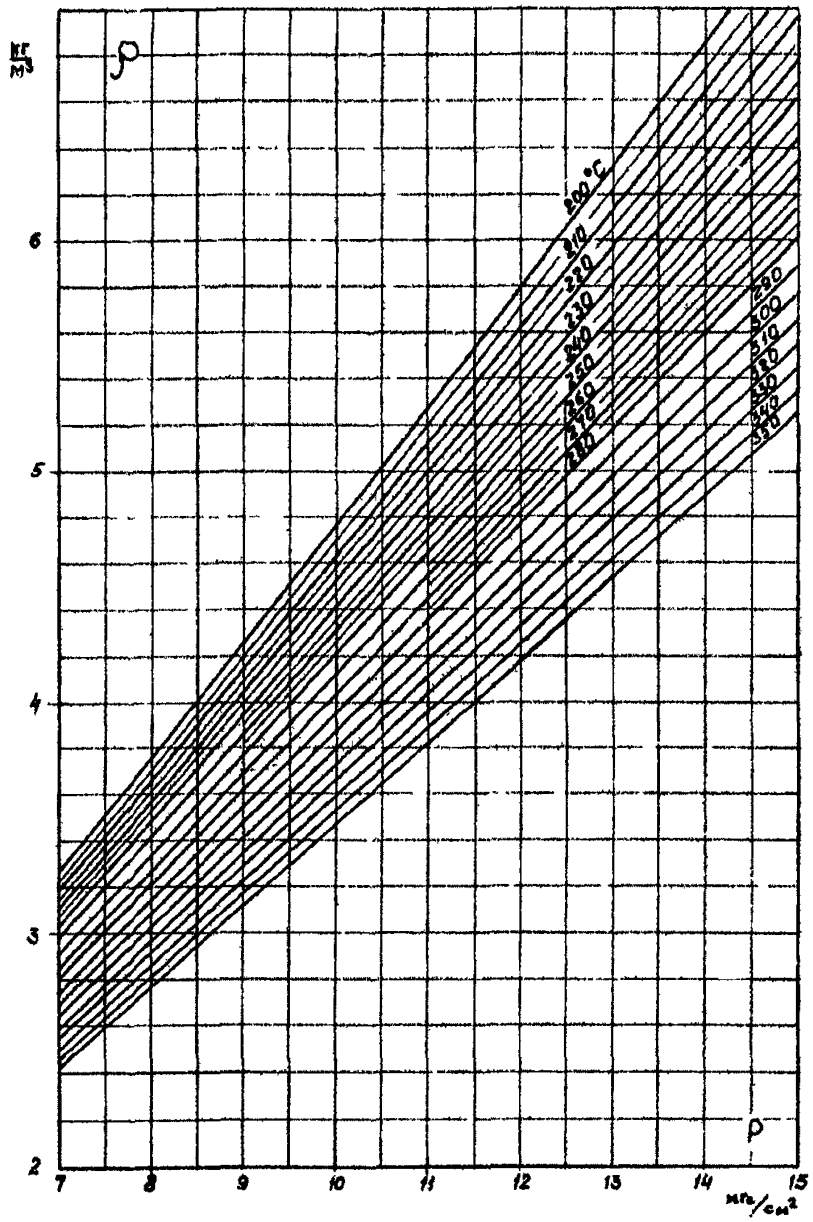


Рисунок А.1, *г* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

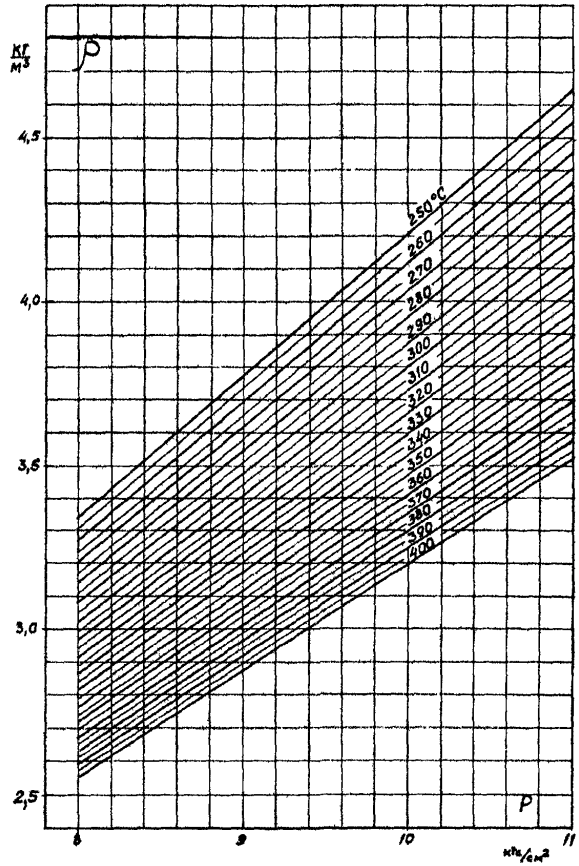


Рисунок А.1, *д* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

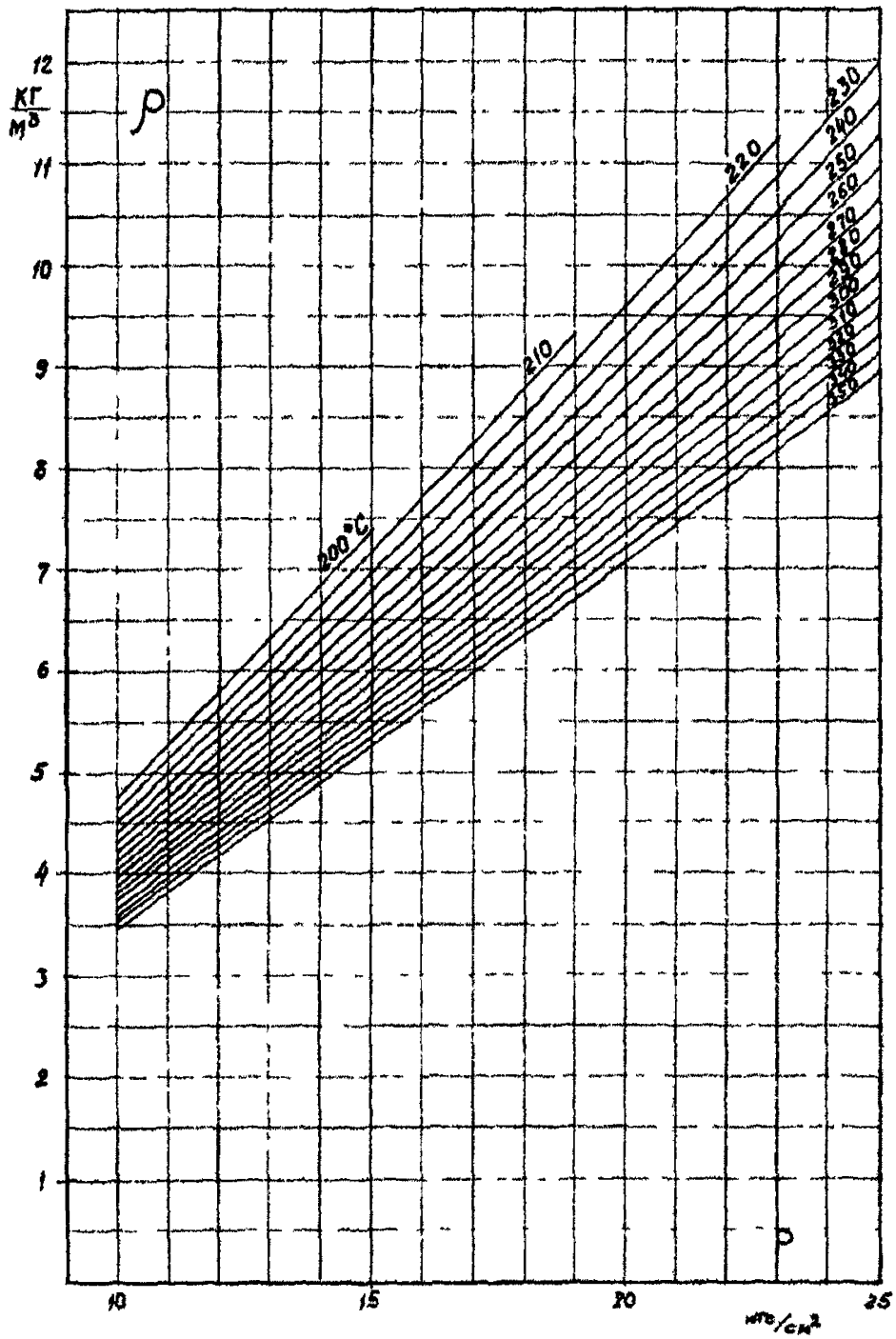


Рисунок А.1, *е* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

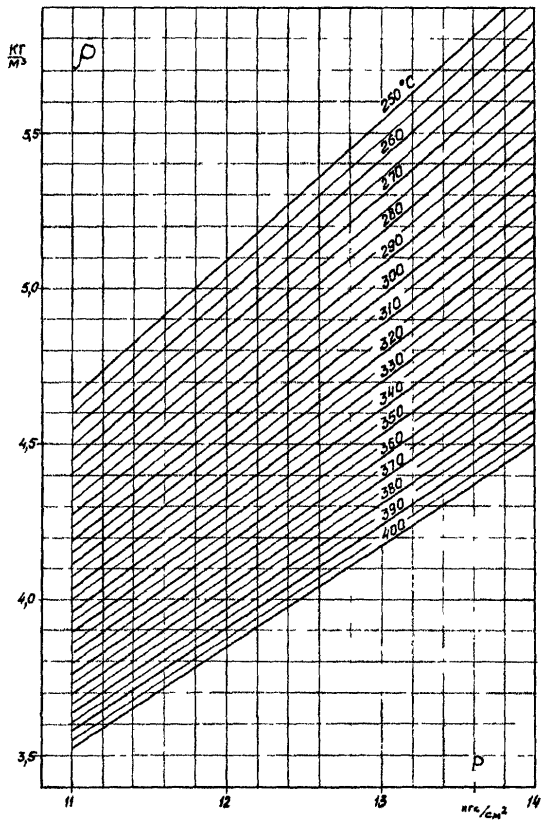


Рисунок А.1, *ж*– Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

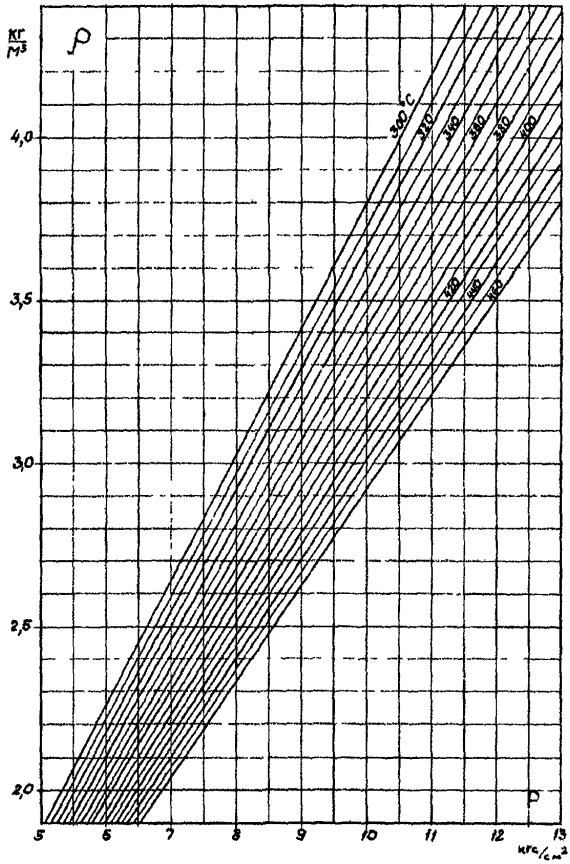


Рисунок А.1, *з* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

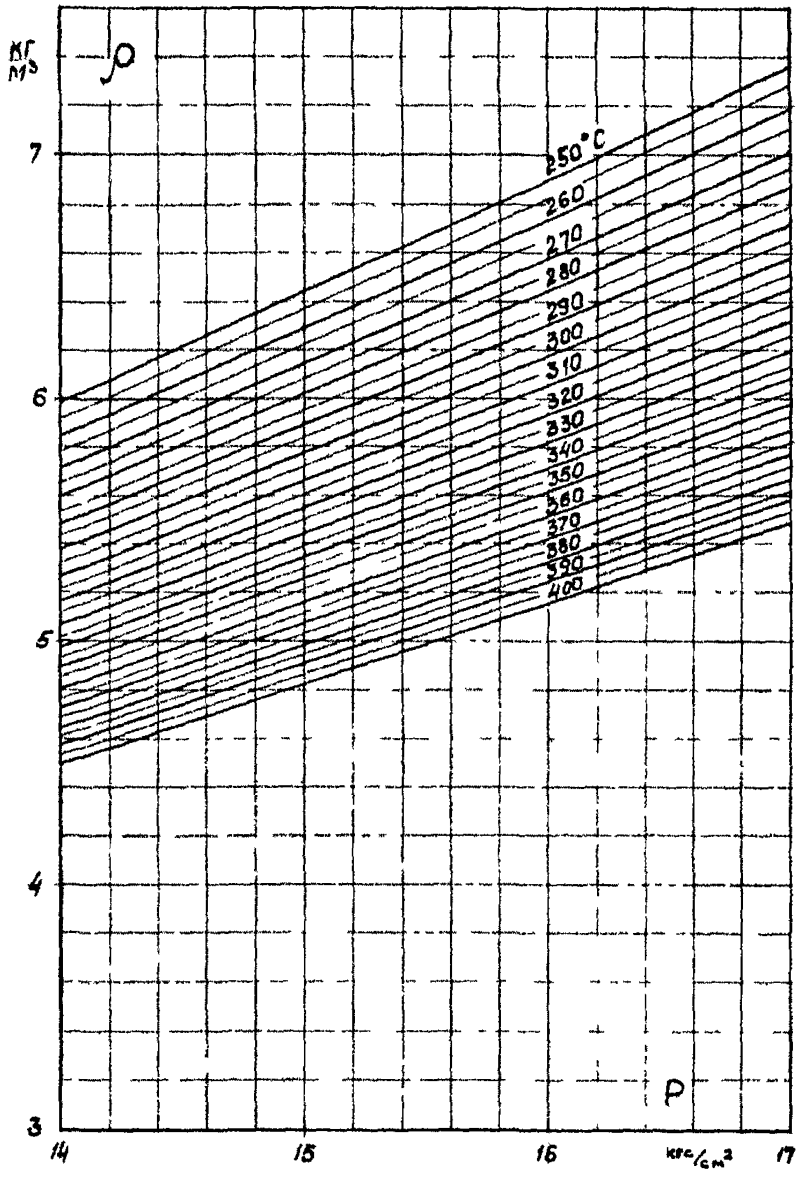


Рисунок А.1, *и* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

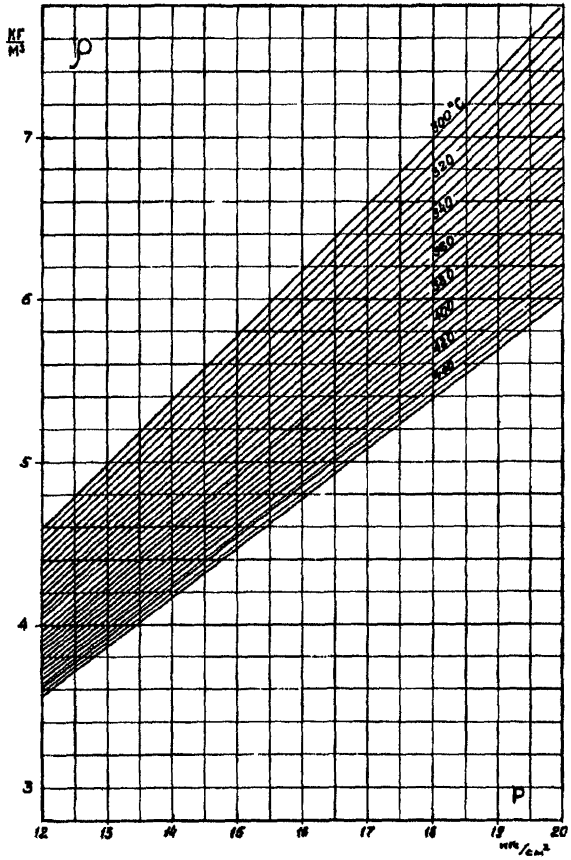


Рисунок А.1, *к* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

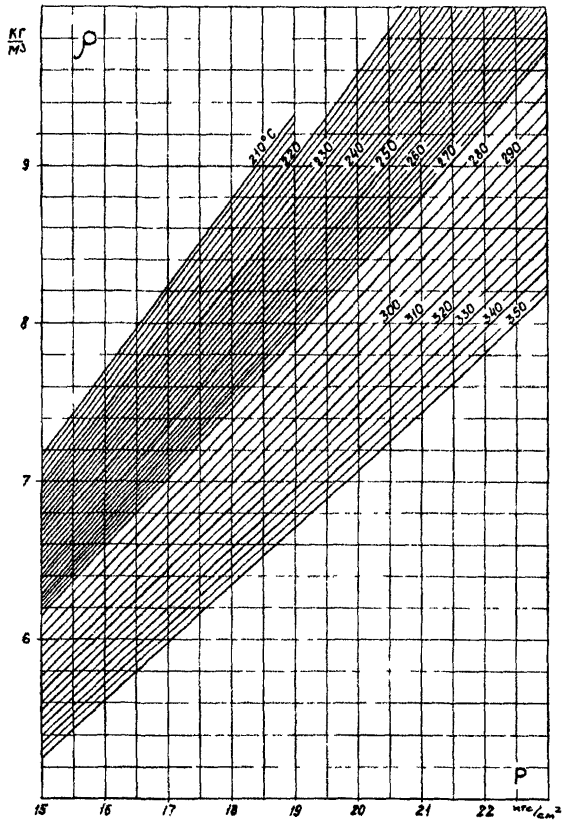


Рисунок А.1, *л* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

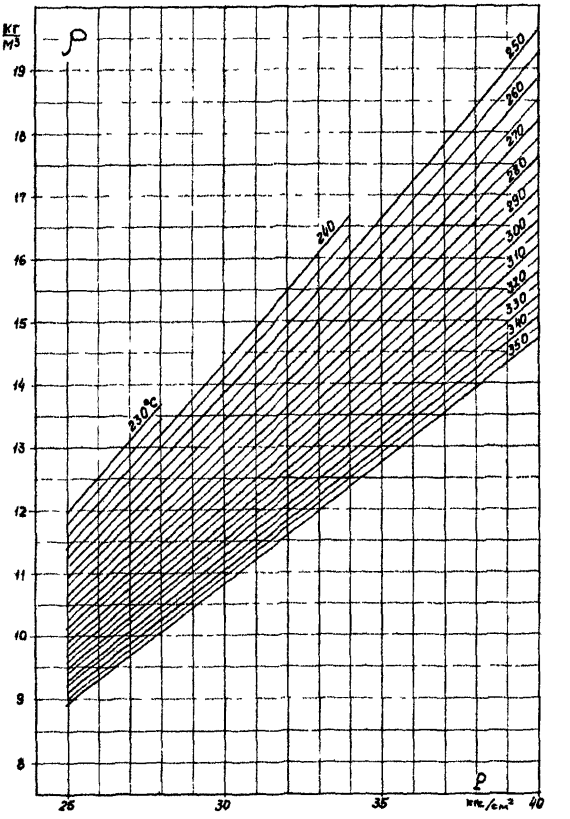


Рисунок А.1, *м* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

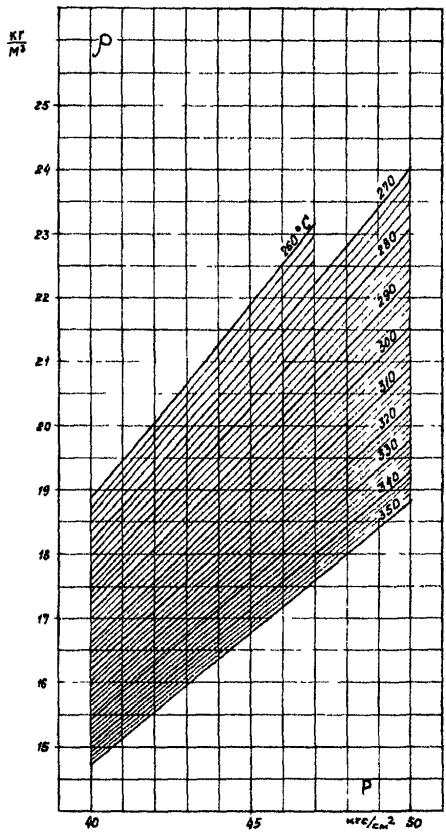


Рисунок А.1, *н* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

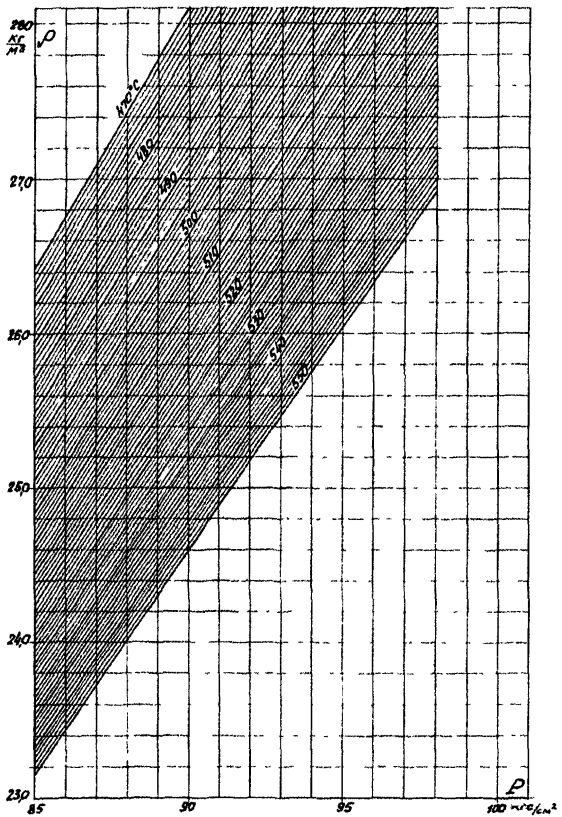


Рисунок А.1, *о* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

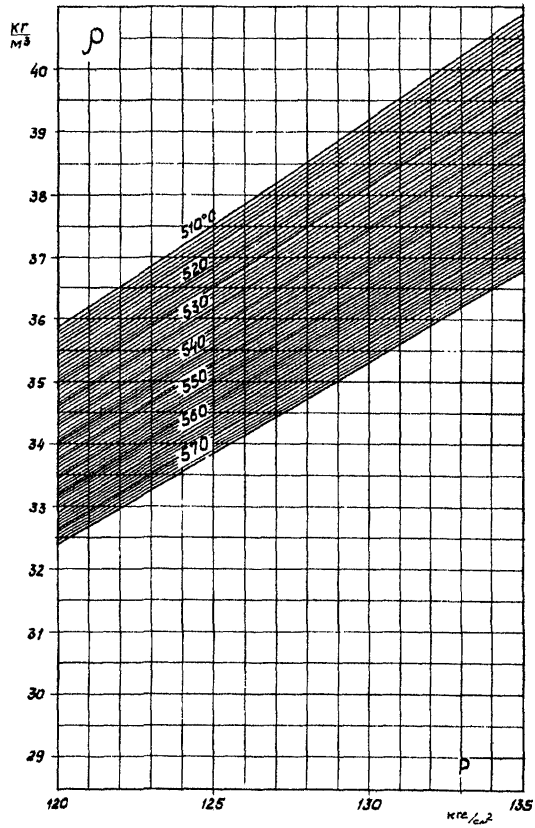


Рисунок А.1, *л* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

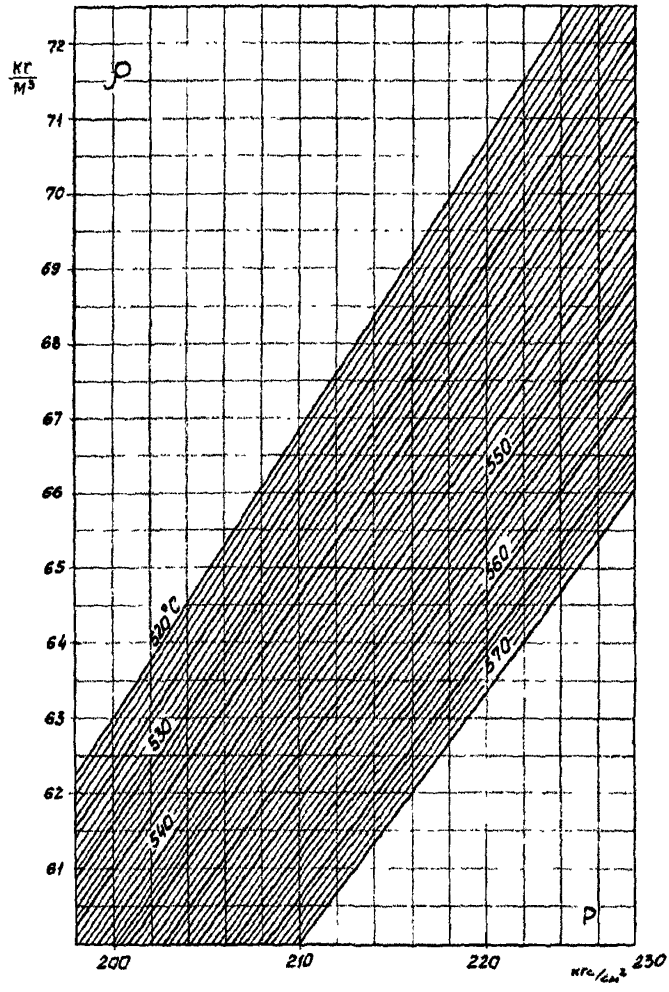


Рисунок А.1, *ρ* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

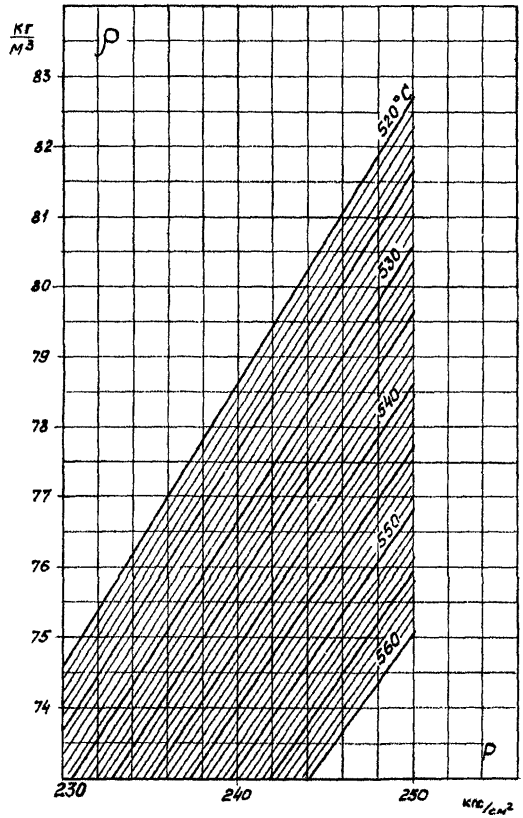


Рисунок А.1, *с* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

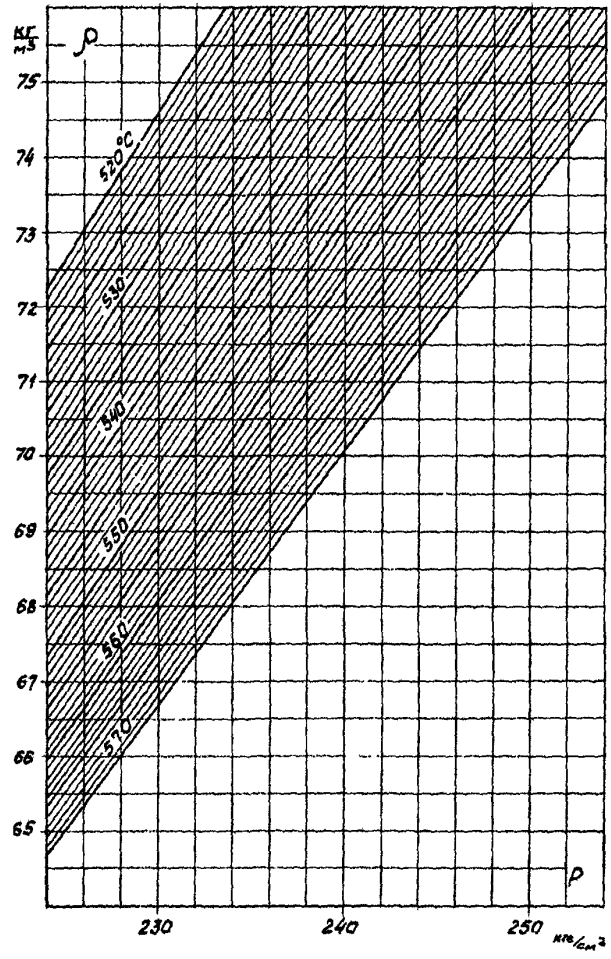


Рисунок А.1, *г* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

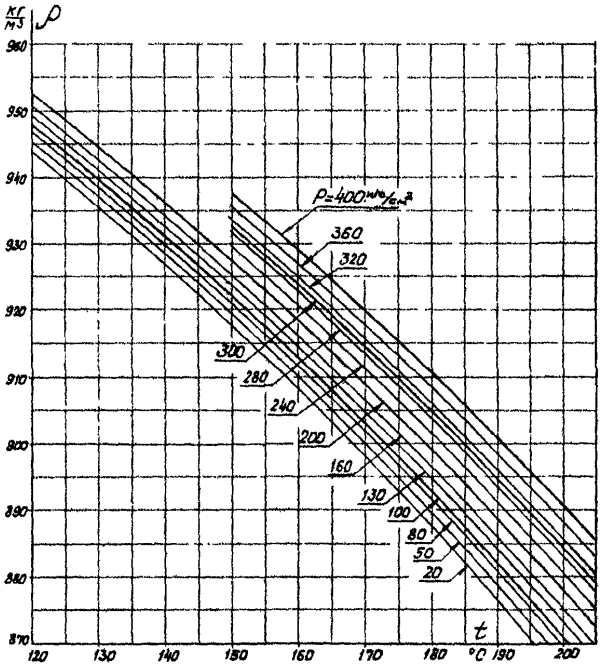


Рисунок А.1, *у* – Плотность перегретого пара в зависимости от параметров

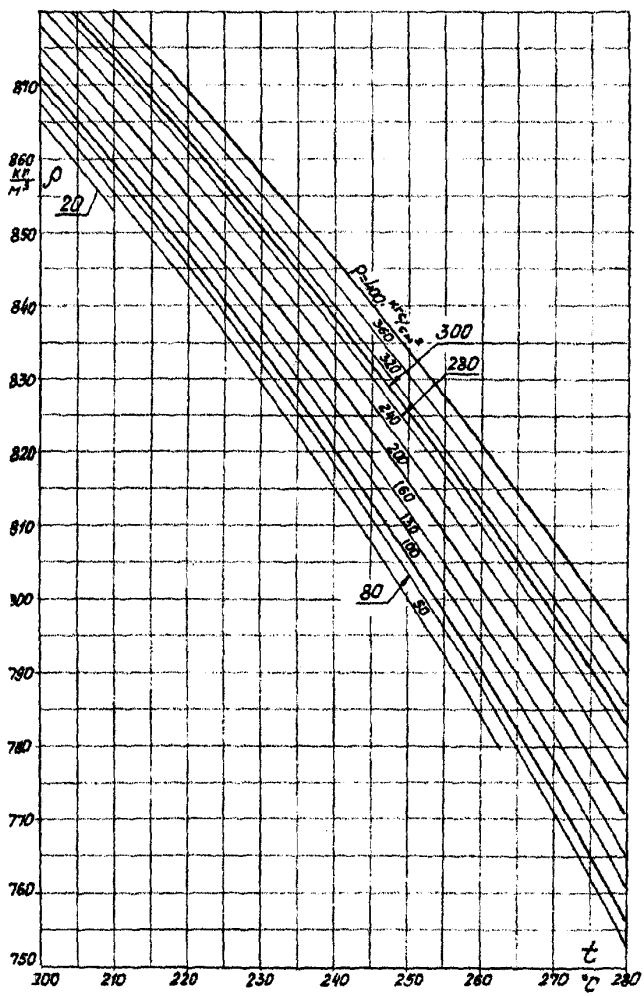


Рисунок А.2 – Плотность воды в зависимости от параметров

Плотность ρ, кг/м³	ρ′ \ Δρ	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0	кг/м³
	1000	Температура				<t°C<		–	–	0	12,2	
	990	12,2	18,6	23,3	27,1	30,5	33,7	36,6	39,3	41,9	44,4	46,7
	980	46,7	49,0	51,2	53,4	55,5	57,5	59,5	61,4	63,3	65,2	67,0
	970	67,0	68,8	70,5	72,2	74,0	75,7	77,3	78,9	80,5	82,1	83,7
	960	83,7	85,2	86,7	88,3	89,8	91,2	92,7	94,2	95,6	97,0	98,4
	950	98,4	99,8	101,2	102,6	103,9	105,3	106,6	108,0	109,3	110,7	112,0
	940	112,0	113,3	114,7	116,0	117,3	118,7	120,0	121,1	122,3	123,5	124,7
	930	124,7	125,9	127,1	128,3	129,5	130,7	131,8	132,9	134,1	135,2	136,3
	920	136,3	137,5	138,6	139,8	140,9	142,0	143,1	144,2	145,2	146,3	147,4
	910	147,4	148,5	149,6	150,7	151,8	152,8	153,8	154,9	155,9	157,0	158,0
	900	158,0	159,1	160,1	161,1	162,0	163,0	164,0	164,9	165,9	166,9	167,9
	890	167,9	168,8	169,8	170,7	171,7	172,6	173,5	174,4	175,4	176,4	177,3
	880	177,3	178,2	179,2	180,1	181,0	181,8	182,7	183,5	184,4	185,3	186,1
	870	186,1	187,0	187,8	188,7	189,6	190,4	191,2	192,0	192,9	193,7	194,5
	860	194,5	195,3	196,1	197,0	197,8	198,6	199,4	200,2	201,0	201,8	202,6
	850	202,6	203,4	204,1	204,9	205,7	206,5	207,3	208,0	208,8	209,6	210,4
	840	210,4	211,1	211,9	212,7	213,5	214,2	215,0	215,7	216,5	217,3	218,1
	830	218,1	218,8	219,6	220,4	221,1	221,8	222,5	223,2	223,9	224,6	225,4
	820	225,4	226,1	226,8	227,5	228,2	228,9	229,6	230,4	231,1	231,8	232,5
	810	232,5	233,2	233,9	234,6	235,4	236,1	236,8	237,5	238,2	238,9	239,6
	800	239,6	240,3	241,0	241,6	242,3	243,0	243,6	244,3	245,0	245,6	246,3
	790	246,3	247,0	247,7	248,3	249,0	249,7	250,3	–	–	–	–

Рисунок А.3 – Плотность воды в зависимости от температуры при $p \leq 50$ кгс/см² ($\rho = \rho' + \Delta\rho$)

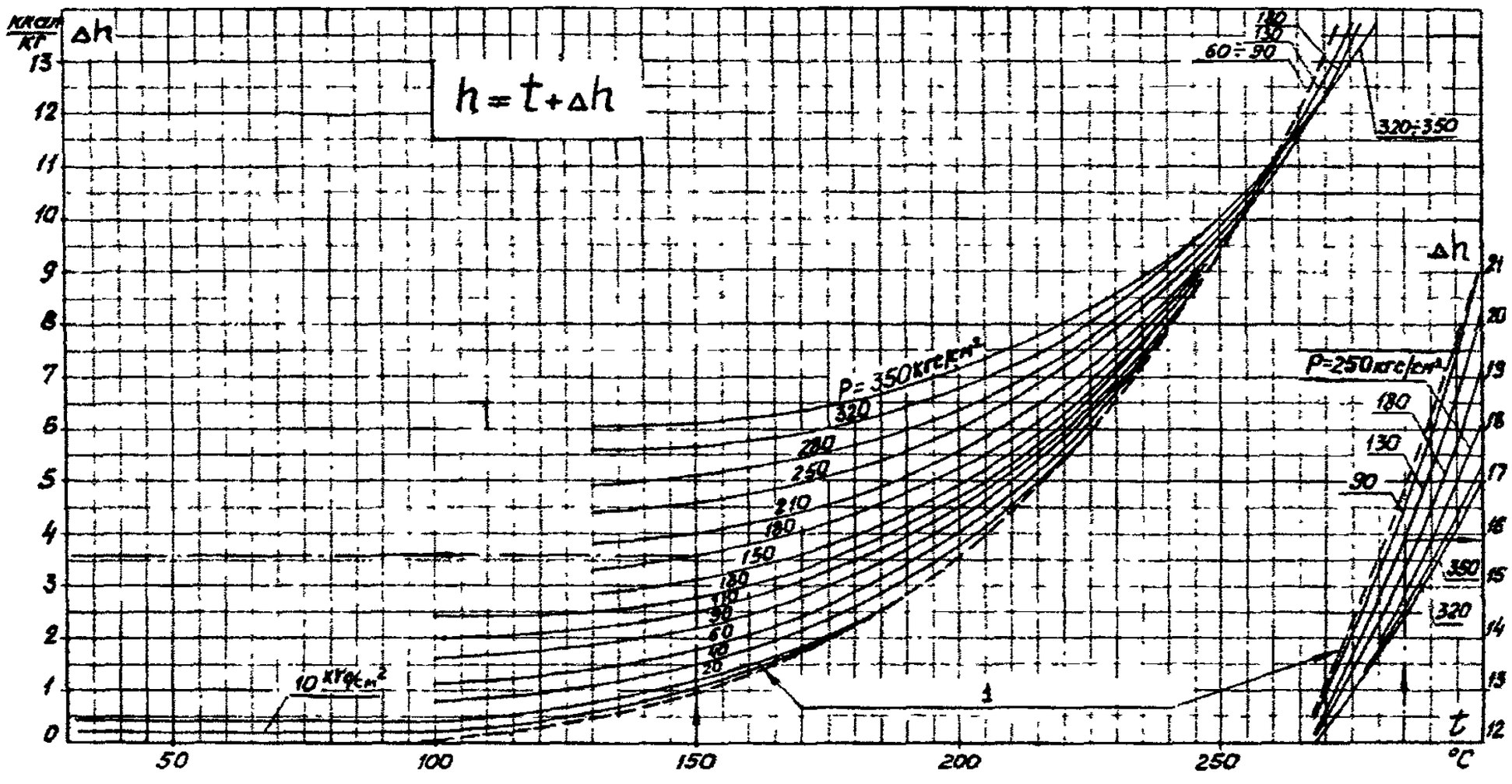


Рисунок А.4 – Определение энтальпии воды в зависимости от параметров

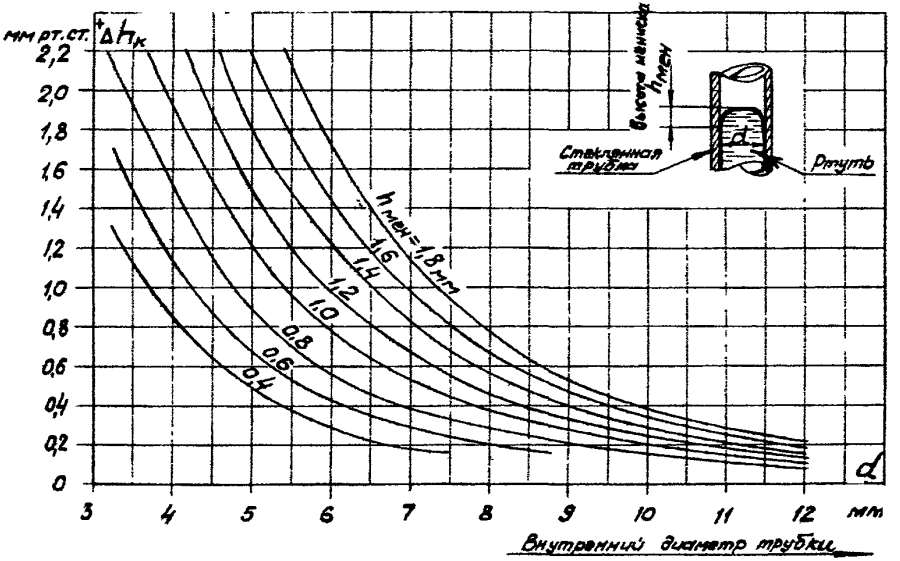


Рисунок А.5 – Поправка к показаниям ртутных вакуумметров на капиллярность

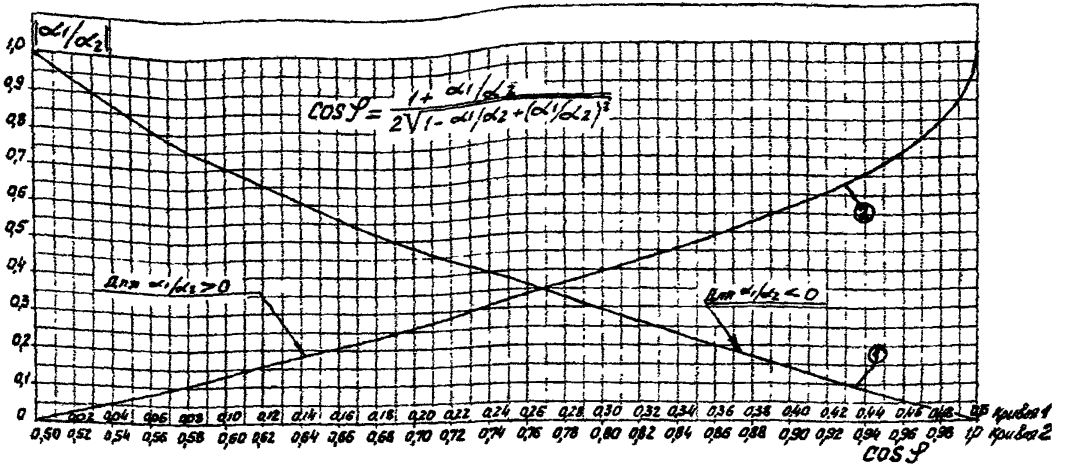


Рисунок А.6 – Определение cos φ по показаниям двух ваттметров α_1 и α_2, соединенных по схеме Арона

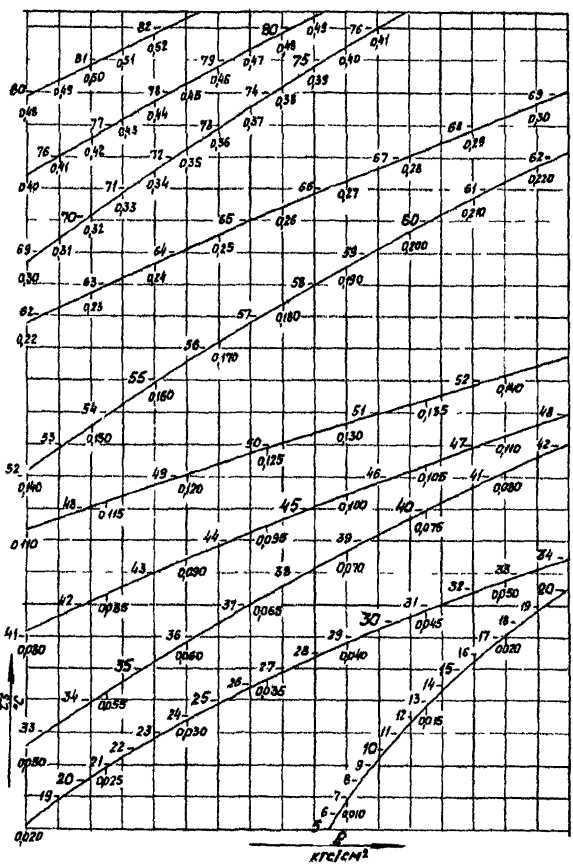


Рисунок А.7, *а* – Температура насыщения пара в зависимости от давления

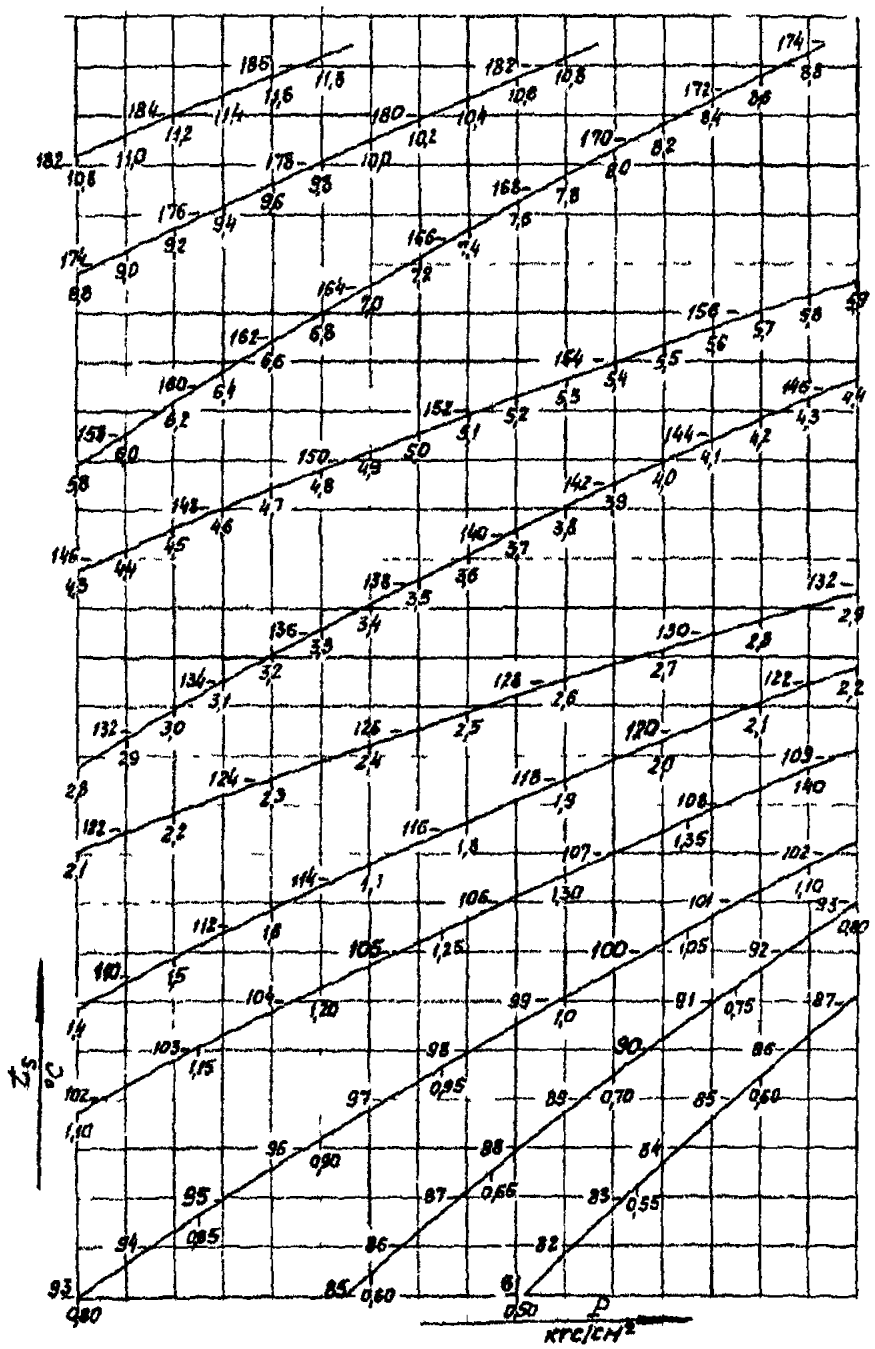


Рисунок А.7, *б*– Температура насыщения пара в зависимости от давления

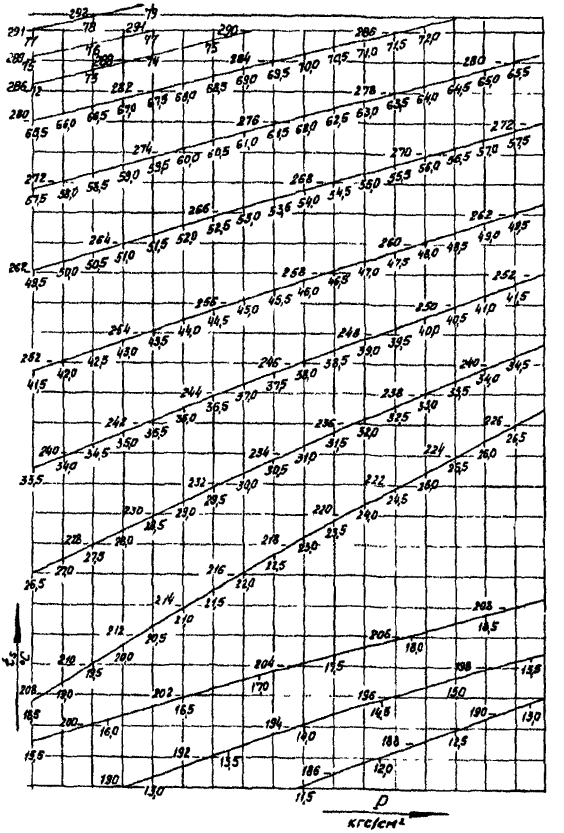


Рисунок А.7, *в* – Температура насыщения пара в зависимости от давления

Список используемой литературы

1. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. — М.: Энергия, 1980.
2. Сахаров А.М. Тепловые испытания паровых турбин. — М.: Энергоатомиздат, 1990.
3. Инструкция по проведению экспресс-испытаний турбоустановки К-300-240 ЛМЗ. — М.: СПО ОРГРЭС, 1976.
4. Инструкция по проведению экспресс-испытаний турбоустановки К-300-240 ХТГЗ. — М.: СПО Союзтехэнерго, 1977.
5. Инструкция по проведению экспресс-испытаний турбоустановки ПТ-60-130/13 ЛМЗ. — М.: СПО Союзтехэнерго, 1977.
6. Инструкция по проведению экспресс-испытаний турбоустановки К-160-130 ХТГЗ. — М.: СПО Союзтехэнерго, 1978.
7. Инструкция по проведению экспресс-испытаний турбоустановки К-200-130 ЛМЗ. — М.: СПО Союзтехэнерго, 1978.
8. Инструкция по проведению экспресс-испытаний турбоустановки Т-100-130 ТМЗ. — М.: СПО Союзтехэнерго, 1978.
9. Щегляев А.В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976.
10. Лазутин И.А. и др. Определение изменения экономичности цилиндров паровых турбин. — Теплоэнергетика, 1983, № 4.
11. Рубинштейн Я.М., Щепетильников М.И. Расчет влияния изменений в тепловой схеме на экономичность электростанции. — М.: Энергия, 1969.

СОДЕРЖАНИЕ

1 ОБЩАЯ ЧАСТЬ 3

2 НАЗНАЧЕНИЕ ЭИ 4

3 ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ, ПОЛОЖЕННЫЕ В ОСНОВУ ЭИ 5

4 УСЛОВИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ НАДЕЖНОСТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭИ И ИХ СОПОСТАВИМОСТЬ 6

4.1 Идентичность тепловой схемы и режимных факторов 6

4.2 Идентичность схемы измерений и применяемых приборов 7

5 ПРОГРАММА ЭИ 9

6 ПОРЯДОК И УСЛОВИЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЯ 10

6.1 Стабильность режима 10

6.2 Длительность опыта и частота записи показаний 11

6.3 Контроль хода опыта 11

7 ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ И ИХ АНАЛИЗ 12

7.1 Характеристики системы пораспределения 13

7.2 Зависимости давлений пара по ступеням от давления в контрольной ступени 15

7.3 Внутренний (относительный) КПД цилиндров, работающих в зоне перегретого пара 17

7.4 Эффективность системы регенерации и сетевых подогревателей 19

7.5 Эффективность конденсатора 20

7.6 Оценка изменения общей экономичности турбоагрегата 27

8 ЗАКЛЮЧЕНИЕ 32

Приложение А Графические зависимости, используемые при обработке результатов ЭИ 33

Список используемой литературы 60

Подписано к печати 14.09.2001 Формат 60 × 84 1/16

Печать ризография Усл.печ.л. 3,7 Уч.-изд. л. 4,0 Тираж 350 экз.

Заказ № 348 Издат. № 01-89

Лицензия № 040998 от 27.08.99 г.

Производственная служба передового опыта эксплуатации энергопредприятий ОРГРЭС

105023, Москва, Семеновский пер., д. 15

gost.e-ecolog.ru