РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ СЕПАРАТОРОВ-ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ ТУРБИН НАСЫЩЕННОГО ПАРА АЭС

РТМ 108.020.107—76

Издание официальное

gost.e-ecolog.ru

РАЗРАБОТАН Научно-производственным объединением по исследованию и проектированию энергетического оборудования (НПО ЦКТИ)

Генеральный директор — **Н. М. МАРКОВ**

И. о. заведующего базовым отраслевым отделом стандартизации — **В. Л. МАРКОВ**

Руководители темы: — **П. А. АНДРЕЕВ, Б. Л. ПАСКАРЬ, Е. Д. ФЕДОРОВИЧ**

Подольским машиностроительным заводом им. Орджоникидзе

Главный инженер — **Е. А. ФАДЕЕВ**

Руководитель темы — **Л. Н. АРТЕМОВ**

ВНЕСЕН Научно-производственным объединением по исследованию и проектированию энергетического оборудования (НПО ЦКТИ)

Генеральный директор — **Н. М. МАРКОВ**

И. о. заведующего базовым отраслевым отделом стандартизации — **В. Л. МАРКОВ**

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Техническим управлением Министерства энергетического машиностроения

Начальник Технического управления — **В. П. ПЛАСТОВ**

Начальник отдела опытно-конструкторских и научно-исследовательских работ по атомному машиностроению — **А. В. ШТАПАУК**

УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ указанием Министерства энергетического машиностроения от 3 декабря 1976 г. № ДК-002/8446

Заместитель министра — **Д. Г. КУЗНЕЦОВ**

УДК 621.165.51 : 621.177.001.24

Группа Е02

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ СЕПАРАТОРОВ-ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ ТУРБИН НАСЫЩЕННОГО ПАРА АЭС

РТМ 108.020.107—76

Введен впервые

Указанием Министерства энергетического машиностроения от 03.12.76 № ДК-002/8446 срок введения установлен

с 01.07.78

до 01.07.83

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) распространяется на сепараторы-пароперегреватели (СПП) и их основные элементы. РТМ устанавливает методику теплового и гидравлического расчета пароперегревателей, аэродинамического и гидравлического расчета сепараторов, гидравлического расчета раздающих и сборных устройств и трубопроводов и содержит методические указания по практическому выполнению теплогидравлических расчетов СПП.

РТМ может быть также применен при проектировании СПП турбин перегретого пара (АЭС с ВВЭР и РБМКП), если в качестве греющего пара второй ступени использовать сухой насыщенный пар из барабанов-сепараторов.

РТМ разрабатывал коллектив авторов: Л. Л. Бачило, В. М. Боришанский, О. С. Виноградов, Д. И. Волков, Ю. П. Воробьев, Н. С. Головко, Д. И. Гремилов, Л. Н. Демидова, В. Ф. Десятун, Е. Д. Елькина, М. Я. Залманзон, Н. В. Зозуля, Н. И. Иващенко, С. В. Ионушас, Б. М. Козлов, Г. В. Краснопольский, О. П. Кректунов, Б. Л. Крейдин, А. М. Маринич, Я. А. Мицюль, В. Ф. Москвичев, Г. А. Пантелеева, В. П. Ратников, О. П. Романова, В. В. Сапелов, Н. М. Свиридова, Ю. Л. Сорокин, В. М. Уварова, Е. В. Черных, Б. И. Шейнин, И. Я. Шкуратов, В. Ф. Юдин.

Издание официальное

Перепечатка воспрещена

1. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Геометрические параметры СПП и их элементов

D, $D_в$ — наружный и внутренний диаметры корпуса аппарата, м;

d, $d_в$ — наружный и внутренний диаметры трубы, м;

$d_э$ — эквивалентный диаметр канала (пучка труб), м;

$D_р$ — диаметр по вершинам ребер, м;

$h_р$ — высота ребра, м;

δ — толщина, м;

l — длина труб, м;

S — шаг труб равносторонней решетки продольно обтекаемых пучков, м;

S_1, S_2, S_2' — шаг труб (поперечный, продольный, диагональный), м;

σ_1, σ_2, σ_2' — относительный шаг труб (поперечный, продольный, диагональный);

U — смоченный периметр, м;

H — площадь поверхности теплообмена, м^2;

f — площадь живого сечения, м^2;

n — число труб;

z — число рядов труб по глубине пучка;

$k_ш$ — абсолютная шероховатость труб, м.

Тепловые параметры СПП

G — массовый расход пара, кг/ч, кг/с;

$G_н$, $G_г$ — массовый расход нагреваемого и греющего пара, кг/ч, кг/с;

$G_с$ — массовый расход пара перед сепаратором, кг/ч, кг/с;

Q — тепловой поток, ккал/ч;

q — удельный тепловой поток, ккал/(м^2·ч);

i — удельная энтальпия, ккал/кг;

i', i'' — удельная энтальпия жидкости, пара на линии насыщения, ккал/кг;

$i_н^{вх}$, $i_н^{вых}$ — удельная энтальпия нагреваемого пара перед ступенью и за ступенью ПП, ккал/кг;

$i_г^{вх}$, $i_г^{вых}$ — удельная энтальпия греющего пара (конденсата) перед ступенью и за ступенью ПП, ккал/кг;

t — температура, °С;

T — абсолютная температура, К;

Δt — температурный напор, °С;

p — абсолютное давление, кгс/см^2, кгс/м^2;

$p_н^{вх}$, $p_н^{вых}$ — давление нагреваемого пара перед ступенью и за ступенью ПП, кгс/см^2, кгс/м^2;

$p_г^{вх}$, $p_г^{вых}$ — давление греющего пара перед ступенью и за ступенью ПП, кгс/см^2, кгс/м^2;

Δp — перепад давления, кгс/см^2, кгс/м^2.

Теплофизические свойства воды и пара, расчетные коэффициенты

γ, γ', γ'' — удельный вес, удельный вес жидкости, удельный вес пара, кгс/м^3;

ρ, ρ', ρ'' — плотность, плотность жидкости, плотность пара, кг/м^3;

v — удельный объем пара, м^3/кгс;

λ — коэффициент теплопроводности, ккал/(м·ч·°С);

μ — коэффициент динамической вязкости, кгс·с/м^2;

$\nu = \mu g v$ — коэффициент кинематической вязкости, м^2/с;

c_p — теплоемкость при p=const, ккал/(кг·°С);

r — теплота парообразования, ккал/кг;

g — ускорение силы тяжести, м/с^2;

w — скорость пара, м/с;

w_0 — скорость циркуляции, м/с;

α — коэффициент теплоотдачи, ккал/(м^2·ч·°С);

k — коэффициент теплопередачи, ккал/(м^2·ч·°С);

ξ — коэффициент сопротивления трения;

ζ — коэффициент местного сопротивления;

x — степень сухости пара (паросодержание);

E — коэффициент эффективности ребра;

$\varphi \parallel H/H_{гл}$ — коэффициент оребрения.

Безразмерные комплексы

$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha l_0}{\lambda}$ — число Нуссельта;

$\mathrm{Re} = \frac{w l_0}{\nu}$ — число Рейнольдса;

$\mathrm{Pr} = \frac{\mu g c_p}{\lambda}$ — число Прандтля;

$\mathrm{Fr} = \frac{w^2}{g l_0}$ — число Фруда;

$\mathrm{Ga} = \frac{g l_0^3}{\nu^2}$ — число Галилея;

где $l_0 = d_в$ — при течении в трубе;

$l_0 = d_э$ — при продольном обтекании гладкотрубных пучков и каналов;

$l_0 = l/2$ — при конденсации пара внутри вертикальных труб (для определения числа Фруда).

Индексы

г — греющий, газ;

н — нагреваемый;

вх, вых — на входе, на выходе;

ср — среднее;

тр — труба;

д — дренаж;

ст — стенка;

сеп — сепаратор;
нас — насыщения;
гл — гладкая;
пот — поток, потеря;
с — сепарат;
l — линейный;
р — ребро;
п — пучок, пар;
к — кожух;
в.к — входная камера;
пл — пленка;
расч — расчетный;
поп — поперечный;
кол — коллектор;
кам — камера;
I, II — соответственно первая и вторая ступени ПП.

Сокращения

СПП — промежуточный сепаратор-пароперегреватель;
СС — сепаратосборник;
КС — конденсатосборник;
ПНД — подогреватель низкого давления;
ПВД — подогреватель высокого давления;
ЦВД — цилиндр высокого давления;
ЦСД — цилиндр среднего давления;
ЦНД — цилиндр низкого давления;
ПП — пароперегреватель;
СП — сепаратор.

2. ТРЕБОВАНИЯ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ СХЕМ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СЕПАРАЦИИ И ПЕРЕГРЕВА ПАРА В ТУРБОУСТАНОВКАХ АЭС

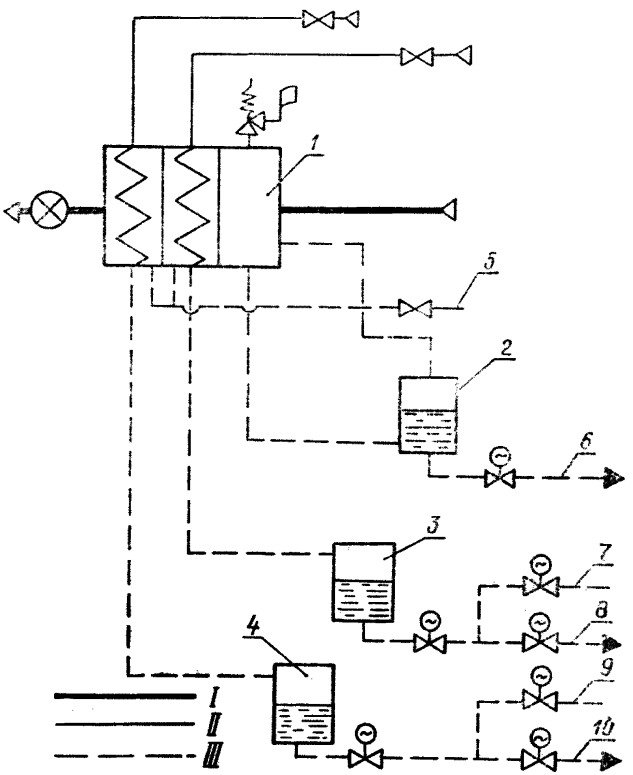
2.1. Требования к схеме

2.1.1. Схема промежуточной сепарации и перегрева пара выбирается на основе комплексной оптимизации турбоустановки и блока АЭС в целом с учетом обеспечения надежности работы оборудования в соответствии с РТМ 24.021.16—74. Один из возможных вариантов схемы включения промежуточного сепаратора-пароперегревателя представлен на черт. 1, где изображен СПП с двухступенчатым перегревом пара и показаны основные потоки теплоносителей. В аппарате допускается одноступенчатый перегрев пара.

2.1.2. В зависимости от выбранной величины разделительного давления СПП устанавливается между ЦВД и ЦНД по ходу нагреваемого пара или между ЦВД и ЦСД. На трубопроводах нагреваемого пара после СПП должны устанавливаться быстродействующие отсечные заслонки, срабатывающие по сигналу от системы регулирования и защиты турбины.

2.1.3. Отсепарированная влага собирается в сепаратосборнике или в паровой полости регенеративного подогревателя с регулируемым уровнем. Удаление сепарата может осуществляться как принудительным способом, так и естественным сливом.

Схема включения СПП



1 — СПП; *2* — СС; *3* — КС-1; *4* — КС-2; *5* — слив воды из корпуса; *6* — сброс сепарата в ПВД (ПНД, конденсатор, тракт питательной воды); *7* — сброс конденсата в ПВД (деаэратор, тракт питательной воды); *8* — то же, в конденсатор; *9* — то же, в ПВД (деаэратор, тракт питательной воды); *10* — то же, в деаэратор (конденсатор); I — нагреваемый пар; II — греющий пар; III — конденсат

Черт. 1

2.1.4. Для защиты корпуса СПП от повышения давления должно быть установлено импульсно-предохранительное устройство, которое должно надежно работать на всех режимах, включая пусковые.

2.1.5. Греющий пар к первой ступени пароперегревателя подводится от одного из нерегулируемых отборов турбины. Греющим паром второй ступени пароперегревателя является острый пар.

2.1.6. Отвод конденсата греющего пара первой и второй ступеней осуществляется в соответствующие конденсатосборники с регулируемым уровнем. Дальнейший отвод конденсата производится в ПВД с давлением, близким к давлению в КС, или в деаэратор, или в трубопровод питательной воды специальным насосом — в зависимости от схемы регенеративного подогрева, принятой для данной АЭС. При этом должно быть обеспечено надежное удаление конденсата на всех режимах работы турбоустановки.

2.1.7. Если в состав турбоагрегата входит несколько СПП, рекомендуется установка индивидуальных сепарато- и конденсатосборников для каждого СПП. Допускается установка одного сепарато- или конденсатосборника на группу СПП (подключенных к одному выхлопу ЦВД турбины) или турбоустановку в целом. При этом не допускаются разверки давлений нагреваемого и греющего пара на входе в СПП более 0,05 кгс/см^2 (см. п. 2.3.2) на всех режимах работы турбоустановки.

2.1.8. Для обеспечения допустимых скоростей прогрева узлов СПП при включении острого греющего пара рекомендуется устанавливать байпасы основной запорной (регулирующей) арматуры на подводе греющего пара и дополнительный слив конденсата острого греющего пара в конденсатор или ПНД. Эти дополнительные линии должны обеспечивать пропуск около 20% номинального расхода острого греющего пара.

2.1.9. Схема включения СПП должна обеспечить работу аппаратов на всех режимах без затопления поверхностей нагрева сепаратом и конденсатом.

2.2. Общие требования и рекомендации по проектированию СПП

2.2.1. При разработке конструкции СПП необходимо:

учитывать возможность транспортировки аппарата в собранном или крупноблочном виде;

для безопасной работы турбины обеспечить минимальные паровые объемы аппарата, согласованные с заводом-изготовителем турбоустановки.

2.2.2. Конструкция СПП должна удовлетворять требованиям, изложенным в работах [1] и [2]. Корпус СПП должен быть рассчитан на устойчивость под вакуумом.

2.2.3. Конструкция СПП должна обеспечивать полное дренирование всех полостей.

2.2.4. Все детали и узлы сепарационной и пароперегревательной частей аппарата должны быть надежно закреплены для обеспечения нормальной транспортировки, эксплуатации и ремонта аппарата.

2.2.5. Конструкция СПП должна обеспечивать равномерную раздачу нагреваемого пара по элементам сепарационного устройства и поверхности нагрева, а также греющего пара по отдельным

параллельно работающим элементам (трубам, змеевикам, кассетам, модулям и т. п.).

2.2.6. Трубные доски пароперегревателя СПП должны быть доступны для осмотра и ремонта.

2.2.7. В конструкции СПП рекомендуется предусмотреть:

штуцеры для подсоединения измерительных приборов, определяющих качество работы сепаратора и пароперегревателя и их параметры (давление до и после СПП, температура за первой ступенью, температура нагреваемого пара в выходном патрубке СПП в трех-четырех точках по диаметру);

устройство для отмывки поверхности нагрева и подвода воды для гидроопрессовки корпуса;

устройства для осушки и консервации внутренних полостей;

патрубки для предохранительных клапанов;

лазы для осмотра внутренней полости аппарата;

разъемные соединения для осмотра трубных досок;

патрубок из парового пространства за сепаратором для соединения с паровой полостью сепаратосборника;

патрубки дыхательных и уравнительных линий по пару и конденсату греющего пара обеих ступеней.

2.2.8. Конструкция СПП с секционированными поверхностями нагрева должна обеспечить возможность замены поврежденных секций.

2.3. Требования и рекомендации по проектированию системы трубопроводов СПП

2.3.1. При проектировании системы трубопроводов должны быть обеспечены свободный слив сепарата и конденсата из СПП. Не допускается затопление пароперегревательных поверхностей, коллекторов слива сепарата и корпуса СПП сепаратом и конденсатом в стационарных режимах работы турбоустановки (вплоть до принудительной откачки сепарата и конденсата). Это требование является одним из основных для обеспечения надежной работы СПП.

2.3.2. При работе на общий СС или КС рекомендуется применять симметричную обвязку СПП, СС и КС линиями подвода и отвода пара, сепарата и конденсата. Разница сопротивлений участков одного назначения не должна превышать 0,05 кгс/см^2. Разверка давлений (разность между давлениями пара в трубопроводах) сверх допустимых значений в линиях греющего пара и сепарата приводит к заливу теплообменной поверхности, пульсационному режиму работы и термоциклическим напряжениям в стенках труб пучков поверхности нагрева, что может явиться причиной их разрушения.

2.3.3. Давления греющего пара на входе во входные коллекторы СПП рекомендуется выравнивать с помощью уравнительных трубопроводов (методика расчета уравнительных трубопроводов приведена в гл. 5).

2.3.4. Трубопроводы отвода сепарата и конденсата из СПП соответственно до СС и КС, а также участки трубопроводов до ре-

гулирующих клапанов должны иметь равномерный уклон (не менее 0,004) в сторону слива.

2.3.5. Диаметры трубопроводов греющего пара определяются из условий течения пара со скоростью, не превышающей 30 м/с.

2.3.6. Диаметры и уклон трубопроводов слива сепарата и конденсата из СПП в СС и КС должны рассчитываться из условий обеспечения естественного лоткового слива. Степень заполнения сечения трубопровода не должна превышать величины 0,7.

2.3.7. Для обеспечения свободного слива сепарата и конденсата из СПП соответственно в СС и КС разность высот расположения сливных патрубков СПП и приемных патрубков СС и КС должна удовлетворять условию

$$\Delta H > \frac{\Delta p}{\gamma' - \gamma''}. \qquad (1)$$

2.3.8. Диаметры трубопроводов слива сепарата и конденсата из СС и КС до регулирующих клапанов определяются из условий течения жидкости при полностью заполненном сечении. Скорость течения в этих трубопроводах не должна превышать 1 м/с.

2.3.9. Клапаны, регулирующие уровни в СС и КС, рекомендуется устанавливать возможно ближе к месту слива в целях уменьшения диаметра трубопроводов за регулирующими клапанами и снижения уровня вибрации. Участки трубопроводов за регулирующими клапанами должны быть рассчитаны с учетом того, что по ним течет двухфазный поток, образующийся при вскипании жидкости.

2.3.10. Трубопроводы подвода греющего пара и отвода конденсата на каждом СПП должны иметь запорную арматуру для проведения гидроиспытаний трубных пучков.

2.3.11. Для стабилизации процесса слива сепарата в условиях максимальных колебаний давления рабочего пара в процессе регулирования турбины рекомендуется соединять трубопроводом паровую полость СС с паровым пространством СПП за сепаратором.

2.3.12. Диаметры трубопроводов для удаления части греющего пара вместе с неконденсирующимися газами на выходе из СПП выбираются из условий пропуска расхода парогазовой смеси (см. п. 4.7.9). На выходе этих трубопроводов устанавливаются дроссельные устройства.

2.4. Требования и рекомендации по проектированию сепарато- и конденсатосборников

2.4.1. Проектирование сепарато- и конденсатосборников должно выполняться в соответствии с работой [1].

СС могут быть сделаны выносными, а КС могут быть как встроенными в СПП, так и выносными. Корпуса СС и КС должны быть рассчитаны на устойчивость под вакуумом.

2.4.2. Полные объемы сепарато- и конденсатосборников должны определяться из условий обеспечения нормальной работы системы регулирования уровня в СС и КС. На основе опыта про-

ектирования и эксплуатации существующих СС и КС рекомендуется их полный объем принимать равным не менее минутного расхода жидкости.

2.4.3. Не допускается использовать КС и СС в качестве емкостей для приема потоков теплоносителей с температурой выше температуры потоков из СПП (посторонние потоки теплоносителей обязательно должны учитываться при расчете объемов СС и КС).

2.4.4. Рабочее положение уровня рекомендуется устанавливать в средней точке по высоте СС и КС.

2.4.5. При проектировании СС и КС в их конструкции рекомендуется предусматривать:

противовороночные устройства над выходным патрубком;

устройства для успокоения уровня;

патрубок в СС для соединения с паровым объемом СПП за сепаратором;

расположение входного патрубка над уровнем (для КС) и под уровнем (для СС);

штуцеры для уровнемеров (количество штуцеров определяется турбинными заводами и проектировщиками станции);

штуцеры для удаления неконденсирующихся газов;

патрубок для отбора проб на наличие Cl^--иона (для СПП, выполненных из аустенитных сталей);

штуцеры для дыхательных линий (если они необходимы).

2.5. Техническое задание на проектирование СПП

2.5.1. Техническое задание должно разрабатываться в соответствии с ГОСТ 15.001—73 и ОСТ 24.001.08—72 [3].

2.5.2. Техническое задание должно включать режимные параметры при работе на следующих нагрузках: на нагрузках холостого хода, 25, 50, 75 и 100%-ной от номинальной мощности и на режиме максимальной мощности.

Ниже приводится перечень параметров, необходимых для включения в техническое задание:

$G_н$ — расход нагреваемого пара на СПП, кг/с, кг/ч;

$(1-x_н^{вх})$ — влажность нагреваемого пара на входе в СПП, %;

$p_н^{вх}$ — давление нагреваемого пара на входе в СПП, кгс/см²;

$t_н^{вх}$ — температура нагреваемого пара на входе в СПП, °С;

$t_н^{вых}$ — температура нагреваемого пара на выходе из СПП, °С;

$\Delta p_н$ — потери давления нагреваемого пара в СПП, кгс/см²;

$p_г$ — давление греющего пара на входе в аппарат (всех ступеней перегрева), кгс/см²;

$t_г$ — температура греющего пара на входе в аппарат (всех ступеней перегрева), °С;

$(1-x_г)$ — влажность греющего пара (всех ступеней перегрева), %;

химический состав нагреваемого и греющего пара всех ступеней;

количество неконденсирующихся газов и их состав в нагреваемом и греющем паре всех ступеней.

3. СЕПАРАЦИОННОЕ УСТРОЙСТВО

(назначение элементов и рекомендации по проектированию)

3.1. Начальные условия, назначение, элементы

3.1.1. В зависимости от схемы турбоустановки могут применяться промежуточные сепараторы-пароперегреватели или промежуточные сепараторы. В расчетах сепарационных устройств СПП и СП нет принципиальных различий.

3.1.2. Сепарационное устройство предназначено для снижения влажности пара от начальных значений $(1-x_{вх})$ до значений влажности на выходе $(1-x_{вых})<1\%$.

3.1.3. Значение начальной влажности смеси перед аппаратом принимается равным значению на выходе из соответствующего цилиндра турбоустановки и для различных типов турбоустановок изменяется в диапазоне $(1-x_{вх})=12\div15\%$.

При уменьшении нагрузки турбоустановки начальная влажность изменяется незначительно, при этом ее значения практически не превосходят значений для номинальной нагрузки. В связи с этим наиболее тяжелым для сепарационного устройства следует считать режим при максимальном расходе пара. Допустимо выполнение расчетов только для этой нагрузки.

3.1.4. Сепарационное устройство состоит из следующих элементов: входной камеры; входного коллектора; элементов, в которых осуществляется отделение от пара основного количества жидкости (в отечественных конструкциях — жалюзийных пакетов); выходного коллектора, дренажного устройства. В некоторых аппаратах могут отсутствовать отдельные элементы, например, выходной сепарационный коллектор в СПП-500. Отдельные элементы могут быть образованы путем соответствующих конструктивных решений других элементов. Например, блоки, состоящие из направляющих лопаток, жалюзийных пакетов и дроссельных дырчатых листов в совокупности с разделительными перегородками, в аппаратах СПП-220М, СПП-500-1, СПП-750 образуются входные и выходные коллекторы.

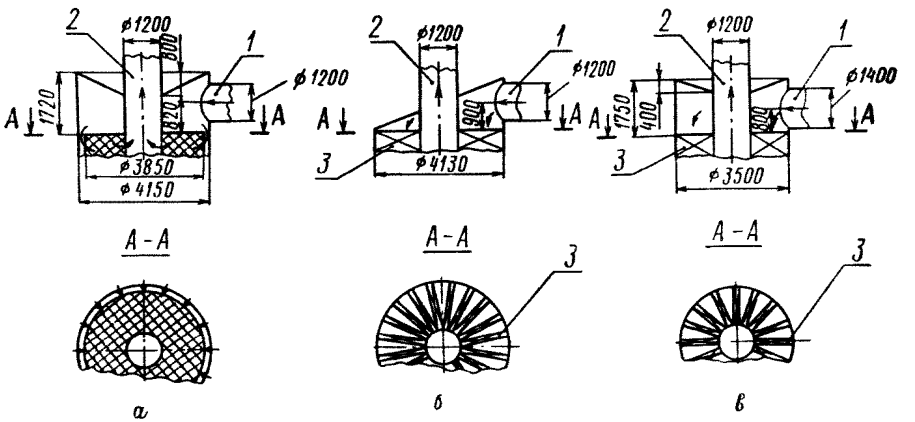
3.2. Входная камера

3.2.1. Во входную камеру осуществляется подвод влажного пара от соответствующего цилиндра турбины. Входная камера должна обеспечивать равномерное распределение потока пара по входным коллекторам сепарационных блоков при минимальных габаритах, гидравлическом сопротивлении и паровом объеме.

3.2.2. Применение входной камеры рекомендуется при боковом подводе влажного пара к вертикальным аппаратам. Наличие входной камеры позволяет использовать симметричную относительно оси аппарата компоновку сепарационных элементов, что целесообразно по конструктивным и технологическим соображениям, а также по условиям экспериментальной отработки сепарационного устройства.

Подвод пара непосредственно во входной коллектор без входной камеры рекомендуется при осевом подводе пара к аппарату и расположении входного коллектора в центральной части корпуса.

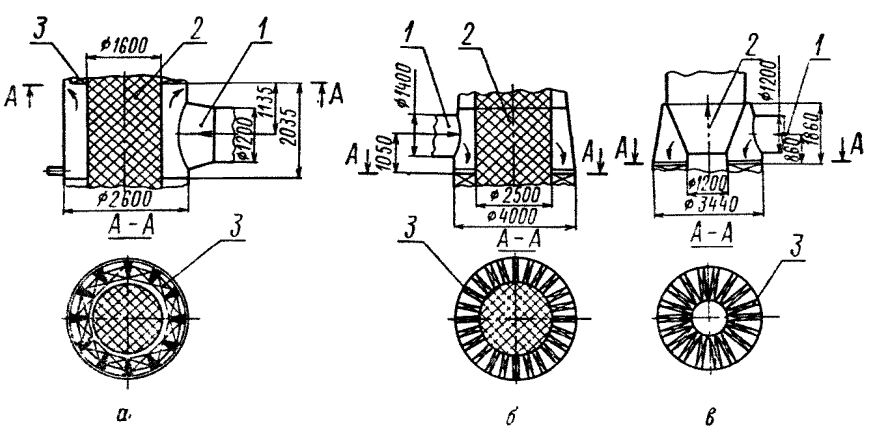
Принципиальные конструкции входных камер



а — СПП-500; *б* — СПП-500-1; *в* — СПП-220М:
1 — вход влажного пара; *2* — выход перегретого пара; *3* — сепарационный блок

Черт. 2

Принципиальные конструкции входных камер



а — СПП-220; *б* — СПП-750; *в* — СПП-1000;
1 — вход влажного пара; *2* — выход перегретого пара; *3* — сепарационный блок

Черт. 3

3.2.3. Принципиальные конструкции входных камер аппаратов, запроектированных и находящихся в эксплуатации, представлены на черт. 2 и 3.

Пароперегревательные пучки а аппаратах СПП-220 и СПП-750, а также пароперегревательный пучок и сепарационные блоки в СПП-500 показаны условно (заштрихованные области). Направление движения потока пара указано стрелками. Через боковой патрубок пар подводится к входной камере и, огибая центральную трубу или центральный конус, поступает в секции кольцевого клинового коллектора (при кольцевом расположении пакетов) или в «секторные» входные коллекторы (при радиальном расположении пакетов).

3.2.4. В вертикальных аппаратах принимается верхнее или нижнее по отношению к сепарационным элементам расположение входных камер.

При нижнем расположении входной камеры (например, в аппарате СПП-220) для удаления жидкости, поступающей в виде пленки из трубопроводов и частично оседающей на стенках входной камеры, необходимо предусматривать специальные дренажные линии.

При верхнем расположении входной камеры влага, отделенная в трубопроводе и входной камере, удаляется через дренажные устройства входных коллекторов и жалюзийных пакетов. Влажность на входе в аппараты относительно невелика, и жалюзийные пакеты в состоянии обеспечить ее эффективное отделение. При низких нагрузках значительное количество влаги может быть отделено во входных коллекторах даже при существенной неравномерности ее поступления на сепарационные блоки.

3.2.5. Неравномерность распределения парового потока на выходе из входных камер в настоящее время не может быть определена расчетным путем и устанавливается на основе исследований на моделях и натурных аппаратах.

Оценка неравномерности распределения потока на выходе из входной камеры производится с помощью коэффициента распределения скорости

$$\psi_{в.к} = \frac{w}{w_{ср}}, \qquad (2)$$

где w — местное значение скорости, м/с;

$w_{ср}$ — среднерасходное значение скорости, м/с.

При проектировании аппарата определяющим является максимальное значение $\psi_{в.к}^{max}$. Значения указанного коэффициента для некоторых конструкций входных камер, полученные при стендовых исследованиях на моделях (для аппарата СПП-500 подтвержденные испытаниями на головном образце), представлены в табл. 1.

Для иных конструкций входных камер коэффициент $\psi_{в.к}^{max}$ должен определяться экспериментально.

3.3. Входные коллекторы

3.3.1. Основное назначение входных коллекторов — обеспечение равномерной раздачи потока пара по жалюзийным пакетам. При вертикальной конструкции аппаратов и многоярусном по высоте

Таблица 1

Тип СПП	Максимальное значение коэффициента распределения скорости $\psi_{в.к}^{max}$
СПП-500	1,2
СПП-220М	1,1
СПП-220	1,5

расположении жалюзийных пакетов входные коллекторы должны обеспечивать равномерное распределение потока по высоте сепарационных устройств при общем повороте потока на 90°.

3.3.2. Принципиальные конструкции входных коллекторов приведены на черт. 4.

Входной коллектор аппарата СПП-500 образован внутренней цилиндрической поверхностью корпуса и блоком направляющих лопаток, расположенных под углом так, что между корпусом и лопатками создается клиновое сечение. В коллекторе имеет место опускное движение влажного пара. В нижней части коллектора предусмотрен канал для дренажа отделенной влаги. Направляющие лопатки изготовлены в виде самостоятельного блока, единого по всей высоте сепарационной части аппарата и расположенного по ходу потока пара перед жалюзийными пакетами.

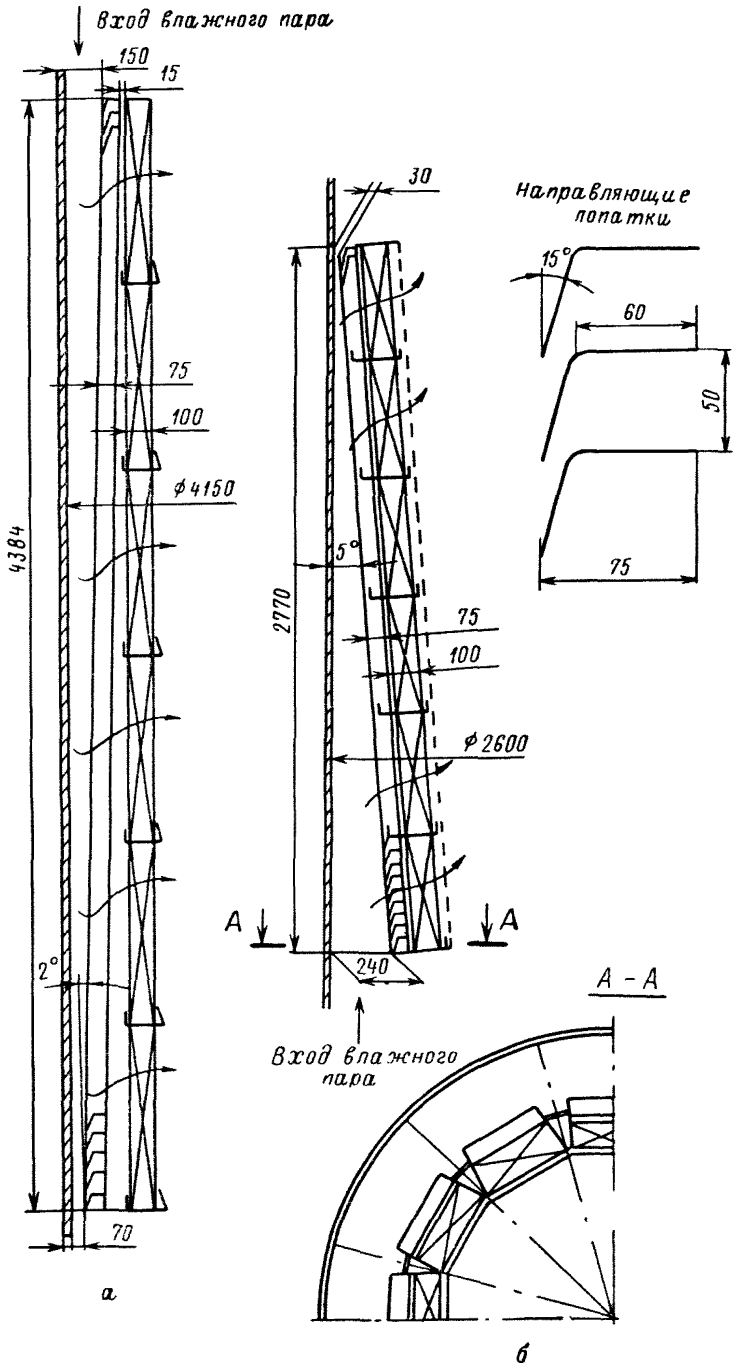
Поток пара при входе в направляющий аппарат поворачивает на 165°, затем делает поворот между лопатками на 75° и практически в горизонтальном направлении поступает на жалюзийные пакеты. Блок направляющих лопаток обеспечивает достаточно равномерное поле скоростей перед пакетами жалюзи и отделение от влажного пара некоторого количества жидкости.

Входной коллектор аппарата СПП-220 в вертикальном сечении также имеет форму клина. В коллекторе осуществляется подъемное движение влажного пара. Направляющие лопатки выполнены в едином блоке с жалюзийными пакетами. Профиль лопаток в аппаратах СПП-220 и СПП-500 принят единый, однако в СПП-220 лопатки расположены так, что поток пара при входе в них практически не меняет своего направления.

На черт. 5 приведены принципиальная конструкция сепарационного блока аппаратов СПП-220М, СПП-500-I, СПП-750, СПП-1000 и основные геометрические размеры блоков. В аппаратах принято радиальное расположение блоков. Входной коллектор имеет форму, близкую к клину, не только в вертикальном, но и в горизонтальном сечениях. Наклонная стенка выходного коллектора *P2* показана на черт. 5 условно, так как является стенкой *P1* близлежащего блока. В этих конструкциях направляющие лопатки выполнены единым блоком с жалюзийными пакетами и дырчатыми листами.

3.3.3. В коллекторах с опускным движением среды происходит отделение жидкости вследствие резкого поворота потока влажного

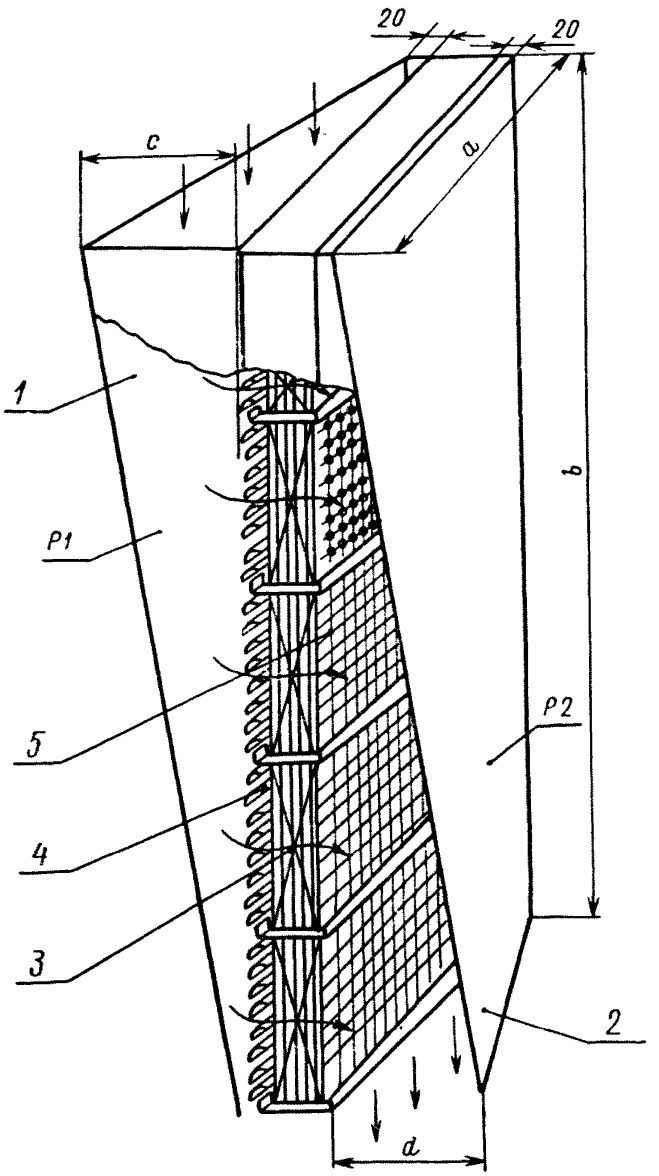
Принципиальные конструкции входных коллекторов СПП-500 и СПП-220



а — СПП-500; *б* — СПП-220

Черт. 4

Принципиальная конструкция сепарационного блока



мм

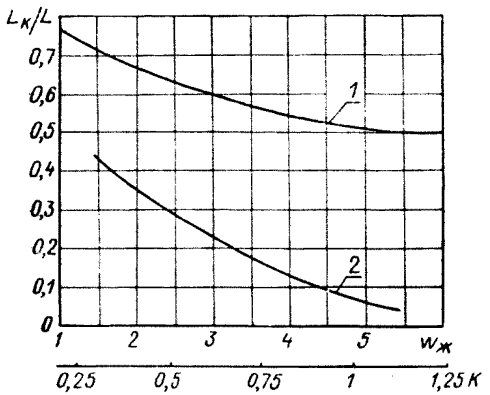
Тип СПП	*a*	*b*	*c*	*d*
СПП-220М	1070	2380	426	426
СПП-500-I	1070	3360	426	426
СПП-750	720	2500	300	300
СПП-1000	1070	2880	332	332

1 — входной коллектор; *2* — выходной коллектор; *3* — жалюзийные пакеты; *4* — направляющие лопатки; *5* — дроссельный дырчатый лист

Черт. 5

пара направляющими лопатками. Наиболее крупные из капель, находящихся во влажном паре, под действием инерционных сил перемещаются в узкую часть входного коллектора и отводятся из аппарата.

Зависимость относительного расхода жидкости, отделенной во входных коллекторах, от скорости воздуха на входе в жалюзийные пакеты и параметра K



1 — СПП-500; *2* — СПП-220М

Черт. 6

На черт. 6 приведены опытные данные по отделению влаги во входных коллекторах. По оси ординат отложено отношение количества жидкости, отделенной входным коллектором $L_к$, к количеству жидкости на входе L. На оси абсцисс приведены значения скоростей воздуха на входе в жалюзийные пакеты $w_ж$. Для возможности использования результатов испытаний при реальных условиях на оси абсцисс приведены также значения параметра K, соответствующие значениям скорости потока на входе в жалюзийные пакеты.

Определение параметра K дано в п. 3.4.2, а в п. 3.4.3 показано, что номинальные режимы работы отечественных аппаратов соответствуют значениям $K=0{,}5\div0{,}75$.

Из черт. 6 следует, что при значениях $K\leqslant0{,}5\div0{,}75$ входные коллекторы отделяют значительную долю поступающей жидкости, причем существенно бóльшую эффективность обеспечивает конструкция входного коллектора СПП-500.

Отделение влаги в коллекторах обеспечивает дополнительную надежность работы сепарационных устройств как в рабочем диапазоне нагрузок турбоустановки, так и в режиме пуска, когда возможно поступление значительного количества жидкости в отдельные входные коллекторы или отдельные зоны общего входного коллектора.

В коллекторе с подъемным движением влажного пара (СПП-220) принятая конструкция коллектора и направляющих лопаток обеспечивает поступление всей влаги непосредственно на жалюзийные пакеты, т. е. отделение влаги в коллекторе не происходит. Принципиально возможна организация отделения и отвода влаги из коллекторов с подъемным движением среды, однако это вызывает существенное усложнение конструкции аппарата. В связи с этим предпочтительной является организация опускного движения во входных коллекторах и соответственно верхнее относительно сепарационных блоков расположение входных камер.

3.3.4. Неравномерность распределения парового потока на выходе из входных коллекторов или в жалюзийных пакетах может быть установлена на основании экспериментальных исследований и количественно характеризуется коэффициентом распределения скорости

$$\psi_{в.кол} = \frac{w_ж}{\overline{w}_ж}, \qquad (3)$$

где $w_ж$ и $\overline{w}_ж$ — местное и среднерасходное значения скоростей до жалюзийного пакета или за ним соответственно, м/с.

Равномерность распределения потока достигается не только за счет входных коллекторов, но и за счет соответствующих конструкций выходных коллекторов, дросселирования потока с помощью дырчатых листов за жалюзийными пакетами или дросселирования в пароперегревательных пучках. В связи с этим входные коллекторы являются одним из элементов, обеспечивающих равномерную раздачу пара по пакетам, однако условно неравномерность отнесена только к входным коллекторам.

Максимальные значения коэффициента неравномерности, полученные при испытаниях на моделях, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Наименование	СПП-500	СПП-220	СПП-220М		
Коэффициент живого сечения дырчатого листа за жалюзийными пакетами, %	—	5,9	10,5	7,8	5,4
Максимальное значение коэффициента неравномерности $\psi^{max}_{в.кол}$	2,2	1,5	2,2	2,1	1,8

Для новых конструкций СПП, отличных от указанных выше, значения коэффициента неравномерности должны определяться экспериментальным путем.

3.4. Жалюзийные пакеты

3.4.1. Жалюзийные пакеты являются основным устройством для отделения капель воды от потока пара.

Поток пара проходит через жалюзийные пакеты в горизонтальном или близком к горизонтали направлениях. Капли воды отделяются от потока пара в основном под действием центробежных сил при поворотах потока в криволинейных каналах между пластинами жалюзи. Пленка отсепарированной жидкости стекает по поверхности жалюзи перпендикулярно направлению движения потока пара. Нарушение нормальной работы жалюзийных пакетов обусловлено увлечением пленки жидкости в направлении потока пара и срывом капель с выходных кромок жалюзи в нижней части пакетов.

3.4.2. Критическая скорость набегания потока пара на жалюзи $w_{кр}$ соответствует минимальной влажности потока, выходящего

из жалюзийного пакета, при условии обеспечения равномерного поля скоростей.

Критическая скорость рассчитывается по формуле

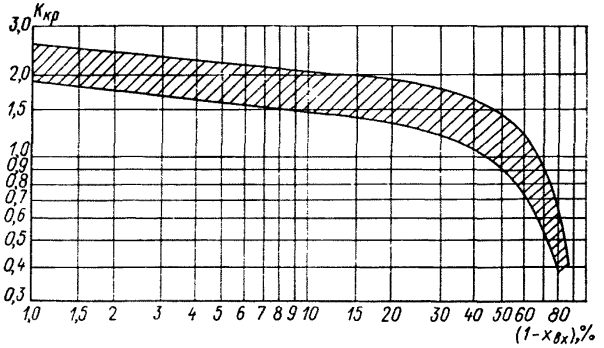
$$w_{кр} = K_{кр} \sqrt[4]{\frac{g^2 \sigma (\gamma' - \gamma'')}{\gamma''^2}}, \qquad (4)$$

где σ — коэффициент поверхностного натяжения, кгс/м;

$K_{кр}$ — безразмерный параметр.

Безразмерный параметр $K_{кр}$ зависит от начальной влажности пара $(1 - x_{вх})$, ширины жалюзийных пластин по ходу потока b или числа волн в профиле и рабочей высоты пластин h. Зависимость $K_{кр}$ от начальной влажности приведена на черт. 7.

Зависимость безразмерного параметра $K_{кр}$ от начальной влажности пара (газа)



Черт. 7

Заштрихованная область ограничивает расслоение опытных данных, полученных при исследованиях на разных средах и различных экспериментальных установках. Расслоение данных обусловлено, главным образом, разными методиками определения критических скоростей, отличием экспериментальных установок и частично различием высоты пакетов и их ширины.

Из черт. 7 следует, что при влажности перед пакетами $(1 - x_{вх}) = 12 \div 15\%$, характерной для СПП, критическая скорость пара соответствует $K_{кр} = 1{,}4$, если значение $K_{кр}$ принимать с запасом по нижней границе области. Значения скорости в зависимости от давления для пароводяной смеси приведены на черт. 8. Верхняя кривая соответствует значению $K_{кр} = 1{,}4$. В данном случае $w = w_{кр}$. Дополнительные пояснения к графику см. в п. 3.4.3.

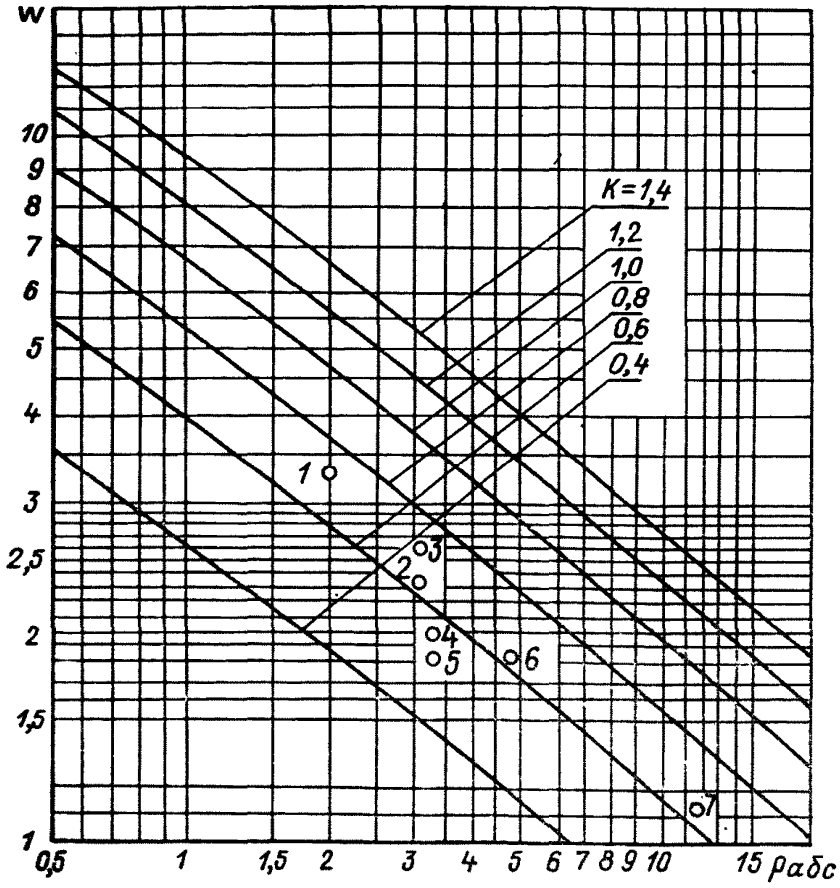
При начальной влажности 12—15% безразмерный параметр $K_{кр}$ в зависимости от рабочей высоты жалюзи и ширины пластин по ходу потока или числа волн в профиле рассчитывается по формуле

$$K_{кр} = 1{,}9 - 0{,}33 \left(\frac{h}{b}\right)^{0{,}25}. \qquad (5)$$

Результаты расчетов по формуле (5) приведены на черт. 9 (кривая *1*), из которого следует:

изменение ширины жалюзийных пластин оказывает незначительное влияние на величину $K_{кр}$. В связи с этим нет оснований

Зависимость скорости пара от давления при различных значениях K



1 — сепаратор турбоустановки АК-70(СП-70); *2* — СПП-220М; *3* — СПП-220; *4* — СПП-500-1; *5* — СПП-500; *6* — СПП-750; *7* — СПП-1000

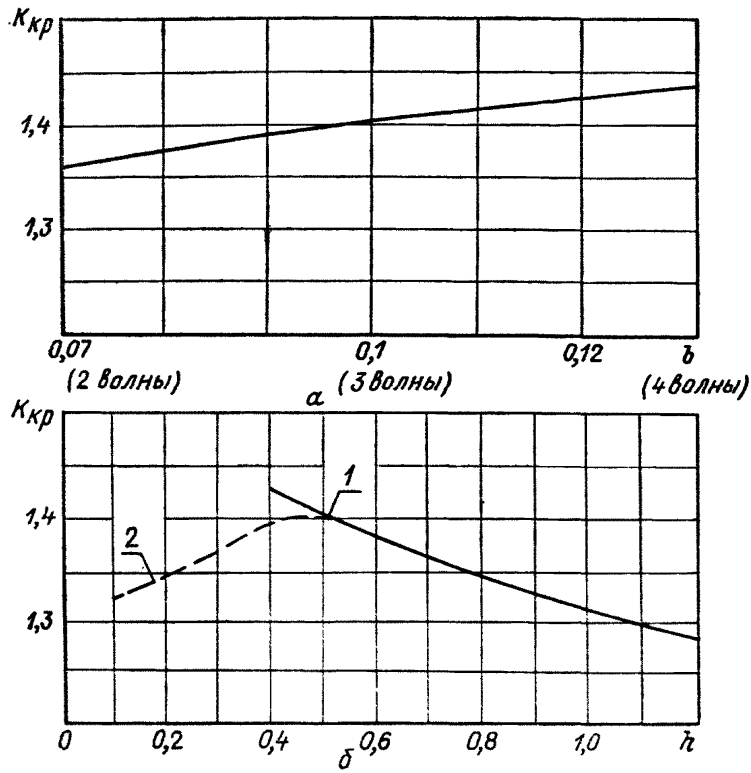
Черт. 8

для изменения ширины пластин по сравнению с применяемой в СПП величиной $b=0{,}1$ м. Необходимо учитывать, что увеличение ширины b или числа волн приведет к повышению габаритов и веса СПП, а уменьшение b может вызвать снижение эффективности работы жалюзийных пакетов, т. е. повышение влажности на выходе;

уменьшение высоты жалюзийных пластин менее 0,4—0,5 м приведет к снижению критической скорости из-за возрастания от-

носительного влияния дренажных устройств (см. кривую *2* на черт. 9, *б*). Увеличение высоты более 0,5 м является целесообразным в случаях, когда использование типовых пакетов вызывает необходимость установки дополнительного яруса по высоте и из-

Зависимость безразмерного параметра $K_{кр}$ от параметров жалюзийного пакета



а — от ширины жалюзийного пакета или числа волн в профиле; *б* — от рабочей высоты жалюзийного пакета

Черт. 9

лишнего снижения критической скорости. При этом необходимо рассматривать вопросы жесткости конструкции пакета, вибрации жалюзийных пластин и направляющих лопаток.

3.4.3. Максимальное местное значение скорости набегания потока пара на жалюзийные пакеты не должно превышать критического значения скорости. Допустимая скорость выбирается с учетом максимальной скорости и рассчитывается по формуле

$$w_д = \frac{w_{кр}}{\psi^{max}}, \qquad (6)$$

где ψ^{max} — общий коэффициент распределения скоростей.

Коэффициент ψ^{max} зависит от распределения скоростей на выходе потока пара из входной камеры и во входном коллекторе и определяется по формуле

$$\psi^{max} = \psi^{max}_{в.к} \psi^{max}_{в.кол}. \quad (7)$$

Значения коэффициентов $\psi^{max}_{в.к}$ и $\psi^{max}_{в.кол}$ следует принимать в соответствии с пп. 3.2.4 и 3.3.4.

3.4.4. Допустимая скорость рассчитывается по активной площади жалюзийных пакетов, т. е. за вычетом из общей площади участков, перекрытых планками и козырьками по периметру каждого жалюзийного пакета.

В табл. 3 представлен расчет допустимых скоростей для некоторых аппаратов. Так как в расчете приняты максимальные местные значения коэффициентов распределения, характерные лишь для сравнительно небольших площадей проходных сечений, а также минимальные значения критических скоростей, незначительное превышение принятых скоростей над допустимыми, по-видимому, не вызовет существенного изменения конечной влажности. Оценка возможности превышения скоростей в реальных аппаратах в сравнении с допустимыми расчетными значениями может быть сделана на основе промышленных испытаний аппаратов.

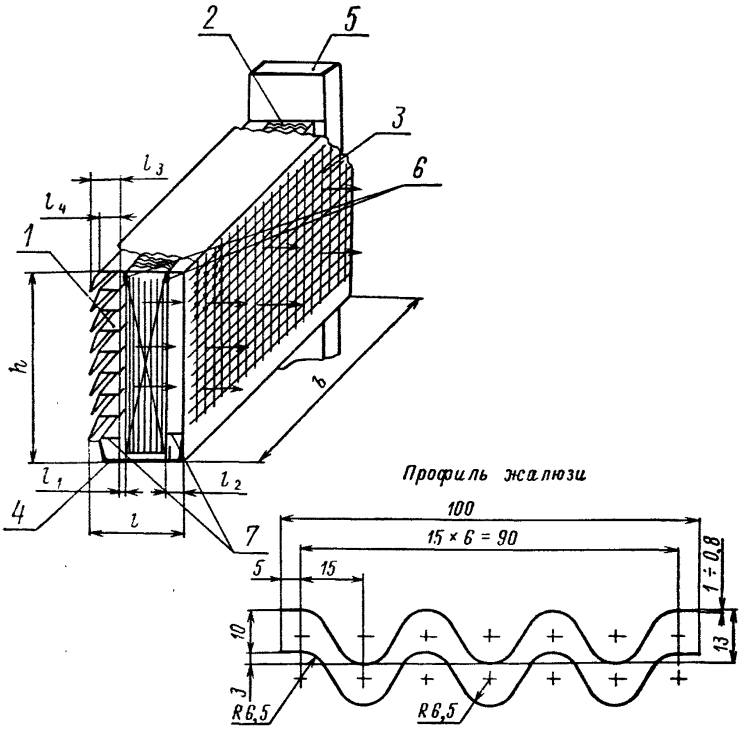
Таблица 3

Наименование параметров	Формула или источник	СПП-500	СПП-220М	СПП-220
Критическая скорость $w_{кр}$, м/с	П.3.4.2	5,00	5,40	5,40
Максимальное значение коэффициента распределения скорости входной камеры $\psi^{max}_{в.к}$	П.3.2.4	1,20	1,10	1,50
Максимальное значение коэффициента распределения скорости входного коллектора $\psi^{max}_{в.кол}$	П.3.3.4	2,20	2,10	1,50
Максимальное значение общего коэффициента распределения скорости ψ^{max}	$\psi^{max} = \psi^{max}_{в.к} \psi^{max}_{в.кол}$	2,60	2,30	2,20
Допустимое значение скорости набегания на жалюзийные пакеты $w_д$, м/с	$w_д = \frac{w_{кр}}{\psi^{max}}$	1,90	2,30	2,45

На черт. 8 приведены значения скоростей, принятые в различных конструкциях аппаратов, а также расчетные зависимости скорости от давления при различных значениях $K = \text{const}$. Как следует из черт. 8, диапазон принятых скоростей соответствует изменению безразмерного параметра K, рассчитанного по формуле (4):

$K=0{,}5\div0{,}7$. Поэтому до проведения испытаний различных элементов аппаратов расчет допустимой скорости для конструкций СПП, подобных исследованным, можно производить также, исходя из значений $K=0{,}5\div0{,}7$.

Принципиальная конструкция жалюзийного пакета



1 — направляющие лопатки; *2* — жалюзи; *3* — дырчатый лист; *4* — дренажное корыто; *5* — дренажный канал; *6, 7* — планки

Черт. 10

3.4.5. Принципиальная конструкция жалюзийного пакета с направляющими лопатками и дырчатым листом представлена на черт. 10. Основные геометрические характеристики пакетов для разных СПП приведены в табл. 4 (обозначения см. на черт. 10).

Габаритные размеры h и b даны с учетом размеров каркаса пакетов и дренажных устройств. В табл. 5 приведены также диаметры отверстий d_0, шаг отверстий t и коэффициент живого сечения $\overline{f}$ перфорированных листов.

Таблица 4

Размеры в мм

Величина	СПП-500	СПП-220	СПП-220М	СПП-500-1	СПП-750	СПП-1000
h	548	460	471	495	—	471
b	595/537	454—554	1070	1235	—	1070
l	—	230	220	218	—	194
l_1	3—145	5	4	2	—	3
l_2	—	45	40	40	—	17
d_0	—	6,0	7,5	7,5	7,5	7,5
t	—	Шахматное расположение 26 и 13	23	23	23	23
$\bar{f}$	—	0,084	0,073	0,073	0,0835	0,0835
l_3	75	75	71	73	—	67
l_4	60	60	56	58	—	52

Жалюзийные пластины имеют волнообразный профиль (см. черт. 10) и собираются в пакеты, как правило, с шагом 10 мм. При этом перекрытие одной пластины другой составляет 3 мм. Отсутствие перекрытия или его значительное уменьшение приводит к возрастанию влажности пара на выходе из жалюзи.

Наряду с пакетами прямоугольной формы с равными шагами между пластинами жалюзи на входе и выходе потока применяются пакеты с радиальным расположением жалюзийных пластин. В аппарате СПП-500 пакеты имеют форму части кольца, в которых жалюзи устанавливаются с различными шагами на входе и выходе потока, соответственно равными 10,7 и 10 мм. Ширина пакета по внутреннему диаметру кольца составляет 537 мм, по наружному 595 мм (см. табл. 4).

Жалюзийные пластины собираются в пакеты путем приварки их к дистанционирующим планкам для обеспечения одинакового шага по высоте и ширине пакета.

Крайние жалюзийные пластины пакетов привариваются к боковым стенкам каркаса по всей высоте пластин с двух сторон, чтобы организовать проход влажного пара только по криволинейным каналам.

Для исключения прямого прохода влажного пара через зазор между верхними торцевыми кромками жалюзийных пластин и верхним основанием пакета устанавливаются планки *6* шириной ≈ 15 мм.

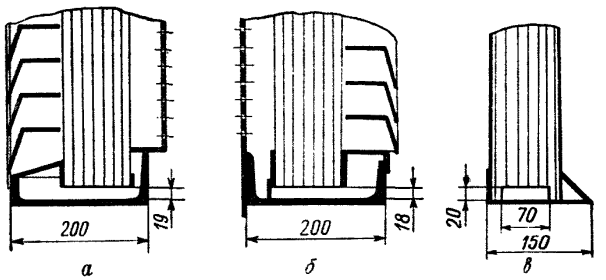
Нижняя часть жалюзийного пакета опущена в дренажное корыто *4*, служащее для сбора отсепарированной жидкости.

Для предотвращения выноса отсепарированной жидкости из нижней части пакета и дренажного корыта с обеих сторон пакета на высоте около 50 мм от нижних торцевых кромок жалюзи устанавливаются планки *7*. Жидкость, собираемая в дренажное корыто, затем поступает в дренажный канал *5*.

Жалюзийные пакеты устанавливаются в аппаратах в несколько ярусов один над другим. Дренажные каналы объединяют по высоте все ярусы пакетов.

В аппаратах применяется радиальное (СПП-220М, СПП-500-I, СПП-750 и СПП-1000) или кольцевое расположение пакетов (СПП-500, СПП-220).

Принципиальные конструкции дренажных устройств жалюзийных пакетов



а — СПП-220; *б* — СПП-220М; *в* — СПП-500

Черт. 11

При радиальном расположении габаритные размеры всех пакетов одного аппарата одинаковы. Ширина пакетов обусловливается внутренним диаметром корпуса СПП и диаметром центральной трубы.

При кольцевом расположении в аппарате СПП-220 жалюзийные пакеты в сборе с направляющими лопатками и дырчатыми листами устанавливаются наклонно к вертикали. Ширина пакетов по ярусам меняется от 454 до 554 мм.

В аппарате СПП-500 пакеты устанавливаются вертикально, а блок направляющих лопаток под углом к ним. Поэтому расстояние от направляющих лопаток до жалюзи к низу ярусов жалюзи увеличивается от 3 до 145 мм. Дырчатый лист в конструкции СПП-500 отсутствует, так как устройством, обеспечивающим дросселирование потока и тем самым равномерное распределение его на выходе из жалюзи, является пароперегревательный пучок.

3.4.6. Во всех конструкциях дренажных систем аппаратов сток пленки жидкости с жалюзийных пластин осуществляется в швеллерообразные дренажные корыта, расположенные горизонтально. Типовые конструкции дренажных устройств жалюзийных пакетов

представлены на черт. 11. Сепарат стекает вдоль по корытам в одном или двух противоположных направлениях.

3.5. Пакеты сеток

3.5.1. Горизонтальные или установленные под малым углом к горизонтали пакеты сетки, так называемые демистеры, применяются зарубежными фирмами как основное устройство для отделения капель жидкости от потока пара. Например, фирма «Вестингауз» до последнего времени устанавливала демистеры в СПП, поставляемых для атомных электростанций мощностью 100—1021 МВт.

В последние годы фирма отказалась от применения демистеров и перешла на использование вертикальных пакетов жалюзи.

Вертикальные пакеты сеток не получили широкого распространения в зарубежной практике. В отечественной практике такие пакеты применяются в химической промышленности и изготавливаются из вязаных проволочных рукавов; в СПП вертикальные и горизонтальные пакеты сеток не применяются.

3.5.2. Непосредственные данные о конструкциях и характерных параметрах демистеров, применяемых в СПП, неизвестны. Исходя из многочисленных данных о демистерах, применяемых в барабанах паровых котлов, в химической промышленности и других смежных областях, следует, что демистеры собираются из вязаных или тканых из проволоки гофрированных полотен, причем гофры в соседних прилегающих друг к другу полотнах пересекаются под углом 90°. Изготавливаются демистеры различных типоразмеров. Наиболее широко применяемый стандартный демистер имеет следующие характеристики: диаметр проволоки 0,274 мм, диаметр ячейки 3,18 мм, высота гофр 6,35 мм, свободный объем 97,7%, плотность набивки 192,5 кг/м^3, площадь поверхности проволоки 361 м^2/м^3.

Диаметр проволоки для вертикального пакета сетки составляет 0,25—0,28 мм, размер ячейки в свету 5×5 мм, диаметр рукава 80—90 мм. Рукава, предварительно сплющенные до 7—10 мм, устанавливаются в пакетах вертикально, причем по ходу потока пара рекомендуется применять не менее 20 рукавов. Свободный объем пакета сетки составляет 98—99%, площадь поверхности проволоки 80—160 м^2/м^3, плотность набивки 30—100 кг/м^3.

3.5.3. Критическую скорость набегания потока пара на пакет сетки рекомендуется рассчитывать по формуле (4). Значения параметра K при установке демистера следует принимать равным 0,35—0,45, для вертикального пакета сетки $K=1{,}2$.

3.5.4. Горизонтальные и вертикальные пакеты сеток в отличие от жалюзи проще в изготовлении и монтаже, более легкие. По эффективности отделения капель жидкости от потока пара и гидравлическому сопротивлению они практически сопоставимы. Повышение эффективности отделения капель жидкости может быть достигнуто путем применения пакетов уплотненной сетки, но это приведет к соответствующему снижению критических скоростей.

Критические скорости для демистеров в 2—3 раза, а для вертикальных пакетов сетки в 1,1—1,2 раза меньше, чем для вертикальных пакетов жалюзи. Пакеты сетки более склонны к забиванию продуктами коррозии, загрязнениями.

В связи с изложенным применять демистеры в СПП не следует из-за низких критических скоростей набегания. Применение вертикальных пакетов сетки на сегодня не представляется целесообразным из-за несколько меньших критических скоростей и склонности к забиванию.

3.6. Дренажная система

3.6.1. Дренажная система предназначена для отвода жидкости, отделенной в сепарационных устройствах аппарата.

Примеры конструктивного выполнения дренажных систем приведены ниже.

Дренажная система аппарата СПП-500 представлена на черт. 12. Сток воды из швеллерообразных корыт осуществляется в вертикальные стояки через окна прямоугольной формы, причем сток с каждого корыта возможен в оба прилегающих стояка. Швеллерообразные корыта на черт. 12, 13 и 14 условно не показаны. Во избежание затекания воды из стояков в дренажные корыта нижерасположенных жалюзийных пакетов окна в стояках изнутри прикрыты отбойными козырьками. В каждый стояк вода поступает с двух сторон от прилегающих к ним дренажных корыт.

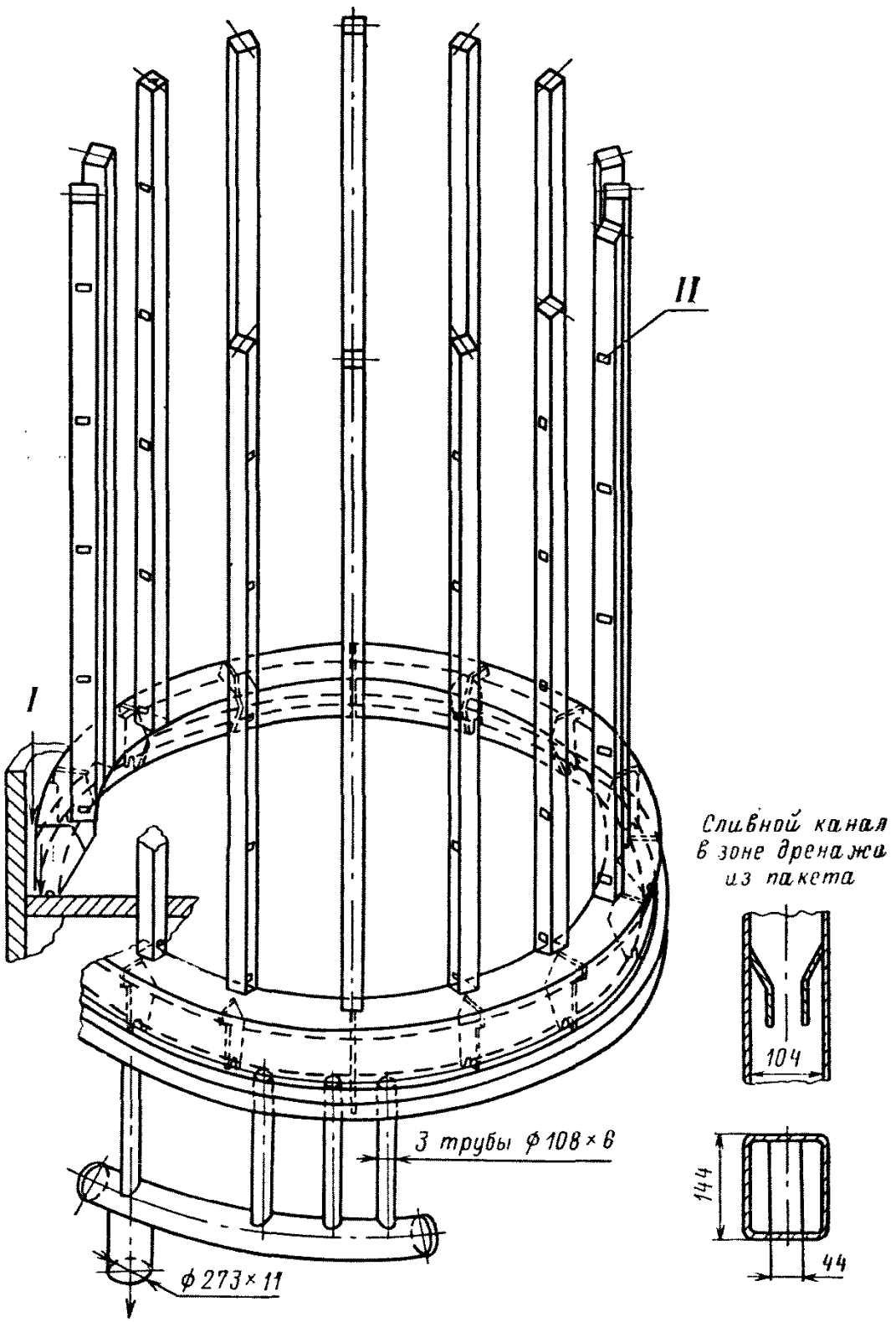
Сток воды из вертикальных стояков осуществляется в горизонтальный кольцевой коллектор трапецеидального сечения, в котором предусмотрены опорные ребра с каналами в донной части для перетока воды в зону отвода сепарата. Слив воды, отделенной во входных коллекторах сепарационных устройств, через гидрозатвор осуществляется также в горизонтальный кольцевой коллектор. Из кольцевого коллектора вода отводится тремя трубами 108×6 и далее трубой 273×11 в сепаратосборник.

Дренажная система аппарата СПП-220 приведена на черт. 13. В этой конструкции сток воды из швеллерообразных дренажных корыт жалюзийных пакетов осуществляется через окна прямоугольной формы в стояки, расположенные под небольшим углом к вертикали. В сечении стояки имеют форму, близкую к треугольной. Швеллерообразные корыта, как и в других дренажных системах, привариваются к стоякам, причем для возможности свободного стока жидкости заусеницы в зоне соединения должны устраняться. В сливных стояках в зоне стока сепарата из корыт также предусматриваются отбойные козырьки. Из стояков сепарат отводится двенадцатью трубами $89\times4{,}5$ в горизонтальный кольцевой коллектор и далее трубой 133×6 в сепаратосборник.

В рассматриваемой конструкции аппарата отделение жидкости во входных коллекторах не предусматривается. Жидкость, отделенная во входной камере, направляется в сепаратосборник.

Дренажная система аппаратов СПП-220М, СПП-500-I, СПП-750, СПП-1000 одинакова (см. черт. 14). Вертикальные дре-

Дренажная система СПП-500

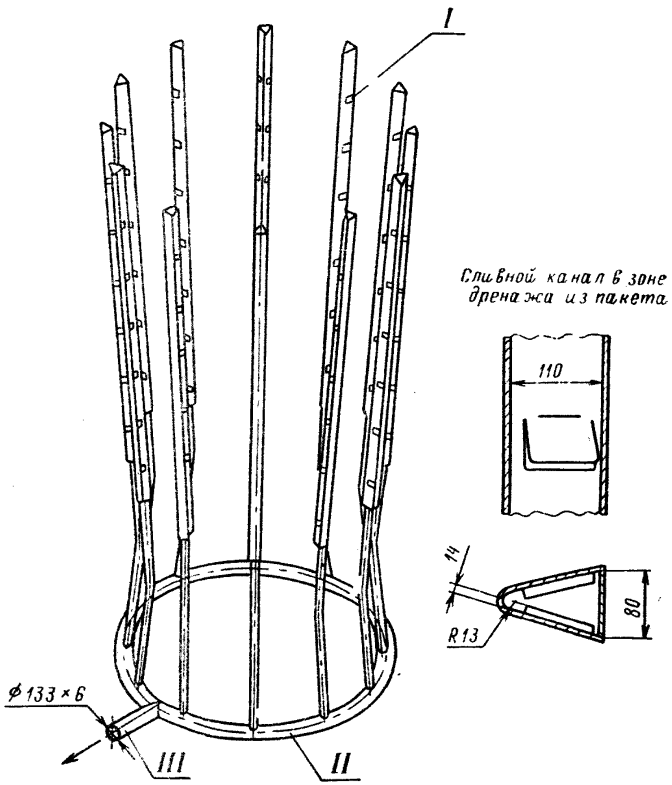


I — вода из входного коллектора; II — вода, отсепарированная в сепарационных устройствах

Черт. 12

нажные стояки находятся в средней части аппарата и примыкают к центральной пароотводящей трубе. Сток сепарата с дренажных корыт жалюзийных пакетов осуществляется в одном направлении

Дренажная система СПП-220



I — вход воды, отсепарированной в жалюзийных пакетах; II — коллектор отсепарированной воды; III — выход воды

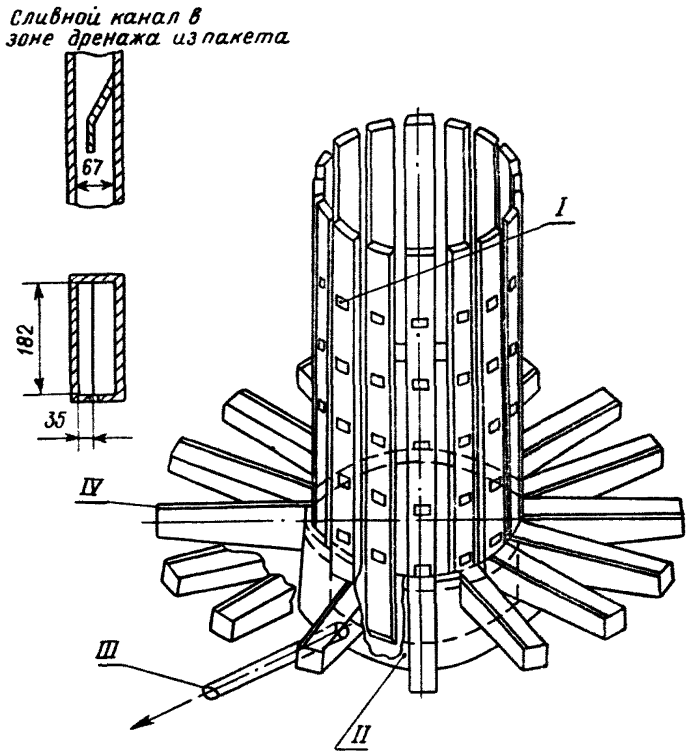
Черт. 13

от периферии к центру, а затем по вертикальным стоякам прямоугольного сечения в кольцевой коллектор, расположенный в центральной части сепаратора. Жидкость, отделенная во входных коллекторах, направляется в радиально расположенные короба, имеющие уклон к центру сепаратора, и по ним поступает также в кольцевой коллектор. Во избежание возможных перетечек пара и нарушения режима слива сепарата вертикальные дренажные стояки заглублены в дренажном корыте, образуя гидрозатвор.

3.6.2. Площадь горизонтального сечения стояков принимается из следующих условий.

При достаточном сечении сепарат стекает по стенкам стояка и падает в виде струй и крупных капель; свободный уровень в стояке не образуется, что исключает возможность обратного за-

Дренажная система аппаратов СПП-220М, СПП-500-I, СПП-750, СПП-1000



I — вход воды, отсепарированной в жалюзийных пакетах; II — коллектор сепарата; III — выход сепарата; IV — вход воды, отсепарированной во входном коллекторе

Черт. 14

текания жидкости из стояков в дренажные корыта нижних ярусов жалюзийных пакетов. Режим работы стояка может характеризоваться скоростью воды $\omega_{ст}$, рассчитанной в узком сечении (в зоне расположения отбойных козырьков) при полном расходе сепарата. В табл. 5 приведены характерные данные дренажных систем и расчет скорости воды в стояках некоторых аппаратов.

Из таблицы следует, что скорость воды в узком сечении стояков не превосходит 0,26 м/с. Надежная работа дренажных систем подтверждена результатами стендовых и промышленных испытаний аппаратов. В новых конструкциях СПП скорость воды в стояках следует принимать не выше указанного значения.

Таблица 5

Наименование	Обозначение	Формула или источник	СПП-500	СПП-220	СПП-220М
Общий расход сепарата на один аппарат, м³/ч	Q	Задано	92,7	34,05	68,1
Количество стояков, шт.	z	То же	16	12	16
Размеры стояка в узком сечении, мм	—	»	44×144	Треугольник со сторонами 52×110×110	35×182
Площадь узкого сечения одного стояка, м²	$F_{ст}$	»	0,00634	0,00313	0,00637
Скорость воды в узком сечении стояков, м/с	$w_{ст}$	$w_{ст}=\frac{Q}{zF_{ст}}$	0,254	0,252	0,186

4. ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬ

(тепловой расчет)

4.1. Материальный баланс СПП

4.1.1. Материальный баланс устанавливает равенство между массами теплоносителей, входящих в СПП и покидающих его.

4.1.2. Полный материальный баланс СПП, учитывающий основные потоки теплоносителей, может быть представлен уравнением

$$G_{н}^{вх}+G_{г_I}^{вх}+G_{г_{II}}^{вх}=G_{н}^{вых}+G_{с}+G_{г_I}^{вых}+G_{г_{II}}^{вых}+G_{д}. \qquad (8)$$

На черт. 15 показана схема СПП с двумя ступенями перегрева и указаны потоки теплоносителей.

4.1.3. Поскольку по ходу греющего пара в пределах СПП отсутствуют промежуточные отборы и потери, т. е. $G_{г_I}^{вх}=G_{г_I}^{вых}$ и $G_{г_{II}}^{вх}=G_{г_{II}}^{вых}$, материальный баланс СПП может быть представлен в упрощенном виде:

$$G_{н}^{вх}=G_{н}^{вых}+G_{с}+G_{д}. \qquad (9)$$

4.1.4. Расход сепарата определяется влажностью пара на входе в СПП и равен

$$G_{с}=G_{н}^{вх}\left(x_{н,сеп}^{вых}-x_{н}^{вх}\right), \qquad (10)$$

где $x_{н,сеп}^{вых}$ — сухость пара за сепарационным устройством.

4.1.5. Расход жидкости через постоянно действующий дренаж, если он необходим, должен обеспечить работу СПП без накопле-

ния влаги на днище. Этот расход должен выбираться равным не более 0,01 $G_{н}^{вх}$, но не менее величины $Q_{пот}/r_{н}$, где $Q_{пот}$ — потери тепла корпусом СПП в окружающую среду.

4.2. Тепловой баланс СПП

4.2.1. Тепловой баланс соответствует равенству между тепловым потоком, подведенным к поверхности нагрева СПП, и потоком, отведенным от нее, с учетом потерь в окружающую среду.

4.2.2. Полный тепловой баланс СПП

$$Q_{г} = Q_{н} + Q_{пот}. \qquad (11)$$

4.2.3. Тепловой поток, подведенный греющими теплоносителями, определяется по формуле

$$Q_{г} = \left(i_{г_I}^{вх} - i_{г_I}^{вых}\right) G_{г_I} + \left(i_{г_{II}}^{вх} - i_{г_{II}}^{вых}\right) G_{г_{II}}, \qquad (12)$$

где

$$\left(i_{г_I}^{вх} - i_{г_I}^{вых}\right) = r_{г_I}\left(x_{г_I}^{вх} - x_{г_I}^{вых}\right);$$

$$\left(i_{г_{II}}^{вх} - i_{г_{II}}^{вых}\right) = r_{г_{II}}\left(x_{г_{II}}^{вх} - x_{г_{II}}^{вых}\right).$$

Энтальпия пара на выходе из сепаратора

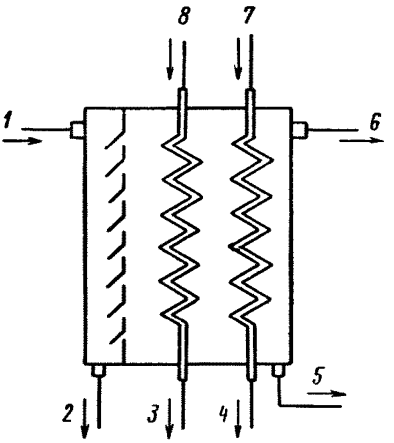
$$i_{н,\,сеп}^{вых} = i'_{н} + r_{н} x_{н,\,сеп}^{вых} = i'_{н}\left(1 - x_{н,\,сеп}^{вых}\right) + i''_{н} x_{н,\,сеп}^{вых}.$$

4.2.4. Тепловой поток, отведенный нагреваемым теплоносителем,

$$Q_{н} = \left(i_{н}^{вых} - i_{н,\,сеп}^{вых}\right) G_{н}^{вых}. \qquad (13)$$

4.2.5. Степень сухости напреваемого пара после сепаратора принимается равной $x_{н,сеп}^{вых} = 0{,}995$ с абсолютной погрешностью $\pm\ (0{,}002 \div 0{,}003)$.

Схема СПП с двумя ступенями перегрева



1—нагреваемый пар на входе (расход $G_{н}^{вх}$, сухость $x_{н}^{вх}$, энтальпия $i_{н}^{вх}$); *2*—сепарат (расход $G_{с}$, энтальпия $i_{с}$); *3*—конденсат греющего пара I ступени перегрева (расход $G_{г_I}^{вых}$, сухость $x_{г_I}^{вых}$, энтальпия $i_{г_I}^{вых}$); *4*—конденсат греющего пара II ступени перегрева (расход $G_{г_{II}}^{вых}$, сухость $x_{г_{II}}^{вых}$, энтальпия $i_{г_{II}}^{вых}$); *5*—постоянно действующий дренаж корпуса СПП (расход $G_{д}$; энтальпия $i_{д}$); *6*—нагреваемый пар на выходе (расход $G_{н}^{вых}$, энтальпия $i_{н}^{вых}$); *7*—греющий пар II ступени перегрева (расход $G_{г_{II}}^{вх}$, сухость $x_{г_{II}}^{вх}$, энтальпия $i_{г_{II}}^{вх}$); *8*—греющий пар I ступени перегрева (расход $G_{г_I}^{вх}$, сухость $x_{г_I}^{вх}$, энтальпия $i_{г_I}^{вх}$)

Черт. 15

4.2.6. Относительные тепловые потери аппарата в окружающую среду оцениваются на основании эксплуатационных и расчетных данных о аналогичных аппаратах. Для современных крупных аппаратов они составляют доли процента и при тепловом расчете могут не учитываться.

4.3. Расчет температурных напоров, коэффициентов теплопередачи, необходимой поверхности теплообмена

4.3.1. Средние расчетные температуры потоков греющего и нагреваемого теплоносителей, по которым принимаются расчетные теплофизические характеристики, равны:

для греющего теплоносителя

$$\bar{t}_г = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2}; \tag{14}$$

для нагреваемого теплоносителя

$$\bar{t}_н = \bar{t}_г - \Delta t_{расч}. \tag{15}$$

4.3.2. Расчетный температурный напор при постоянной температуре одного из теплоносителей, т. е. при условиях, существующих в ступени перегрева СПП, не зависит от направления движения теплоносителей и определяется как среднелогарифмическая разность температур по формуле

$$\Delta t_{расч} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{2{,}3 \lg \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}, \tag{16}$$

где Δt_1 и Δt_2 — бóльшая и меньшая разности температур теплоносителей во входном и выходном сечениях ступени, °С.

Расчет $\Delta t_{расч}$ проводится для каждой ступени перегрева в отдельности.

4.3.3. Коэффициент теплопередачи поверхностей нагрева из гладких труб, отнесенный к наружной поверхности трубы, равен

$$k = \frac{1}{\frac{d}{\alpha_в d_в} + \frac{2{,}3d}{2\lambda} \lg \frac{d}{d_в} + \frac{1}{\alpha_н}}, \tag{17}$$

где $\alpha_в$ и $\alpha_н$ — коэффициенты теплоотдачи теплоносителей соответственно со стороны внутренней и наружной поверхностей трубы, ккал/(м² · ч · °С);

λ — коэффициент теплопроводности металла трубы при средней температуре стенки, ккал/(м · ч · °С).

4.3.4. Усреднение температуры по толщине стенки с точностью, необходимой для выполнения теплового расчета, производится по приближенной формуле

$$t_{ст} = \frac{\alpha_г \bar{t}_г + \alpha_н \bar{t}_н}{\alpha_г + \alpha_н}, \tag{18}$$

где $\alpha_г$ — коэффициент теплоотдачи греющего теплоносителя, ккал/(м² · ч · °С);

$\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи нагреваемого теплоносителя, ккал/(м² · ч · °С).

4.3.5. Линейный, т. е. отнесенный к единице длины труб, коэффициент теплопередачи для гладких труб

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_в d_в} + \frac{2{,}3}{2\lambda} \lg \frac{d}{d_в} + \frac{1}{\alpha_н d}}. \qquad (19)$$

4.3.6. Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности труб, пересчитывается на линейный коэффициент теплопередачи по формуле

$$k_l = k\pi d. \qquad (20)$$

4.3.7. Коэффициент теплопередачи поверхности нагрева из оребренных труб, отнесенный к наружной поверхности несущей («гладкой» поверхности, т. е. той поверхности, которую имела бы труба, если бы на ней отсутствовали ребра) трубы, определяется по формуле

$$k^{ор} = \frac{1}{\frac{d}{\alpha_в^{пр} d_в \varphi_в} + \frac{2{,}3d}{2\lambda} \lg \frac{d}{d_в} + \frac{1}{\alpha_н^{пр} \varphi}}, \qquad (21)$$

где $\alpha_в^{пр}$ и $\alpha_н^{пр}$ — приведенные коэффициенты теплоотдачи, отнесенные к полной оребренной поверхности соответственно с внутренней и наружной стороны трубы (см. п. 4.4.4 и 4.4.12);

d, $d_в$ — наружный и внутренний диаметры трубы;

$\varphi_в$, φ — коэффициенты оребрения, отнесенные соответственно к внутренней и наружной поверхности труб и представляющие собой отношение полной поверхности каждой оребренной стороны трубы к соответствующей гладкой поверхности несущей трубы.

При одностороннем оребрении, например, с наружной стороны, в формулу (21) подставляются $\varphi_в = 1$ и $\alpha_в$ вместо $\alpha_в^{пр}$.

Линейный коэффициент теплопередачи для оребренных труб определяется по формуле

$$k_l^{ор} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_в^{пр} d_в \varphi_в} + \frac{2{,}3}{2\lambda} \lg \frac{d}{d_в} + \frac{1}{\alpha_н^{пр} d\varphi}}. \qquad (22)$$

Обозначения величин те же, что и в формуле (21).

4.3.8. Расчет наружной поверхности теплообмена для каждой ступени перегрева производится по формуле

$$H_i = \frac{Q_i}{q_i} = \frac{Q_i}{k_i \Delta t_{расч\,i}}, \qquad (23)$$

где Q_i — тепловой поток, проходящий через поверхность теплообмена i-й ступени перегрева, ккал/ч;

q_i — удельный тепловой поток i-й ступени перегрева, отнесенная к наружному диаметру труб, ккал/(м²·ч);

k_i — средний коэффициент теплопередачи i-й ступени перегрева, отнесенный к наружной поверхности труб, ккал/(м² · ч · °С);

$\Delta t_{\text{расч } i}$ — расчетный температурный напор i-й ступени перегрева, °С.

4.3.9. Расчетная длина труб поверхности теплообмена

$$L_{\text{расч}\,i} = \frac{H_i}{n_i \pi d}, \tag{24}$$

где n_i — число параллельно включенных труб в ступени.

4.3.10. Коэффициент запаса поверхности нагрева равен

$$k_{\text{зап}} = \frac{H}{H_{\text{расч}}}. \tag{25}$$

4.3.11. Конструктивная величина поверхности нагрева выбирается равной

$$H = H_{\text{расч}} k_{\text{зап}}. \tag{25а}$$

Коэффициент запаса поверхности определяется сложностью поверхности нагрева, условиями эксплуатации, технологией изготовления, точностью расчетных формул и т. п.

Величину коэффициента запаса поверхности рекомендуется выбирать в пределах $k_{\text{зап}} = 1{,}1 \div 1{,}2$.

4.4. Расчет конвективной теплоотдачи при течении перегретого водяного пара

4.4.1. Теплоотдача при турбулентном течении воды и перегретого водяного пара в гладких трубах при $\text{Re} = 10^4 \div 10^6$ определяется по формуле из работы [5]:

$$\text{Nu}_{\text{тр}} = \frac{\frac{\xi}{8}\,\text{RePr}\,C_t}{4{,}5\sqrt{\xi}\,(\text{Pr}^{2/3} - 1) + 1{,}07}, \tag{26}$$

где

$$\xi = \frac{1}{(1{,}8\,\lg\text{Re} - 1{,}64)^2};$$

C_t — поправка на неизотермичность потока.

Для воды при $0{,}08 < \frac{\mu_{\text{ст}}}{\mu_{\text{пот}}} < 40$ $C_t = (\mu_{\text{ст}}/\mu_{\text{пот}})^n$,

где $n = 0{,}11$ при нагревании и $n = 0{,}25$ при охлаждении.

При охлаждении перегретого пара $C_t = 1$.

При нагревании перегретого пара $C_t = (T_{\text{ст}}/T_{\text{пот}})^{-0{,}5}$,

где $T_{\text{ст}}$ — температура стенки, К; $T_{\text{пот}}$ — температура потока, К.

Число Нуссельта для области чисел Прандтля от 0,7 до 2,0 и чисел Рейнольдса от 10^4 до 10^6 может определяться по формуле из работы [5]:

$$\text{Nu}_{\text{тр}} = 0{,}023\text{Re}^{0{,}8}\text{Pr}^{0{,}4} C_t. \tag{27}$$

Влияние естественной шероховатости на теплоотдачу изучено недостаточно. При расчете влияние шероховатости не учитывается, что приводит к запасу поверхности.

При малых влажностях пара (до 1%) испарение остаточной влаги практически не влияет на коэффициент теплоотдачи от стенки к перегреваемому пару.

4.4.2. Теплоотдача при продольном обтекании пучков гладких труб для $1{,}1<\sigma<2{,}4$ [5]

$$Nu = \varepsilon Nu_{тр}, \tag{28}$$

где $Nu_{тр}$ определяется по формуле (26) при $10^4<Re<10^6$.

Для пучков с любым расположением труб при $1 \leqslant \varepsilon \leqslant 1{,}35$

$$\varepsilon = 1{,}1\left(\frac{d_э}{d}\right)^{0{,}1}. \tag{29}$$

Для равносторонней треугольной решетки

$$\varepsilon = 1{,}1\,(1{,}1\sigma^2 - 1)^{0{,}1}. \tag{30}$$

Для квадратной решетки

$$\varepsilon = 1{,}1\,(1{,}27\sigma^2 - 1)^{0{,}1}, \tag{31}$$

где $\sigma = S/d$;

S — шаг труб в пучке (расстояние между осями труб).

Влияние естественной шероховатости на теплоотдачу пучков при продольном обтекании изучено недостаточно и учитывать его при расчетах не рекомендуется.

4.4.3. Теплоотдача при поперечном обтекании водой и перегретым водяным паром многорядных пучков гладких труб ($z \geqslant 10$) рассчитывается по формулам из работы [5]:

— для коридорных пучков

$$Nu = 0{,}56Re^{0{,}5}Pr_{пот}^{0{,}33}\left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25} \text{ при } 10^2 < Re < 10^3; \tag{32}$$

$$Nu = 0{,}2Re^{0{,}65}Pr_{пот}^{0{,}33}\left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25} \text{ при } 10^3 < Re < 2\cdot 10^5 \text{ и } \sigma_2 \geqslant 2; \tag{33}$$

$$Nu = 0{,}2C_s Re^{0{,}65}Pr_{пот}^{0{,}33}\left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25} \text{ при } 10^3 < Re < 2\cdot 10^5 \text{ и } \sigma_2 < 2, \tag{34}$$

где $C_s = \left[1 + (2\sigma_1 - 3)\left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^{-2}$; при $\sigma_1 > 3$ принимать $\sigma_1 = 3$;

при $\sigma_1 \leqslant 1{,}5$ $C_s = 1$;

$$Nu = 0{,}02Re^{0{,}84}Pr_{пот}^{0{,}33}\left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25} \text{ при } Re > 2\cdot 10^5; \tag{35}$$

— для шахматных пучков

$$Nu = 0{,}64Re^{0{,}5}Pr_{пот}^{0{,}33}\left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25} \text{ при } 10^2 < Re < 10^3; \tag{36}$$

$$\mathrm{Nu}=(0{,}28+0{,}06\varphi)\,\mathrm{Re}^{0{,}6}\mathrm{Pr}_{\text{пот}}^{0{,}33}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{\text{пот}}}{\mathrm{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0{,}25} \tag{37}$$

при $10^3 < \mathrm{Re} < 2\cdot10^5$ и $0{,}1 < \varphi < 6$,

где $$\varphi=\frac{\sigma_1-1}{\sigma_2'-1};$$

$$\sigma_2'=\sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4}+\sigma_2^2};$$

$$\mathrm{Nu}=0{,}023\mathrm{Re}^{0{,}84}\mathrm{Pr}_{\text{пот}}^{0{,}33}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{\text{пот}}}{\mathrm{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0{,}25} \text{ при } \mathrm{Re} > 2\cdot10^5. \tag{38}$$

За характерный размер принят наружный диаметр труб, за расчетную скорость — средняя скорость в поперечном сжатом сечении пучка.

При $z<10$

$$\mathrm{Nu}_z=\mathrm{Nu}\,C_z, \tag{39}$$

где Nu — определяется по формулам (32) — (38);

C_z — коэффициент, учитывающий снижение теплоотдачи с уменьшением числа рядов труб; определяется по черт. 16.

Тепловой расчет поперечно омываемых пучков из спиральных труб приведен в п. 4.4.14.

4.4.4. Приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha^{\text{пр}}$ для труб с продольным внешним оребрением при продольном обтекании перегретым водяным паром, отнесенный к полной поверхности оребрения, определяется по зависимости * [4] (при этом коэффициент загрязнения поверхности принят $\varepsilon=0$):

$$\alpha^{\text{пр}}=\left[\frac{H_{\text{р}}}{H_{\text{п}}}E+\frac{H_{\text{тр}}}{H_{\text{п}}}\right]\psi\alpha, \tag{40}$$

где $\frac{H_{\text{р}}}{H_{\text{п}}}$ — отношение поверхности ребер к полной поверхности:

$$\frac{H_{\text{р}}}{H_{\text{п}}}=\frac{2h_{\text{р}}n_{\text{р}}l_{\text{р}}+\delta_{\text{р}}n_{\text{р}}l_{\text{р}}}{2h_{\text{р}}n_{\text{р}}l_{\text{р}}+\pi dl};$$

$\frac{H_{\text{тр}}}{H_{\text{п}}}$ — отношение поверхности труб, не занятой оребрением, к полной поверхности:

$$\frac{H_{\text{тр}}}{H_{\text{п}}}=1-\frac{H_{\text{р}}}{H_{\text{п}}};$$

---

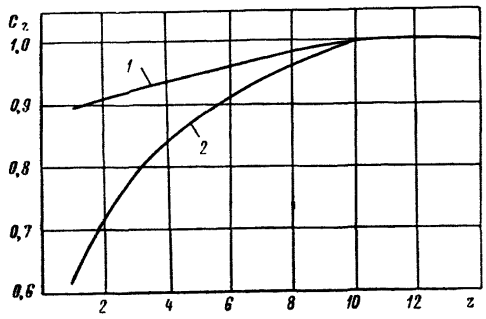
* В пп. 4.4.4, 4.4.5, 4.4.7, 4.4.8 приведены новые данные, отличные от данных РТМ 24.031.05—72.

$h_р$ — высота ребра;
$n_р$ — количество ребер;
$l_р$ — длина оребрения;
l — длина трубы;
ψ — коэффициент, учитывающий влияние неравномерности распределения α по высоте ребра на его эффективность и принимаемый для продольного оребрения равным 0,9;
E — коэффициент эффективности ребра, определяемый по формуле из работы [6]:

$$E = \frac{th(\beta h_р)}{\beta h_р} \text{ при } \beta = \sqrt{\frac{2\alpha\psi}{\lambda_м \delta_р}}; \qquad (41)$$

$\lambda_м$ — коэффициент теплопроводности металла ребра;
$\delta_р$ — толщина ребра.

Поправочный коэффициент C_z при поперечном обтекании шахматных и коридорных пучков гладких труб



1 — коридорные пучки; *2* — шахматные пучки

Черт. 16

4.4.5. Теплоотдача продольно обтекаемых пучков из труб с продольными ребрами при $Re = 2 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^5$ определяется по формуле

$$Nu = 0{,}0332 Re^{0{,}75} Pr_{пот}^{0{,}33} f(h_р/b_2), \qquad (42)$$

где $f(h_р/b_2) = 0{,}2 + 6/[(h_р/b_2)^3 + 6]$;

$b_2 = \left(\frac{\pi D_р}{n_р} - \delta_2\right)$ — ширина зазора между вершинами ребер;

$n_р$ — число ребер;

δ_2 — толщина ребер у вершины.

Сопоставление опубликованных опытных данных по теплоотдаче пучков с продольно оребренными трубами с расчетами по формуле (42) показывает, что они удовлетворяют этой зависимости с разбросом ±18%.

В формуле (42):

$$\mathrm{Nu}=\frac{\alpha d_э}{\lambda};\quad \mathrm{Re}=\frac{w d_э}{\nu},$$

где α — коэффициент теплоотдачи, вычисленный без учета теплопроводности ребер;

$d_э$ — эквивалентный диаметр, определяемый по формуле

$$d_э=\frac{4f}{U};$$

f — площадь живого сечения для прохода теплоносителя; подсчитывается как разность сечения кожуха теплообменника $f_к$ и поперечного сечения трубного пучка $f_п$:

$$f=f_к-f_п;$$

$$f_п=\left(\frac{\pi d^2}{4}+n_р\delta_р h_р\right)n.$$

Здесь n — количество труб в пучке.

Скорость теплоносителя в межтрубном пространстве пучка подсчитывается по формуле

$$w=\frac{V}{f},$$

где V — объемный расход теплоносителя;

λ, ν — коэффициенты теплопроводности и вязкости теплоносителя при средних на расчетном участке давлении и температуре.

4.4.6. Теплоотдача продольно обтекаемых пучков труб в «тесной компоновке», выполненной по черт. 17, в диапазоне $\mathrm{Re}=3\cdot10^3\div1{,}5\cdot10^4$ определяется по формуле *

$$\mathrm{Nu}=0{,}018\mathrm{Re}^{0{,}8}. \qquad (43)$$

4.4.7. Теплоотдача продольно обтекаемых труб с продольным перфорированным оребрением, выполненным по черт. 18, определяется по формуле *

$$\mathrm{Nu}=0{,}045\mathrm{Re}^{0{,}8}\left(\frac{a}{b}\right)^{-0{,}2} \qquad (44)$$

при $\mathrm{Re}=3\cdot10^3\div1{,}5\cdot10^4$; $l_п/h_р=0{,}85\div0{,}9$; $a=5\div20$ мм; $b=1\div1{,}5$ мм.

4.4.8. Теплоотдача продольно обтекаемых труб с продольными разрезными ребрами и отгибом кромок по черт. 19 определяется по уравнению *

$$\mathrm{Nu}_р=C\mathrm{Nu} \qquad (45)$$

при $h_р=8\div12$ мм; $d=12\div20$ мм; $t=10$ мм.

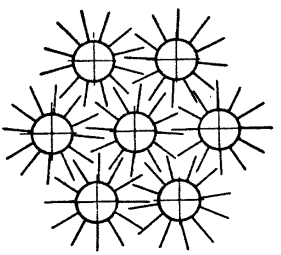
* Формулы получены в результате исследований на воздухе и могут использоваться только для ориентировочных оценок.

В формуле (45) Nu — определяется по формуле (27), C — коэффициент, учитывающий влияние отгиба кромок, определяется по табл. 6.

Таблица 6

$h_п$, мм	0,8	1,2	2,0
C	3,1	3,35	3,75

Схема расположения труб в пучке



Черт. 17

4.4.9. Теплоотдача при поперечном обтекании перегретым водяным паром оребренных поверхностей теплообмена рассмотрена для приведенных на черт. 20 типов оребренных труб [5]:

с круглыми ребрами прямоугольного и трапецеидального сечения (черт. 20, *а* и *б*);

с винтовыми однозаходными ребрами прямоугольного и трапецеидального сечения (черт. 20, *в*).

4.4.10. Коэффициент теплоотдачи α при поперечном обтекании паром коридорных пучков труб с винтовыми однозаходными и круглыми ребрами прямоугольного и трапецеидального сечения, отнесенный к полной поверхности при числах Рейнольдса от 10^4 до $37 \cdot 10^4$, коэффициенте оребрения $\varphi_н$ от 1 до 18,5 и характерном размере l_0 от 0,027 до 0,178 м с точностью ±15% определяется из формулы, приведенной в работе [5]:

$$Nu = 0{,}2Re^{n}Pr^{0{,}33}\varphi_н^{-0{,}7}C_zC_s, \qquad (46)$$

где $Nu = \frac{\alpha l_0}{\lambda}$ — число Нуссельта;

$Re = \frac{wl_0}{\nu}$ — число Рейнольдса;

$n = 0{,}65\varphi_н^{0{,}07}$;

$Pr = \frac{\nu}{a}$ — число Прандтля;

$\varphi_н = \frac{\frac{D_р^2 - d^2}{2} + D_р\delta_2 + d(S_р - \delta_1)}{dS_р}$ — коэффициент оребрения труб (отношение полной наружной поверхности к поверхности несущей трубы);

C_z — поправочный коэффициент на количество рядов z вдоль пучка; при $z<4$ определяется по черт. 21, при $z \geqslant 4$ $C_z = 1$;

C_s — коэффициент формы пучка; при относительном продольном шаге труб $\sigma_2<2$ определяется по черт. 22, при $\sigma_2 \geqslant 2$ $C_s=1$;

$l_0=\frac{H_{тр}}{H_п}d+\frac{H_р}{H_п}\sqrt{0{,}785\left(D_р^2-d^2\right)}$ — характерный размер, м;

$H_{тр}$, $H_р$ и $H_п$ — соответственно поверхность межреберных участков несущей трубы, поверхность ребер и полная поверхность оребренной трубы, м²;

d — диаметр несущей трубы, м;

$D_р$ — диаметр по вершинам ребер, м;

λ — коэффициент теплопроводности пара при средней температуре потока, ккал/(м·ч·°С);

w — скорость пара в сжатом поперечном сечении пучка, м/с;

ν — коэффициент кинематической вязкости пара, м²/с;

a — коэффициент температуропроводности пара, м²/с;

δ_2 и δ_1 — толщина трапецеидального ребра у периферии и основания ребра, м;

$\delta=\delta_1=\delta_2$ — толщина ребра прямоугольного сечения, м;

$S_р$ — шаг ребер, м;

$\sigma_2=\frac{S_2}{d}$ — относительный продольный шаг труб;

S_2 — продольный шаг труб, м.

Отношение участков несущей поверхности, не занятых ребрами, к полной поверхности

$$\frac{H_{тр}}{H_п}=1-\frac{H_р}{H_п},$$

где

$$\frac{H_р}{H_п}=\frac{\frac{D_р^2-d^2}{2}+D_р\delta_2}{\frac{D_р^2-d^2}{2}+D_р\delta_2+d\left(S_р-\delta_1\right)}. \qquad (47)$$

4.4.11. Коэффициент теплоотдачи α при поперечном обтекании перегретым водяным паром шахматных пучков труб с винтовыми однозаходными и круглыми ребрами прямоугольного и трапецеидального сечения, отнесенный к полной поверхности, при числах Рейнольдса от $5\cdot10^3$ до $37\cdot10^4$, коэффициенте оребрения $\varphi_н$ от 1 до 21,2, характерном размере l_0 от 0,012 до 0,178 м и отношении $\frac{\sigma_1-1}{\sigma_2-1}$ от 0,46 до 2,2 определяется из формулы, приведенной в работе [5]:

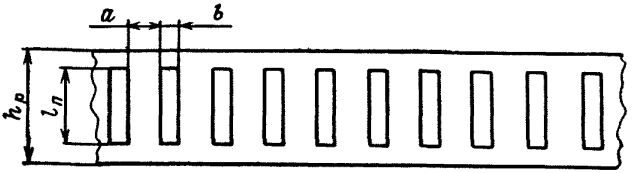
$$Nu=0{,}36Re^n\,Pr^{0{,}33}\varphi_н^{-0{,}5}C_zC_s, \qquad (48)$$

где $n=0{,}6\varphi_н^{0{,}07}$;

C_z — поправочный коэффициент на количество рядов вдоль пучка; при $z<4$ C_z определяется по черт. 23, при $z\geqslant4$ $C_z=1$.

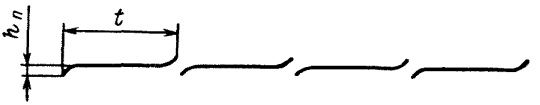
C_s — коэффициент формы пучка:

Схема перфорированного ребра



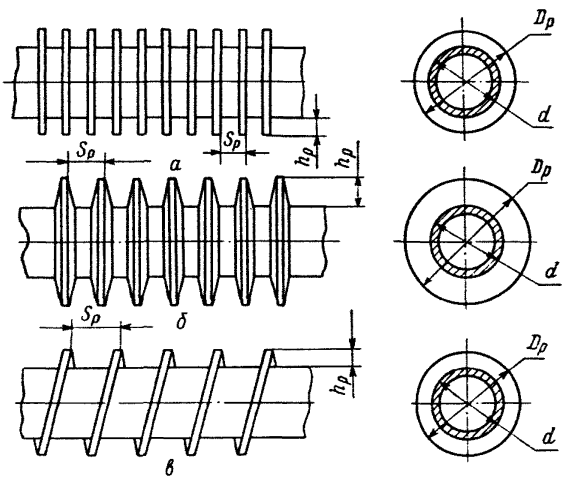
Черт. 18

Схема продольного разрезного ребра с отгибом кромок



Черт. 19

Основные типы оребренных труб



Черт. 20

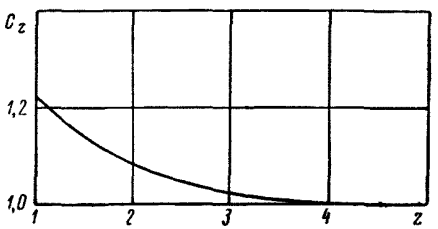
$$C_s = \left(\frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1}\right)^{0,1}.$$

Здесь $\sigma_2' = \frac{S_2'}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2}$ — относительный диагональный шаг труб;

$\sigma_1 = \frac{S_1}{d}$ — относительный поперечный шаг труб;

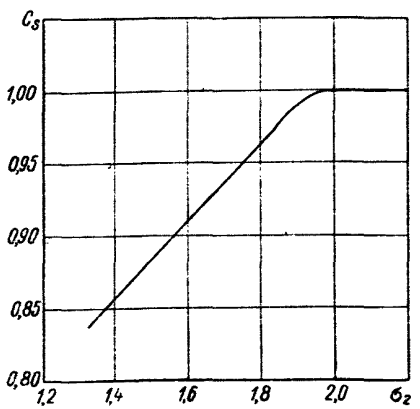
$\sigma_2 = \frac{S_2}{d}$ — относительный продольный шаг труб.

Поправочный коэффициент C_z при поперечном обтекании коридорного пучка оребренных труб



Черт. 21

Коэффициент формы коридорного пучка C_s оребренных труб



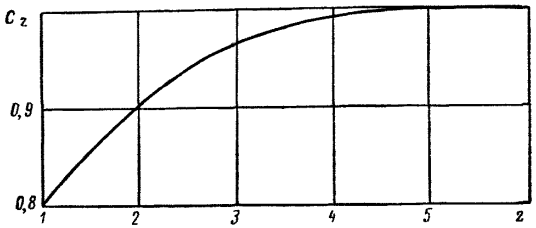
Черт. 22

Скорость пара w (м/с), входящая в число Re, определяется в наиболее сжатом сечении пучка $\left(\text{при } \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} > 2 \text{ скорость определяется по диагональному сечению}\right)$.

Остальные обозначения величин те же, что и в формуле (46).

4.4.12. Приведенный коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании паром пучков оребренных труб (при оребрении несущей

Поправочный коэффициент C_z при поперечном обтекании шахматного пучка оребренных труб



Черт. 23

трубы с наружной стороны) определяется по формуле

$$\alpha^{пр} = \left(\frac{H_р}{H_п} E \mu_р \psi + \frac{H_{тр}}{H_п}\right)\alpha,$$

где E — коэффициент эффективности ребра, вычисленный в зависимости от параметров $\beta h_р$ и $D_р/d$; для труб с винтовыми однозаходными или круглыми ребрами коэффициент эффективности находится по черт. 24;

$\mu_р$ — коэффициент, учитывающий влияние уширения ребер к основанию; для винтовых однозаходных и круглых ребер вычисляется в зависимости от $\beta h_р$ и $\sqrt{\frac{\delta_2}{\delta_1}}$ по вспомогательному графику на черт. 24;

ψ — поправочный коэффициент для труб с винтовыми однозаходными и круглыми ребрами к теоретическому значению коэффициента эффективности ребра E, учитывающий неравномерное распределение α по поверхности ребра; $\psi = 1 - 0{,}058\beta h_р$;

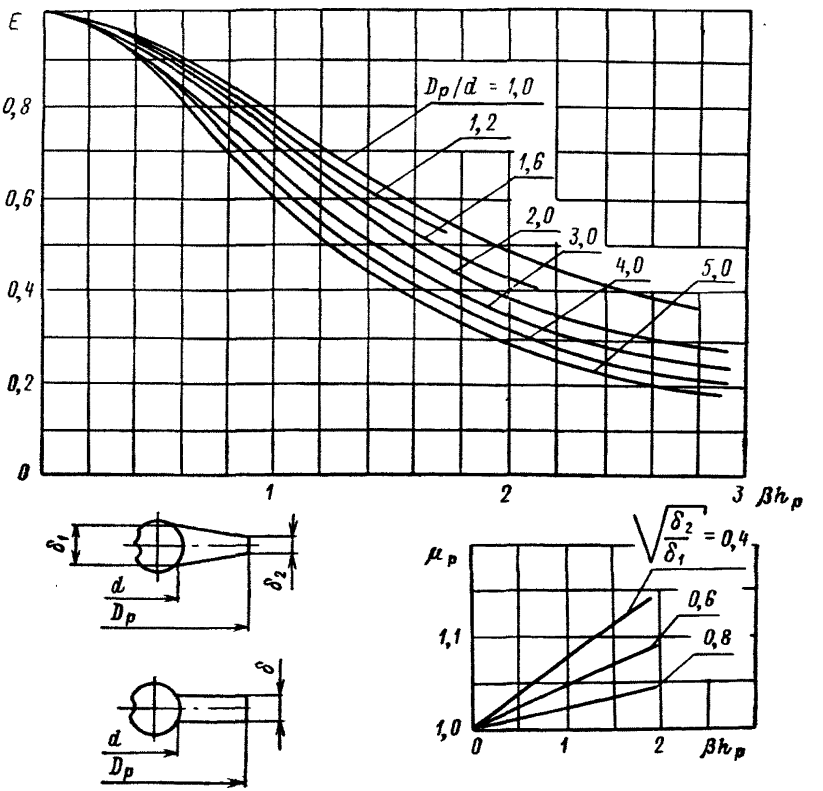
$$\beta = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda_м \delta_{ср}}};$$

$\lambda_м$ — коэффициент теплопроводности материала ребер при средней температуре, ккал/(м · ч · °С);

$\delta_{ср}$ — средняя толщина ребра, м;

α — коэффициент теплоотдачи, вычисленный без учета теплопроводности ребер; рассчитывается по формулам (46) и (48).

Коэффициент эффективности E винтовых однозаходных и круглых ребер прямоугольного и трапецеидального сечения



Черт. 24

4.4.13. Влияние качества приварки оребрения к трубам на теплоотдачу может оцениваться по следующим показателям:

разрывы в сварном шве при длине разрывов менее h_p и их общей длине менее 20% длины ребра не влияют на общий теплосъем;

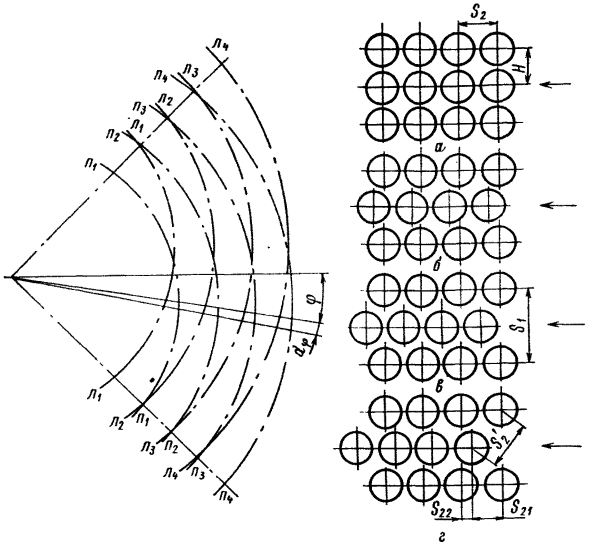
недостаточный провар сварных швов вызывает уменьшение теплосъема. Уменьшение теплосъема составляет: при отслоении менее половины ребер — до 10% и отслоении более половины ребер — до 25—30%.

4.4.14. Тепловой расчет поперечно омываемых пучков из спиральных труб (черт. 25) предлагается проводить методом разбивки

теплообменной поверхности на отдельные секторы с шахматным и коридорным расположением труб.

Тепловой расчет пучка-пакета следует производить для каждого из m выбранных секторов. Для каждого сектора рассчитываются значения Re_1, $Re_2, \ldots, Re_m$, которые определяются по $Re_{ср}$ из формулы (98).

Схема пучка спиральных труб



а — φ =0; 45°; *б* — φ =12°; *в* — φ =22,5°; *г* — φ =33°; $л_1$, $л_2$, $л_3$, $л_4$ — левая навивка; $п_1$, $п_2$, $п_3$, $п_4$ — правая навивка

Черт. 25

Коэффициенты теплоотдачи определяются при этом по формулам раздела 4.4.3.

Теплоотдающая поверхность в каждом из расчетных секторов равна $\frac{H_{общ}}{m}$.

Расход теплоносителя в каждом из секторов определяется как соответствующая доля полного расхода:

$$\frac{G_1}{G} = \frac{Re_1}{Re_{ср}} \frac{\sigma_{21}'}{\sigma_{1ср}} \frac{1}{m}; \qquad (49а)$$

. . . . . .

$$\frac{G_m}{G} = \frac{Re_m}{Re_{ср}} \frac{\sigma_{2m}'}{\sigma_{1ср}} \frac{1}{m}. \qquad (49б)$$

Пренебрегая различиями температурных напоров в секторах, вызванными различиями в расходах, можно определить среднее значение числа Нуссельта для пакета как среднее арифметическое для m секторов.

Используя прием, аналогичный примененному в гидравлическом расчете, т. е. задаваясь двумя значениями $Re_{ср}$ и определяя два соответствующих значения $Nu_{ср}$, можно получить зависимость $Nu_{ср}=f(Re_{ср})$ в общепринятой форме

$$Nu_{ср} = ARe^{к}_{ср}. \qquad (49в)$$

В реальной конструкции пароперегревателя реализуется сложное (например, поперечно-продольное) течение теплоносителя в межтрубном пространстве. Поэтому только с определенной степенью приближения можно считать теплопередачу и температурное поле такими же, как в «идеальном» теплообменнике, в котором, например, все трубы пучка по всей длине обтекаются в строго параллельном их длине направлении.

В частности, в области входа и выхода межтрубного пространства необходимо учитывать как изменение коэффициента теплоотдачи при «косом» обтекании труб, так и поперечный конвективный перенос тепла в пучке.

Неравномерность омывания труб и температурного поля в теплообменнике с П-образным видом линий тока теплоносителя (участки с «непродольным омыванием» труб составляют $\approx 50\%$ общей длины пучка) снижает его эффективность (по сравнению с теплообменником с классическим продольным обтеканием).

4.5. Расчет теплоотдачи при конденсации чистого водяного пара

4.5.1. Средний по длине трубы коэффициент теплоотдачи при полной конденсации внутри вертикальных труб определяется по формуле

$$\alpha = 0{,}1\frac{\lambda_{пл}g}{w_0^2}\sqrt{7A^{1{,}7}+0{,}2A^{2{,}8}}. \qquad (50)$$

Безразмерный комплекс A определяется из выражения

$$A = Fr_0Ga^{1/3}\frac{Pr_{пл}}{Pr_г} = \frac{w_0^2}{(g\nu_{пл})^{2/3}}\frac{Pr_{пл}}{Pr_г}. \qquad (51)$$

Скорость рассчитывается по формуле

$$w_0 = \frac{4ql}{3600r\rho_{пл}d_в}. \qquad (52)$$

Физические свойства определяются при температуре насыщения пара на входе в трубу. Формула (50) справедлива для области изменения A от 0,6 до 4000, для давлений 1—90 кгс/см^2, тепловых потоков $(10\div 800)\,10^3$ ккал/(м$^2\cdot$ч) при длине труб 1—7 м и диаметре труб 10—20 мм.

4.5.2. Число Нуссельта при конденсации пара внутри горизонтальных труб вычисляется по формуле

$$\mathrm{Nu} = c\mathrm{Re}_0^{0,8}\mathrm{Pr}_{пл}^{0,43}\frac{1}{2}\left[\sqrt{1+x^{вх}\left(\frac{\rho_{пл}}{\rho_г}-1\right)}+\sqrt{1+x^{вых}\left(\frac{\rho_{пл}}{\rho_г}-1\right)}\right], \quad (53)$$

где $\mathrm{Nu}=\frac{\alpha d_в}{\lambda_{пл}}$; $\mathrm{Re}_0=\frac{4G}{3600\pi d_в \rho_{пл}\nu_{пл}}$;

$x^{вх}$, $x^{вых}$ — массовые паросодержания потока во входном и выходном сечениях трубы, кг/кг;

c — эмпирический коэффициент, равный 0,024 для труб из углеродистой и нержавеющей стали и 0,032 для медных и латунных труб.

Формула справедлива для области чисел $\mathrm{Pr}_{пл}$ от 0,96 до 0,86, чисел Re_0 от $5\cdot10^3$ до $3\cdot10^5$, давлений от 12 до 90 кгс/см², тепловых потоков от $140\cdot10^3$ до $1350\cdot10^3$ ккал/(м²·ч) при длине труб от 2,2 до 12 м и диаметре труб от 10 до 17 мм для $1{,}0\geqslant x_{вх}>0{,}25$ и $0\leqslant x_{вых}<0{,}69$.

В области $q<140\cdot10^3$ ккал/(м²·ч) и $l>12$ м формулу (53) можно использовать для ориентировочных расчетов.

Расчет теплоотдачи при конденсации в изогнутых трубах следует вести по этой же формуле, но полученное значение числа Nu необходимо умножить на величину $\varepsilon_{изг}$, которая для змеевиковых труб определяется по уравнению

$$\varepsilon_{изг}=1+1{,}8\frac{d_в}{R},$$

где R — радиус закругления змеевика.

Физические свойства определяются при температуре насыщения пара на входе в трубу.

4.5.3. При конденсации движущегося пара в межтрубном пространстве на наружной поверхности вертикального пучка труб в ламинарной области течения конденсатной пленки ($\mathrm{Re}<100$) коэффициент теплоотдачи определяется по формуле из работы [6]

$$\alpha=\varepsilon_w\alpha_0. \quad (54)$$

Значение коэффициента теплоотдачи при конденсации неподвижного пара α_0 на наружной поверхности вертикальных труб в ламинарной области течения пленки ($\mathrm{Re}<100$) следует находить по формуле (при $\Delta t=\mathrm{const}$) из работы [7]

$$\alpha_0=c\mathrm{Re}_{пл}^{-1/3}\lambda_{пл}\left(\frac{g}{\nu_{пл}^2}\right)^{1/3}\varepsilon_t\varepsilon_v, \quad (55)$$

где c — коэффициент, учитывающий материал трубы и состояние поверхности конденсации; для чистых труб из цветных металлов равен 0,925, для углеродистых и нержавеющих труб 0,71;

ε_t — коэффициент, учитывающий изменение теплофизических свойств конденсата поперек пленки, т. е. при изменении температуры пленки от температуры насыщения $t_{нас}$ до температуры стенки $t_{ст}$ (табл. 7);

ε_v — коэффициент, учитывающий влияние на теплоотдачу волнового течения пленки:

$$\varepsilon_v \approx 0{,}8\mathrm{Re}_{пл}^{0{,}11}. \qquad (56)$$

Таблица 7

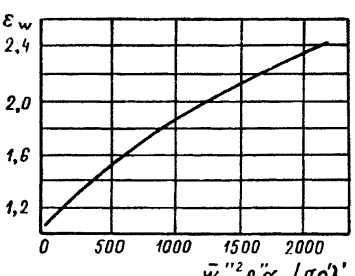
$\Delta t = t_s - t_{ст}$, °С	ε_t			
	$p = 1$ кгс/см²	$p = 5$ кгс/см²	$p = 10$ кгс/см²	$p = 100$ кгс/см²
10	0,975	0,990	0,990	1,01
20	0,965	0,985	0,985	1,01
50	0,900	0,935	0,96	1,02

Число Рейнольдса конденсатной пленки определяется по формуле

$$\mathrm{Re}_{пл} = \frac{ql}{3600 r \rho_{пл} \nu_{пл}}. \qquad (57)$$

При ламинарном течении пленки ($\mathrm{Re} < 100$) поправочный множитель ε_w берется по черт. 26 из работы [6], где $\overline{w''}$ — средняя скорость пара, равная средней арифметической из скорости пара на входе и выходе пучка труб.

Зависимость $\varepsilon_w = f\left(\frac{\overline{w}''^2 \rho'' \alpha_0}{g\rho'\lambda'}\right)$



Черт. 26

В теплообменном аппарате с цилиндрическим корпусом при полной конденсации пара, поступающего в аппарат и продвигающегося сверху вниз, средняя скорость пара может быть определена по формуле

$$\overline{w}'' = \frac{2qln}{3600 r \rho_г d \left(\frac{D_в^2}{d^2} - 1\right)}. \qquad (58)$$

4.5.4. При конденсации движущегося пара в межтрубном пространстве на наружной поверхности вертикального пучка труб в турбулентной области течения конденсатной пленки ($\mathrm{Re} > 100$) коэффициент теплоотдачи определяется по формуле из работы [7]

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = 1 + 0{,}013\left(\frac{\rho_г}{\rho_{пл}}\right)^{1/2} \frac{\overline{w}''}{(g\nu_{пл})^{1/3}}. \qquad (59)$$

Значение коэффициента теплоотдачи при конденсации неподвижного пара α_0 на наружной поверхности вертикальных труб в турбулентной области течения пленки $Re>100$ следует находить по формуле из работы [7]

$$\alpha_0 = c\lambda_{пл}\left(\frac{g}{\nu^2_{пл}}\right)^{1/3}\frac{Re_{пл}\,Pr^{0,4}_{пл}}{Re^{5/6}_{пл}-47+21Pr^{0,4}_{пл}}, \qquad (60)$$

где c — коэффициент, учитывающий материал трубы и состояние поверхности конденсации; для чистых труб из цветных металлов равен 0,054, для труб из нержавеющей и углеродистой стали 0,04.

4.6. Учет тепловой и гидравлической неравномерности

4.6.1. При расчете коэффициента теплоотдачи конвекцией усреднение живых сечений отдельных участков рассчитываемого аппарата производится из условия усреднения скоростей, что равносильно усреднению значений величины $1/f$.

Если в аппарате имеется несколько участков с одинаковым характером омывания поверхности нагрева, но различными живыми сечениями, в расчет вводится средняя площадь сечения

$$f_{ср} = \frac{H_1 + H_2 + \ldots..}{\frac{H_1}{f_1} + \frac{H_2}{f_2} + \ldots..}, \qquad (61)$$

где H_1, H_2 ... — поверхности нагрева участков с живыми сечениями f_1, f_2, .., м^2.

При различных входном f_1 и выходном f_2 сечениях пучка и при плавном изменении величины сечения усреднение производится по формуле

$$f_{ср} = \frac{2f_1f_2}{f_1+f_2}. \qquad (62)$$

4.6.2. При переменных по глубине или ширине аппарата шагах труб в расчет вводятся усредненные по поверхности нагрева значения шага

$$S_{ср} = \frac{S_1H_1 + S_2H_2 + \ldots..}{H_1 + H_2 + \ldots.}, \qquad (63)$$

где H_1, H_2 — поверхности нагрева частей пучка с шагами S_1, S_2, .., м.

4.6.3. При наличии в аппарате нескольких участков с одинаковым характером омывания и различным диаметром труб расчет ведется по усредненному диаметру пропорционально поверхностям нагрева; при этом усредняется величина $1/d$.

Расчетный диаметр определяется по формуле

$$d_{ср} = \frac{H_1 + H_2 + \ldots..}{\frac{H_1}{d_1} + \frac{H_2}{d_2} + \ldots..}. \qquad (64)$$

4.6.4. Для пучков, в которых трубы расположены частично в шахматном порядке, а частично в коридорном, коэффициент теплоотдачи вычисляется отдельно для каждой части (при средних значениях температуры и скорости в пучке) и усредняется пропорционально поверхности нагрева обеих частей по формуле

$$\alpha_к = \frac{\alpha_{шах} H_{шах} + \alpha_{кор} H_{кор}}{H_{шах} + H_{кор}}. \qquad (65)$$

Если поверхность нагрева труб, расположенных в шахматном (коридорном) порядке, превышает 85% всей поверхности нагрева, пучок рассчитывается как шахматный (коридорный).

4.7. Влияние неконденсирующихся газов на работу сепараторов-пароперегревателей

4.7.1. В результате радиолиза воды в реакторах кипящего типа АЭС с одноконтурной схемой пар, поступающий в СПП, содержит газообразные продукты: кислород, водород и др.

4.7.2. На выходе из сепарационного устройства реакторов типа РБМК весовая концентрация неконденсирующихся газов составляет:

кислорода — примерно 14,3 мг/кг;

водорода — примерно 1,8 мг/кг.

4.7.3. По мере конденсации водяного пара происходит повышение концентрации неконденсирующихся газов. Максимальная концентрация неконденсирующихся газов имеет место на концевых по ходу движения пара участках поверхности теплообмена.

4.7.4. Повышение концентрации неконденсирующихся газов приводит к ухудшению теплоотдачи при конденсации греющего пара, а также может привести к образованию взрывоопасной концентрации гремучей смеси.

4.7.5. Нижний предел весовой концентрации гремучей смеси в водяном паре из условий взрывобезопасности принимается равным 12,7%.

4.7.6. Неконденсирующийся газ должен удаляться из тракта греющего пара СПП либо с конденсатом за счет растворимости в нем, либо вместе с конденсатом и продувочным паром (выпаром).

4.7.7. Удаление неконденсирующихся газов из СПП производится для улучшения условий теплообмена на поверхностях нагрева и предотвращения возможности образования взрывоопасной концентрации гремучей смеси.

4.7.8. При удалении неконденсирующихся газов с продувочным паром расчет количества продувочного пара в общем случае производится по формуле

$$y = \frac{C_{вх} - C_{конд}}{C_{вых} - C_{конд}}, \qquad (66)$$

где y — отношение расхода продувочного пара к общему расходу греющего пара, кг/кг;

$C_{вх}$, $C_{вых}$ — весовые концентрации газа в паре соответственно на входе и выходе из СПП, кг/кг;

$C_{конд}$ — весовая концентрация газа в конденсате пара, кг/кг.

4.7.9. Расход продувочного пара $G_{пр}$ определяется по формуле

$$G_{пр} = yG. \tag{67}$$

4.7.10. В случае, когда неконденсирующиеся газы удаляются с продувочным паром, растворимостью газов в конденсате можно пренебречь и расчет производить по формуле

$$G_{пр} = \frac{C_{вх}}{C_{вых}} G. \tag{68}$$

4.7.11. Весовая концентрация неконденсирующихся газов (гремучей смеси) в продувочном паре, выводимом из аппарата, не должна превышать 6%.

4.7.12. Удаление парогазовой смеси необходимо производить из коллектора (камеры) греющего пара, где неконденсирующиеся газы имеют максимальную концентрацию.

4.7.13. Когда не предусматривается продувка, удаление неконденсирующихся газов происходит за счет растворимости в конденсате. При этом должно выполняться условие

$$C_{вх} = C_{конд}. \tag{69}$$

4.7.14. Равновесная концентрация газа в воде определяется по закону Генри:

$$C_{конд} = K_г p_г, \tag{70}$$

где $K_г$ — константа Генри, зависящая от температуры и рода газа [13].

4.7.15. Для уменьшения влияния неконденсирующихся газов на теплоотдачу при конденсации пара и отсутствии продувки необходимо организовать спутное движение парогазовой смеси и пленки конденсата.

4.8. Влияние неконденсирующихся газов на теплоотдачу при конденсации пара

4.8.1. При наличии продувки и концентрациях неконденсирующихся газов на входе, не превышающих указанных в п. 4.7.2, теплообмен при конденсации может рассчитываться по зависимостям для чистого пара.

При работе аппаратов без продувки необходимо учитывать влияние неконденсирующегося газа на теплоотдачу при конденсации.

4.8.2. Зависимость относительного локального коэффициента теплоотдачи $\alpha_г/\alpha$ (где α — коэффициент теплоотдачи при конденсации чистого пара, $\alpha_г$ — коэффициент теплоотдачи при конденсации парогазовой смеси) от объемного газосодержания при конден-

сации пара в межтрубном пространстве может быть представлена выражением

$$\frac{\alpha_г}{\alpha} = 1 - \varepsilon_г^m. \quad (71)$$

4.8.3. Объемное газосодержание подсчитывается по формуле

$$\varepsilon_г = \frac{p_г}{p} = \frac{V_г}{V}, \quad (72)$$

где $p_г$ — парциальное давление газа, кгс/см²;
p — давление смеси, кгс/см²;
$V_г$ — объем газа на 1 кг пара при нормальных условиях, м³/кг;
V — объем смеси на 1 кг пара при нормальных условиях, м³/кг.

4.8.4. Объем парогазовой смеси с учетом неидеальности водяного пара определяется по формуле

$$V = v_п p_п \frac{264}{T}, \quad (73)$$

где $v_п$ — удельный объем пара при соответствующих давлении $p_п$ и температуре Т.

4.8.5. Парциальное давление пара в смеси определяется по закону Дальтона:

$$p_п = p - p_г. \quad (74)$$

4.8.6. Показатель степени m выбирается по табл. 8 в зависимости от режимных параметров.

Таблица 8

m	p, кгс/см²	$q \cdot 10^{-5}$, ккал/(м²·ч)	Re	ε
0,40	20	0,3—0,45	2900—4300	0—0,12
0,48	20	0,8—0,97	2600—9400	0—0,12
0,60	40	0,68—1,07	2500—8700	0—0,1
0,71	80	0,44—0,54	1800—10000	0—0,2
1,3	80	1,05—1,48	700—4200	0—0,24

4.8.7. Величина локального удельного теплового потока на наружной поверхности трубы может быть получена из выражения

$$q = \alpha_г \Delta t, \quad (75)$$

где $\Delta t = t_s - t_{ст}$;
t_s — температура насыщения при парциальном давлении пара в рассматриваемом сечении.

4.8.8. При конденсации пара из движущейся парогазовой смеси внутри вертикальной трубы длиной до 3 м расчет теплоотдачи для давлений 8—30 кгс/см² может производиться по формуле

$$\frac{\alpha_г}{\alpha} = 1 - 0{,}25(\varepsilon_г^{вх})^{0{,}7}, \qquad (76)$$

где $\varepsilon_г^{вх}$ — объемное газосодержание на входе ($\varepsilon_г^{вх} < 0{,}025$).

5. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

5.1. Общие положения

5.1.1. Задачей гидравлического расчета сепаратора-пароперегревателя является определение потерь давления в трактах пароперегревательной части и сепарационного устройства.

5.1.2. Для выполнения гидравлического расчета нужно иметь результаты теплового расчета, а также конструктивные и компоновочные характеристики аппарата:

гидравлическую схему (включая коммуникации);

тип и геометрические характеристики каждого элемента (ступень, кассета, модуль);

число, диаметр и длины труб, кассет, модулей, число и вид поворотов для каждого элемента, характер изменения сечения по элементам;

расположение и тип коллекторов, их диаметр, способы отвода и подвода пара.

5.1.3. Общее сопротивление тракта теплоносителя (Δp, кгс/м^2) в пределах СПП складывается из сопротивлений, возникающих при движении теплоносителя в пределах поверхностей теплообмена и вне их, и равно сумме местных сопротивлений, сопротивлений трения, сопротивлений вследствие ускорения потока и нивелирных перепадов давления:

$$\Delta p = \Sigma\Delta p_м + \Sigma\Delta p_{тр} + \Sigma\Delta p_у + \Sigma\Delta p_н, \qquad (77)$$

где $\Delta p_м$ — местные сопротивления, кгс/м^2;

$\Delta p_{тр}$ — сопротивление трения труб, каналов и продольно обтекаемых пучков труб, кгс/м^2;

$\Delta p_у$ — потеря давления на ускорение потока, кгс/м^2;

$\Delta p_н$ — нивелирный перепад давления, кгс/м^2.

5.2. Местные гидравлические сопротивления

5.2.1. В аппарате СПП к местным сопротивлениям следует отнести потери давления во входной камере, в сепарационном устройстве, при изменении сечения на входе пара в пучок первой ступени, потери в решетках, потери, связанные с поворотом потока и входом во вторую ступень, потери, связанные со входом и выходом пара.

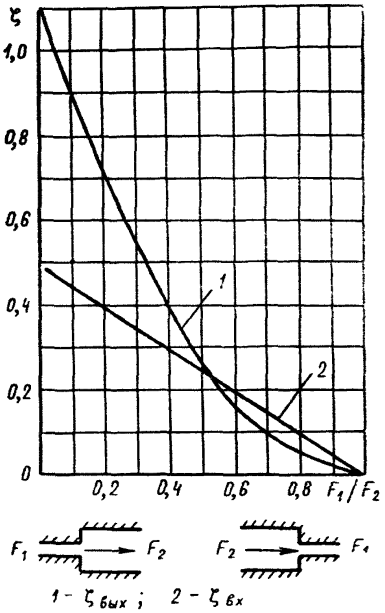
Коэффициент местного сопротивления равен

$$\zeta = \frac{2\Delta p_м}{\rho w^2}. \qquad (78)$$

5.2.2. Коэффициенты сопротивления при резком изменении сечения канала любой формы определяются по черт. 27 [8], причем сопротивление рассчитывается по скорости в меньшем сечении.

5.2.3. Значения коэффициентов местных сопротивлений типа входа в трубу или выхода из трубы, входа в канал или выхода из канала через решетку (диафрагму) приведены в табл. 9 [9].

Коэффициенты сопротивления при внезапном изменении сечения



F_1 — меньшее сечение; F_2 — большее сечение

Черт. 27

5.2.4. Поворот потока пара внутри пучка труб представляет сложное местное сопротивление.

Коэффициент местного сопротивления поворота ζ принимается равным:

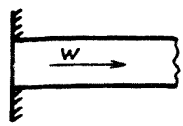
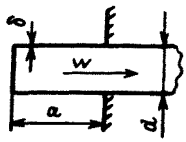
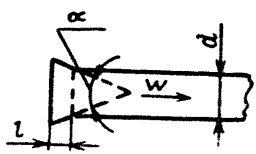
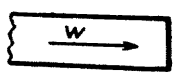
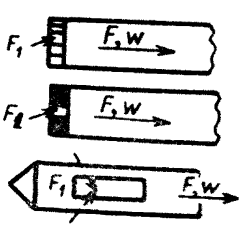
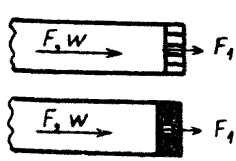
2,0 — при повороте на 180°;

1,0 — при повороте на 90°;

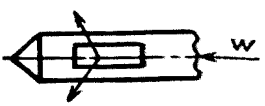
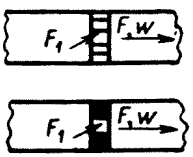
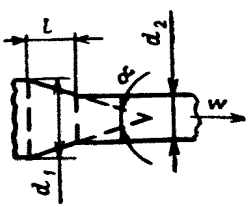
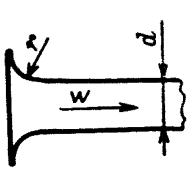
0,5 — при повороте на 45°.

За расчетную скорость при определении сопротивления поворота принимается среднеарифметическое значение скорости на входе и выходе поворота, а при повороте на 180° — среднеарифметическое значение скоростей в начале, в середине и в конце поворота.

Таблица 9

Наименование местного сопротивления	Схема участка	Коэффициент местного сопротивления, отнесенный к указанной на схеме скорости
Вход в канал с прямыми кромками заподлицо со стенкой		$\varsigma = 0{,}5$
Вход в канал с прямыми выступающими кромками		$\zeta = 1{,}0$ при $\delta/d \approx 0$ и $a/d \geqslant 0{,}2$ $\varsigma \approx 0{,}85$ при $\delta/d \approx 0$ и $0{,}05 < a/d < 0{,}2$ $\varsigma \approx 0{,}5$ при $\delta/d \geqslant 0{,}04$
Вход в канал с прямолинейным раструбом (как заподлицо со стенкой, так и с выступающими кромками)		$\varsigma = 0{,}4$ при $\alpha = 30°$ $\varsigma = 0{,}2$ при $\alpha = 50°$ $\varsigma = 0{,}25$ при $\alpha = 90°$ } при $l = 0{,}2d$ $\varsigma = 0{,}2$ при $\alpha = 30°$ $\varsigma = 0{,}15$ при $\alpha = 50°$ $\varsigma = 0{,}2$ при $\alpha = 90°$ } при $l \geqslant 0{,}3d$ Для прямоугольного канала ζ определяется по бо́льшему из значений α
Выход из канала		$\varsigma = 1{,}1$
Вход в канал через решетку, диафрагму или одно (первое) боковое отверстие (отверстия с острыми краями)		$\varsigma = \left(1{,}707 \frac{F}{F_1} - 1\right)^2$ Для бокового входа при $\frac{F_1}{F} \geqslant 0{,}4$ к величине ς прибавляется $\varsigma_{пов} = 1{,}0$
Выход из канала через решетку или диафрагму (отверстия с острыми краями)		$\varsigma = \left(\frac{F}{F_1} + 0{,}707 \frac{F}{F_1}\sqrt{1 - \frac{F_1}{F}}\right)^2$

Продолжение табл. 9

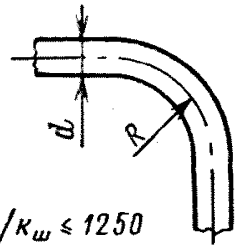
Наименование местного сопротивления	Схема участка	Коэффициент местного сопротивления, отнесенный к указанной на схеме скорости
Выход из канала через одно (последнее) боковое отверстие		$\zeta \approx 2{,}5$
Решетка или диафрагма внутри канала (отверстия с острыми краями)		$\zeta = \left(\frac{F}{F_1} - 1 + 0{,}707\frac{F}{F_1}\sqrt{1-\frac{F_1}{F}}\right)^2$
Конфузор в прямом канале		$\zeta = 0$ при $\alpha < 20°$ $\zeta = 0{,}1$ при $\alpha = 20 \div 60°$ При $\alpha > 60°$ определять ζ как для внезапного сужения сечения — черт. 27. Угол конфузора определяется из соотношения $$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \frac{d_1 - d_2}{2l}$$ При прямоугольном сечении и двустороннем сжатии конфузора размеры d принимаются по стороне с большим углом сужения
Вход в канал с закругленными кромками		Заподлицо со стенкой: $\zeta = 0{,}25$ при $r/d = 0{,}05$ $\zeta = 0{,}12$ при $r/d = 0{,}1$ $\zeta = 0{,}0$ при $r/d = 0{,}2$ При выступающих кромках: $\zeta = 0{,}4$ при $r/d = 0{,}05$ $\zeta = 0{,}12$ при $r/d = 0{,}1$ $\zeta = 0{,}0$ при $r/d = 0{,}2$

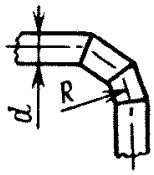
5.2.5. Коэффициент сопротивления поворота в канале зависит от формы сечения канала, величины угла и радиуса поворота, а также от режима течения.

Ниже рассматриваются различные типы поворотов только для каналов круглого сечения.

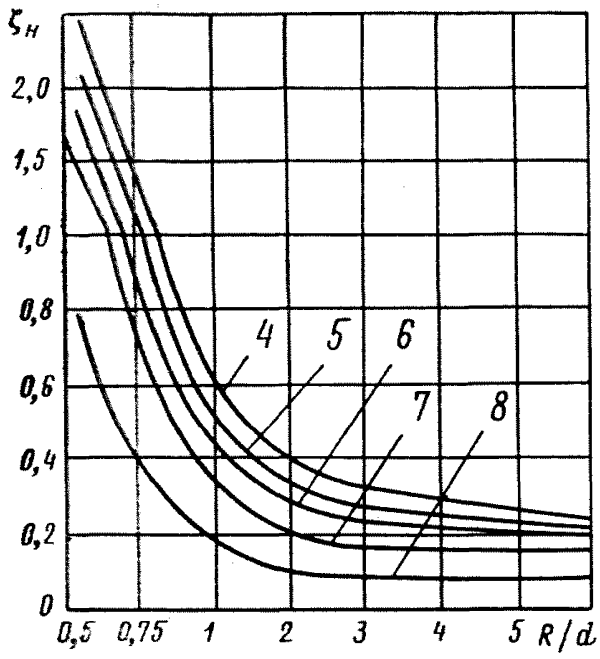
Плавным поворотом называется такой, у которого $R \geqslant 1{,}5\ d$, где R — средний радиус гиба. Коэффициенты местных сопротивлений для гибов и колен приведены на черт. 28.

Коэффициенты сопротивления гибов и колен $\zeta = C_\Delta \zeta_н$

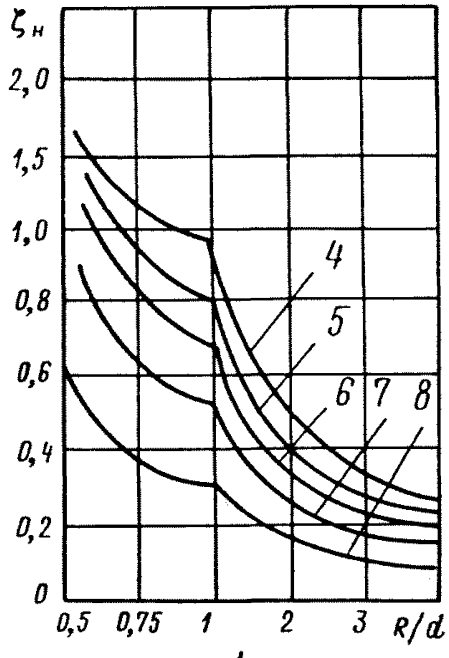




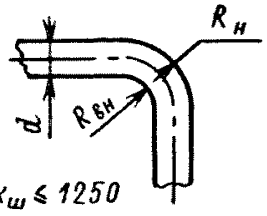
При $d/к_ш \leq 1250$



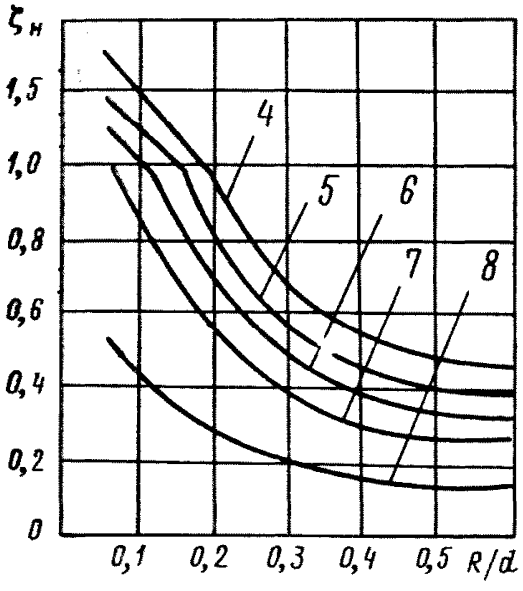
а



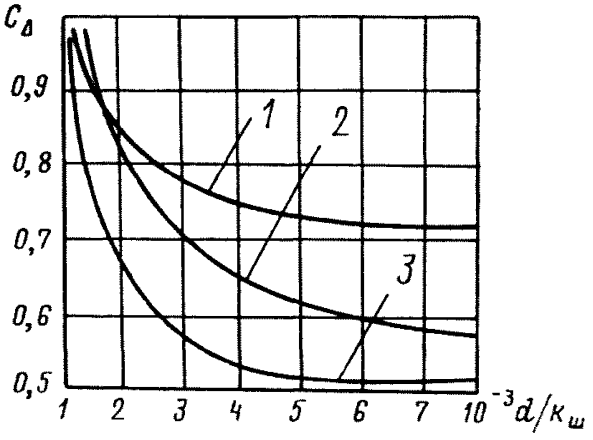
б



При $d/к_ш \leq 1250$



в



г

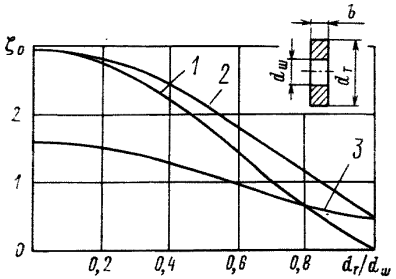
а — гибы; *б* — сварные колена; *в* — колено; *г* — поправка на величину шероховатости меньше принятой;
1 — для колен; *2* — для крутоизогнутых гибов $R/d=1{,}5$; *3* — для плавных гибов;
4 — $\alpha=180°$; *5* — $\alpha=120°$; *6* — $\alpha=90°$; *7* — $\alpha=60°$; *8* — $\alpha=30°$

Черт. 28

Для гибов стальных труб ($k_ш$=0,08 мм) при $d_в$>125 мм и нержавеющих труб ($k_ш$=0,01 мм) при $d_в$>75 мм вносится поправка $C_Δ$ на уменьшение относительной шероховатости $k_ш/d_в$ (черт. 28, *г*).

Для расчетов сопротивления гибов труб $\left(\frac{R}{d_{вн}} \geqslant 3{,}5\right)$ можно принять значения коэффициентов сопротивления по табл. 10.

Коэффициенты сопротивления дроссельных шайб (диафрагм), установленных внутри трубы и на входе в нее $\zeta=\zeta_0 (d_т/d_ш)^4$



1, 2 — шайбы с острыми кромками или плоские с $b/d_ш \leqslant 0{,}5$ соответственно внутри трубы и на входе в нее; *3* — шайба цилиндрическая с $b/d_ш \geqslant 1{,}0$ на входе в трубу; при $b/d_ш$=0,5—1 коэффициент ζ_0 для шайб на входе определяется интерполяцией по кривым *2* и *3*

Черт. 29

Таблица 10

Угол поворота, град.	Коэффициент сопротивления
До 20	0,0
Св. 20 до 60	0,1
Св. 60 до 140	0,2
Св. 140	0,3

5.2.6. Коэффициенты сопротивлений дроссельных и измерительных шайб на входе и внутри трубы ζ, отнесенные к скорости в них, находятся по черт. 29. Пересчет коэффициента сопротивления на скорость в трубе производится по формуле

$$\zeta=\zeta_0\left(\frac{d_т}{d_ш}\right)^4. \qquad (79)$$

5.3. Коэффициенты сопротивления трения при течении воды или пара в трубах и при продольном обтекании оребренных труб

5.3.1. Коэффициент сопротивления трения технически гладких и шероховатых труб, а также пучков продольно обтекаемых оребренных труб определяется формулой

$$\xi=\frac{2\Delta p_{тр}}{\rho w^2}\frac{d_э}{L}.$$

Зависимости коэффициентов сопротивления от числа Рейнольдса представлены на черт. 30 и аналитически описаны в пп. 5.3.2—5.3.3.

5.3.2. Коэффициент сопротивления трения технически гладких труб $\left(\frac{k_ш}{d_э} \approx 0\right)$ равен

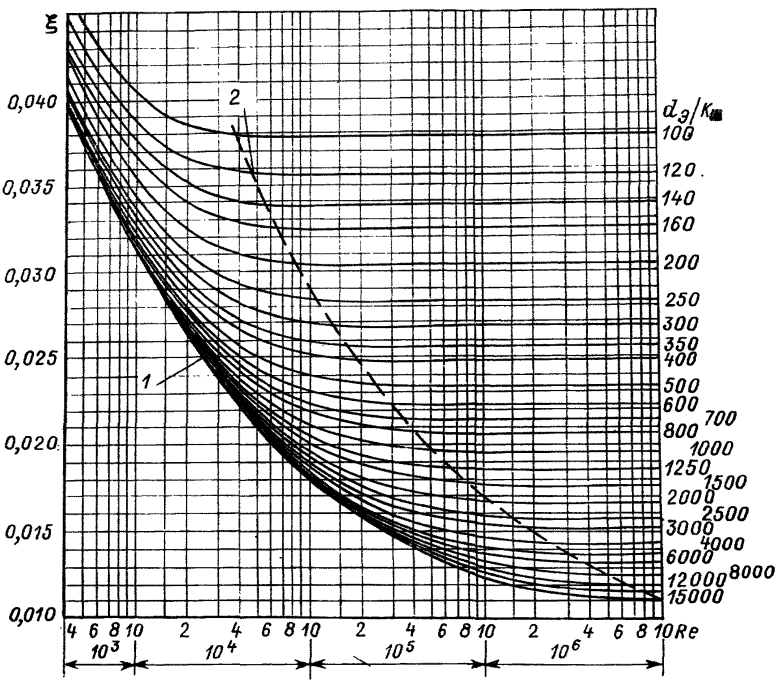
$$\xi_0=\frac{1}{(1{,}8\lg \mathrm{Re}-1{,}64)^2} \quad \text{при } 10^4 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 10^6. \qquad (80)$$

5.3.3. Коэффициент сопротивления трения шероховатых труб [5] равен

$$\xi_{ш} = 0{,}1\left(1{,}46\frac{k_{ш}}{d_{э}} + \frac{100}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25} \qquad (81)$$

при $\mathrm{Re} \geqslant 4 \cdot 10^{3}$ и $\frac{k_{ш}}{d_{э}} = 0{,}08 \cdot 10^{-3} \div 12{,}5 \cdot 10^{-3}$; для цельнотянутых нержавеющих труб $k_{ш} = 0{,}01 \cdot 10^{-3}$ м; для углеродистых труб $k_{ш} = 0{,}08 \cdot 10^{-3}$ м.

Зависимость коэффициента сопротивления трения от числа Re и относительной шероховатости



1 — гладкие трубы; *2* — $\mathrm{Re}_{пр}$ — предельные значения чисел Рейнольдса (справа от кривой *2* находится область квадратичного закона сопротивления)

Черт. 30

Значения абсолютной шероховатости стенки $k_{ш}$ рекомендуется определять по справочным материалам [10].

В области квадратичного закона ($\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_{пр}$) коэффициент сопротивления труб подсчитывается по формуле из работы [5]

$$\xi_{ш} = \frac{1}{\left(2\lg\frac{d_{э}}{k_{ш}} + 1{,}14\right)^{2}}. \qquad (82)$$

5.3.4. Коэффициент сопротивления трения гладкотрубных пучков с симметрично расположенными трубами при продольном обтекании турбулентным потоком при $1<\frac{S}{d}<10$ и $2\cdot10^4<\mathrm{Re}<5\cdot10^5$ подсчитывается по формулам:

— для треугольной решетки

$$\frac{\xi_{\text{п.о}}}{\xi_0}=0{,}57+0{,}18\left(\frac{S}{d}-1\right)+0{,}53\left[1-\exp\left(-a\right)\right], \qquad (83)$$

где

$$a=0{,}58\left\{1-\exp\left[-70\left(\frac{S}{d}-1\right)\right]\right\}+9{,}2\left(\frac{S}{d}-1\right) \text{ при } \frac{S}{d}<1{,}02;$$

$$a=0{,}58+9{,}2\left(\frac{S}{d}-1\right) \text{ при } \frac{S}{d}>1{,}02;$$

— для квадратной решетки

$$\frac{\xi_{\text{п.о}}}{\xi_0}=0{,}59+0{,}19\left(\frac{S}{d}-1\right)+0{,}52\left\{1-\exp\left[-10\left(\frac{S}{d}-1\right)\right]\right\}. \qquad (84)$$

В диапазоне изменения относительных шагов $1<\frac{S}{d}<1{,}5$ зависимости (83), (84) достаточно хорошо аппроксимируются формулой (84а); расхождение результатов не превышает 5% в области относительных шагов от 1,1 до 1,4:

$$\frac{\xi_{\text{п.о}}}{\xi_0}=0{,}6+0{,}6\left(\frac{S}{d}-1\right)^{0{,}2}. \qquad (84а)$$

5.3.5. Коэффициент сопротивления трения гладкотрубного пучка при продольном обтекании турбулентным потоком при наличии шунта определяется зависимостью

$$\frac{\xi^{\text{ш}}_{\text{п.о}}}{\xi_{\text{п.о}}}=\left(\frac{m_{\text{п.о}}}{m^{\text{ш}}_{\text{п.о}}}\right)^{0{,}75} \text{ при } \frac{m_{\text{п.о}}}{m^{\text{ш}}_{\text{п.о}}}=0{,}4\div1,$$

где $m_{\text{п.о}}$ — порозность решетки с трубами;

$m^{\text{ш}}_{\text{п.о}}$ — порозность канала с пучком (при наличии шунта).

5.3.6. Коэффициент сопротивления трения пучков из шероховатых труб при продольном обтекании при $\frac{S}{d}\geqslant1{,}15$

$$\xi_{\text{п}}=\xi_{\text{п.о}}\frac{\xi_{\text{ш}}}{\xi_0}, \qquad (85)$$

где $\xi_{\text{п.о}}$ — определяется по формуле (83) или (84);

$\xi_{\text{ш}}$ — определяется по формуле (81) или (82);

ξ_0 — определяется по формуле (80).

Формула (85) рекомендуется для приближенной оценки влияния шероховатости на сопротивление пучков из-за отсутствия в настоящее время достаточно надежных опытных данных или аналитических решений.

5.3.7. Коэффициент сопротивления трения пучков труб с продольными ребрами при продольном обтекании

$$\xi_{пр} = \xi_0 f\left(\frac{h_р}{b_2}\right),$$

где ξ_0 — определяется по формуле (80);

$$f\left(\frac{h_р}{b_2}\right) = 0{,}15 + 9/[(h_р/b_2)^2 + 9]; \qquad (86)$$

$h_р$ — высота ребра;

$$b_2 = \left(\frac{\pi D_р}{n_р}\right) - \delta_2.$$

Здесь $D_р$ — диаметр по вершинам ребер;
$n_р$ — число ребер;
δ_2 — толщина ребер у вершин.

5.3.8. Коэффициенты сопротивления трения пучков труб с гладким приварным оребрением (в случае, когда шаг между осями труб $S = d + 2h_р + \delta$, где $\delta > 0$) при продольном обтекании определяются по формуле из работы [5]

$$\xi = \frac{0{,}316}{Re^{0{,}25}}$$

при $Re = 3 \cdot 10^3 \div 2{,}5 \cdot 10^4$ и $\frac{h_р}{b_2} \leqslant 1{,}2$.

5.3.9. Коэффициент гидравлического сопротивления продольно обтекаемых пучков труб с гладким приварным оребрением при плотной компоновке, когда $S \leqslant d + 2h_р$ (см. черт. 17), определяется по формуле

$$\xi = \frac{0{,}34}{Re^{0{,}25}}$$

при $Re = 3 \cdot 10^3 \div 1{,}5 \cdot 10^4$.

5.3.10. Коэффициент гидравлического сопротивления продольно обтекаемых пучков труб с перфорированным оребрением (см. черт. 18) незначительно зависит от числа Re. Для перфорации с отношением $\frac{a}{b} = \frac{5}{1{,}5}$ $\xi = 0{,}05$, с отношением $\frac{a}{b} = \frac{10}{1}$ $\xi = 0{,}07$. Приведенные значения ξ справедливы для диапазона чисел $Re = 3 \cdot 10^3 \div 1{,}5 \cdot 10^4$.

5.3.11. Коэффициент гидравлического сопротивления продольно обтекаемых пучков труб с лепестковым оребрением (см. черт. 19) для разных высот отгиба кромки равен:

0,19 — при $h_{отг} = 0{,}8$ мм;

0,34 — при $h_{отг} = 1{,}2$ мм;

0,40 — при $h_{отг} = 2{,}0$ мм.

Зависимости справедливы для чисел $Re = 3 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4$.

5.4. Коэффициенты сопротивления поперечно обтекаемых пучков гладких и оребренных труб

5.4.1. Коэффициент сопротивления поперечно обтекаемых пучков гладких и оребренных труб определяется формулой

$$\zeta_{\text{поп}} = \frac{2\Delta p}{\rho w^2},$$

где w — средняя скорость потока в сжатом сечении, м/с.

Конкретные зависимости коэффициентов сопротивления для различного рода поперечно обтекаемых пучков труб приведены в пп. 5.4.2—5.4.6.

5.4.2. Коэффициент сопротивления гладкотрубных коридорных поперечно обтекаемых пучков определяется по формуле

$$\zeta_{\text{поп}} = \zeta_0 z, \tag{87}$$

где z — количество рядов труб по глубине пучка;

ζ_0 — коэффициент сопротивления на один ряд пучка, зависящий от его геометрических характеристик σ_1, σ_2, $\psi_0 = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1}$ и от числа Re.

При $\sigma_1 \leqslant \sigma_2$ и $0{,}06 \leqslant \psi_0 \leqslant 1$

$$\zeta_0 = 2(\sigma_1 - 1)^{-0{,}5}\,\mathrm{Re}^{-0{,}2}. \tag{88}$$

При $\sigma_1 > \sigma_2$ и $1 < \psi_0 \leqslant 8$

$$\zeta_0 = 0{,}38(\sigma_1 - 1)^{-0{,}5}(\psi_0 - 0{,}94)^{-0{,}59}\,\mathrm{Re}^{-\frac{0{,}2}{\psi_0^2}}. \tag{88а}$$

5.4.3. Коэффициент сопротивления гладкотрубного шахматного поперечно обтекаемого пучка [5]

$$\zeta_{\text{поп}} = \zeta_0 (z + 1), \tag{89}$$

где z — число рядов по глубине пучка;

ζ_0 — коэффициент сопротивления на один ряд пучка, зависящий от его геометрических характеристик σ_1, σ_2, $\psi = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1}$ и числа Re,

где $\sigma_2' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2}$ — относительный диагональный шаг расположения труб.

Для пучков с $\sigma_1 < 3{,}0$ при $\psi < 1{,}7$ и $\mathrm{Re} = 10^3 \div 2 \cdot 10^5$

$$\zeta_0 = C_s \mathrm{Re}^{-0{,}27}, \tag{90}$$

где C_s — коэффициент формы пучка.

При $0{,}1 \leqslant \psi \leqslant 1{,}7$

$$C_s = 3{,}2 + 0{,}66(1{,}7 - \psi)^{1{,}5} \tag{91}$$

для $\sigma_1 \geqslant 1{,}44$ и

$$C_s = 3{,}2 + 0{,}66(1{,}7 - \psi)^{1{,}5} + \frac{1{,}44 - \sigma_1}{0{,}11}[0{,}8 + 0{,}2(1{,}7 - \psi)^{1{,}5}] \quad (92)$$

для $\sigma_1 < 1{,}44$.

При $1{,}7 \leqslant \psi \leqslant 6{,}5$

$$C_s = 0{,}44(\psi + 1)^2 \quad (93)$$

для $1{,}44 \leqslant \sigma_1 \leqslant 3{,}0$ и

$$C_s = [0{,}44 + (1{,}44 - \sigma_1)](\psi + 1)^2 \quad (94)$$

для $\sigma_1 < 1{,}44$.

Для просторных пучков при $\psi \geqslant 1{,}7$ и $3{,}0 < \sigma_1 \leqslant 10$

$$C_s = 0{,}062 + 0{,}21(10 - \sigma_1)^{-0{,}24}. \quad (95)$$

5.4.4. Расчет гидравлического сопротивления поперечно омываемых пучков из спиральных труб (см. черт. 25) производится следующим образом.

Пакет из плоских спиральных змеевиков с чередующимися левым и правым направлением навивки представляет собой пучок с переменным вдоль фронта расположением труб, периодически изменяющимся от коридорного до шахматного.

Методика расчета такого пучка основана на разделении его на m равных по фронту секторов. Считается, что половина секторов ($m/2$) имеет коридорное расположение, половина — шахматное (см. разделы 5.4.2 и 5.4.3). В формулы для коридорного расположения вместо σ_1 подставляется значение $\sigma_2' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2}$. В формулы для шахматного расположения подставляются значения σ_{21} и σ_{22} для обеих половинок ячейки пучка, с тем чтобы получить суммарное значение C_s ячейки в целом.

Коэффициент гидравлического сопротивления одного ряда пучка в целом определяется из решения системы уравнений:

$$\zeta_{01}\frac{\rho w_1^2}{2} = \zeta_{02}\frac{\rho w_2^2}{2} = \cdots = \zeta_{0m}\frac{\rho w_m^2}{2} = \zeta_0\frac{\rho w^2}{2}; \quad (96)$$

$$G = G_1 + G_2 + \cdots + G_m. \quad (97)$$

Первое уравнение основано на равенстве падения давления во всех секторах пучка, второе — является уравнением материального баланса.

Система легко преобразуется к виду:

$$C_{s1}\mathrm{Re}_1^{n_1} = C_{s2}\mathrm{Re}_2^{n_2} = \cdots = C_{sm}\mathrm{Re}_m^{n_m} = C_{s\,\mathrm{cp}}\mathrm{Re}_{\mathrm{cp}}^{n_{\mathrm{cp}}}, \quad (98)$$

$$\mathrm{Re}_{\mathrm{cp}} = \mathrm{Re}_1\frac{\sigma_{21}'}{\sigma_{1\mathrm{cp}}}\frac{1}{m} + \mathrm{Re}_2\frac{\sigma_{22}'}{\sigma_{1\mathrm{cp}}}\frac{1}{m} + \cdots + \mathrm{Re}_m\frac{\sigma_{2m}'}{\sigma_{1\mathrm{cp}}} \quad (99)$$

и решается относительно $C_{sср}$ и $n_{ср}$. При решении задаются двумя значениями Re_1 (Re'_1 и Re''_1) и определяют соответствующие им значения $Re_{ср}$ ($Re'_{ср}$ и $Re''_{ср}$). Тогда

$$n_{ср} = n_1 \frac{\lg Re''_1 - \lg Re'_1}{\lg Re''_{ср} - \lg Re'_{ср}}; \quad (100)$$

$$\lg C_{sср} = (n_1 - n_{ср}) \lg Re''_{ср} + \lg C_{s1}. \quad (101)$$

Гидравлическое сопротивление пучка из n рядов определяется по формуле

$$\Delta p = n C_{sср} Re_{ср}^{n_{ср}} \frac{\rho w_{ср}^2}{2}. \quad (102)$$

При этом $w_{ср}$, а следовательно и $Re_{ср}$, подсчитываются по среднему живому сечению пучка

$$f_{ср} = \frac{n}{\frac{1}{f_1} + \frac{1}{f_2} + \dots + \frac{1}{f_n}}, \quad (103)$$

где $f_1, f_2, \dots, f_n$ — живые сечения в отдельных рядах пучка по глубине.

5.4.5. Коэффициент сопротивления шахматного пучка труб с круглыми и винтовыми однозаходными ребрами при поперечном обтекании паром при числах Рейнольдса от $2{,}2 \cdot 10^3$ до $180 \cdot 10^3$ и отношении $\frac{l_0}{d_э}$ от 0,15 до 6,5 определяется по формуле из работы [5]:

$$\zeta_{поп} = \zeta_0 z C_z, \quad (104)$$

где ζ_0 — коэффициент сопротивления на один поперечный ряд труб:

$$\zeta_0 = C_s Re^{-0{,}25}; \quad (105)$$

z — количество поперечных рядов труб в пучке;

C_z — поправочный коэффициент на количество рядов z в пучке; при $z \leqslant 5$ определяется по черт. 31, при $z > 5$ $C_z = 1$;

$C_s = 5{,}4\left(\frac{l_0}{d_э}\right)^{0{,}3}$ — коэффициент формы пучка;

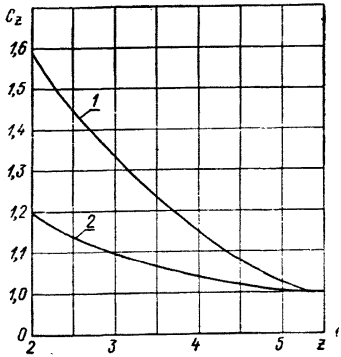
$Re = \frac{w l_0}{\nu}$ — число Рейнольдса;

$$l_0 = \frac{H_{тр}}{H_п} d + \frac{H_р}{H_п} \sqrt{0{,}785 (D_р^2 - d^2)}; \quad (106)$$

$$\frac{H_р}{H_п} = \frac{\frac{D_р^2 - d^2}{2} + D_р\delta_2}{\frac{D_р^2 - d^2}{2} + D_р\delta_2 + d(S_р - \delta_1)}; \qquad (107)$$

$d_э$ — эквивалентный диаметр сжатого поперечного сечения пучка (черт. 32):

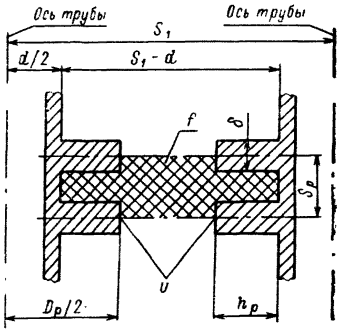
Поправочный коэффициент на малорядность пучков оребренных труб



1 — коридорные пучки; *2* — шахматные пучки

Черт. 31

Схема сечения для определения эквивалентного диаметра



Черт. 32

$$d_э = \frac{4f}{U} = \frac{2\,[S_р\,(S_1 - d) - 2\delta h_р]}{2h_р + S_р}. \qquad (108)$$

В стесненных пучках при $\psi > 2$ эквивалентный диаметр $d_э$ и скорость w определяются по диагональному сечению.

Величина ψ определяется по формуле

$$\psi = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1}. \qquad (109)$$

При числах Рейнольдса от $180 \cdot 10^3$ до 10^6 (автомодельная область) коэффициент сопротивления на один поперечный ряд труб

$$\zeta_0 = 0{,}26\left(\frac{l_0}{d_э}\right)^{0{,}3}. \qquad (110)$$

Остальные обозначения величин те же, что и в формулах (46), (47), (48) и (108).

5.4.6. Коэффициент сопротивления коридорного пучка с круглыми и спиральными однозаходными ребрами при поперечном обтекании паром определяется по формуле из работы [5]

$$\zeta_{\text{поп}} = \zeta_0 z C_z,$$

где

$$\zeta_0 = C_s \mathrm{Re}^{-0,08};$$

$$C_s = 0,52\left(\frac{l_0}{d_э}\right)^{0,3} \psi_0^{-0,68}; \qquad (111)$$

$$\psi_0 = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1}.$$

Формулы применимы при $0,85 < \frac{l_0}{d_э} < 11,5$; $0,5 < \psi_0 < 2,0$; $4 \cdot 10^3 < \mathrm{Re} < 160 \cdot 10^3$.

Поправка на число поперечных рядов C_z определяется по черт. 31 (при $z > 5$ $C_z = 1$).

Обозначения величин те же, что и в формулах (46), (47) и (48).

5.5. Гидравлическое сопротивление сепарационных устройств

5.5.1. Коэффициент гидравлического сопротивления входной камеры ζ_1 учитывает потерю напора на расширение потока при выходе из патрубка в камеру, поворот потока на 90° и потерю напора на входе в кольцевую щель или входные коллекторы радиальных сепарационных блоков. Опытные значения ζ_1 для входных камер, отнесенные к скорости влажного пара во входном патрубке, приведены в табл. 11.

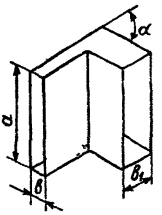
Таблица 11

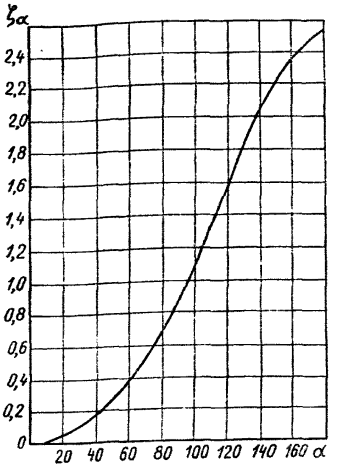
Наименование	Тип СПП	
	СПП-220	СПП-500, СПП-500-1, СПП-220М, СПП-750, СПП-1000
Коэффициенты гидравлического сопротивления входной камеры ζ_1	1,05—1,1	1,2—1,3

5.5.2. Гидравлическое сопротивление направляющих лопаток определяется как сумма гидравлических сопротивлений поворота потока на 165 и 75° (во всех СПП, за исключением СПП-220, где поток изменяет направление последовательно на 15 и 75°). Коэффициенты гидравлического сопротивления поворотов $\zeta_{165°}$, $\zeta_{15°}$ приведены к скорости потока во входном коллекторе, а коэффициент $\zeta_{75°}$ — к скорости потока в узком сечении направляющих лопаток. Эти коэффициенты определяются так же, как для колена с острыми кромками [10] при отношении ширины колена a к глубине b

больше 8. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от угла поворота представлена на черт. 33.*

Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от угла поворота потока



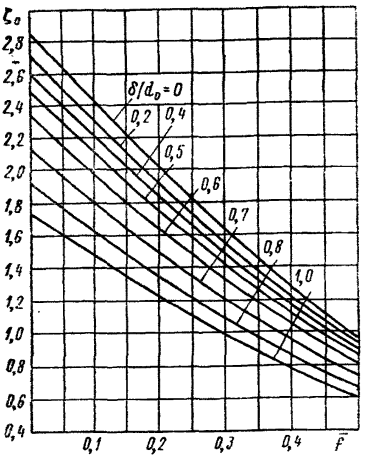


Черт. 33

5.5.3. Коэффициент гидравлического сопротивления жалюзи $\zeta_ж$ для принятого во всех СПП профиля жалюзи на основании опытных данных [10] принимается равным 10.

5.5.4. Коэффициент гидравлического сопротивления дырчатого

Зависимость ζ_0 от коэффициента живого сечения дырчатого листа при различных значениях $\frac{\delta}{d_0}$



Черт. 34

листа ζ_5 рассчитывается в соответствии с методикой [10]. При этом предполагается равенство скоростей во всех отверстиях дырчатого листа.

Коэффициент гидравлического сопротивления отверстия дырчатого листа определяется по формулам:

при $Re = \frac{w_5 d_0}{\nu} \geqslant 10^5$

$$\zeta_5 = \zeta_0 + \xi \frac{\delta}{d_0};$$

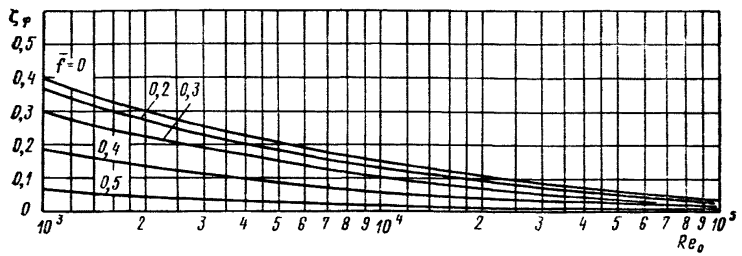
* На основании опытных данных $\zeta_{165°}$ следует принимать с учетом поправочного коэффициента 0,6.

при $Re_0 < 10^5$

$$\zeta_5 = \zeta_\varphi + \varepsilon_0^{-Re}\zeta_0 + \xi\frac{\delta}{d_0}.$$

Зависимости $\zeta_0 = f\left(\frac{\delta}{d_0}\right)$, $\zeta_\varphi = f(\bar{f}, Re_0)$, $\varepsilon_0^{-Re_0} = f(Re_0)$, $\xi = f(Re_0)$ представлены соответственно на черт. 34—37.

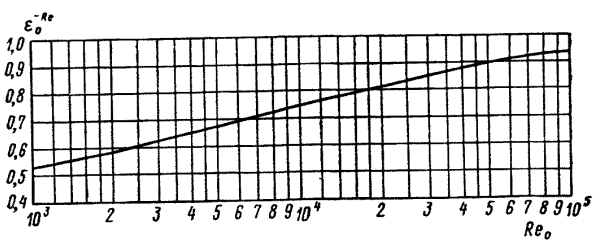
Зависимость ζ_φ от числа Re_0 для различных коэффициентов живого сечения дырчатого листа



Черт. 35

5.5.5. Примеры расчета гидравлического сопротивления для различных конструкций аппаратов приведены в справочном приложении 3.

Зависимость коэффициента ε_0^{-Re} от числа Re_0



Черт. 36

Падение давления по ходу движения пара в сепараторе сравнительно невелико. Поэтому принимается, что удельный объем пара изменяется лишь после элементов, имеющих наиболее значительное гидростатическое сопротивление — после входной камеры и после дырчатого листа. Изменение удельного объема пара учитывается также при изменении его влажности после жалюзийных пакетов.

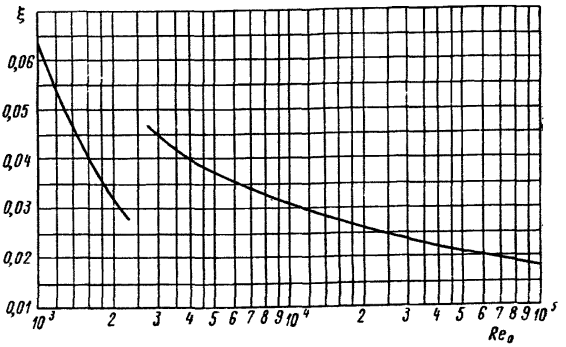
5.6. Гидравлическое сопротивление при конденсации водяного пара

5.6.1. При конденсации пара в горизонтальных трубах величина гидравлического сопротивления определяется по формуле

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{уск}, \qquad (112)$$

где $\Delta p_{тр}$ — потери давления на трение, кгс/м^2;
$\Delta p_{уск}$ — потери давления на ускорение, кгс/м^2.

Зависимость коэффициента трения ξ от числа Re_0



Черт. 37

Величина потерь давления на трение определяется по формуле

$$\Delta p_{тр} = \xi^* \frac{l}{d_в} \frac{\rho_{пл} w_0^2}{19{,}6} \left[1 + x_{ср} \left(\frac{\rho_{пл}^{вх}}{\rho_г^{вх}} - 1 \right) \right], \qquad (113)$$

где

$$x_{ср} = \frac{x^{вх} + x^{вых}}{2}.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при конденсации пара в трубе определяется по формулам:
при $Re \leqslant 7 \cdot 10^4$

$$\xi^* = C_1 \xi_0 Re_0^{0{,}35} \left(\frac{\rho_{пл}^{вх}}{\rho_г^{вх}} \right)^{0{,}1} \left(\frac{l}{d_в} \right)^{0{,}15} + \frac{2 (x^{вх} - x^{вых})}{l/d_в}, \qquad (114)$$

где

$$Re_0 = \frac{w_0 d_в}{\nu_{пл}^{вх}};$$

при $Re_0 > 7 \cdot 10^4$

$$\xi^* = C_2\xi_0\left(\frac{\rho_{пл}^{вх}}{\rho_г^{вх}}\right)^{0,1}\left(\frac{l}{d_в}\right)^{0,15} + \frac{2\,(x^{вх} - x^{вых})}{l/d_в}. \qquad (115)$$

При входе в трубу чистого пара ($x^{вх}=1,0$) значения коэффициентов C_1 и C_2 в формулах равны 0,0091 и 0,45.

При входе в трубу пароводяной смеси ($0,86 > x^{вх} > 0,26$) значения C_1 и C_2 в формулах равны 0,0121 и 0,60.

Коэффициент гидравлического сопротивления ξ_0 определяется по формуле (80) при течении воды с расходом, равным полному расходу пароводяной смеси.

Величина потерь давления на ускорение потока $\Delta p_{уск}$ определяется из выражения

$$\Delta p_{уск} = \frac{\rho_{пл}^{вых}}{9,8}(w_0^{вых})^2\left[1 + x^{вых}\left(\frac{\rho_{пл}^{вых}}{\rho_г^{вых}} - 1\right)\right] -$$

$$- \frac{\rho_{пл}^{вх}}{9,8}(w_0^{вх})^2\left[1 + x^{вх}\left(\frac{\rho_{пл}^{вх}}{\rho_г^{вх}} - 1\right)\right]. \qquad (116)$$

При полной конденсации

$$\Delta p_{уск} = \frac{\rho_г^{вх}}{9,8}(w_0^{вх})^2\left(1 - \frac{\rho_{пл}^{вх}}{\rho_г^{вх}}\right).$$

Скорость смеси определяется по формуле

$$w_0 = \frac{4G_{см}}{\pi d_в^2 \rho_{пл}^{вх}}, \qquad (117)$$

где $G_{см}$ — расход пароводяной смеси, кг/с;

$x^{вх}$ и $x^{вых}$ — массовое расходное паросодержание на входе и выходе трубы.

Формулы (114) и (115) получены на основании опытов по конденсации водяного пара с давлением $p_г = 12 \div 88$ кгс/см^2 внутри горизонтальных труб диаметром $d_в = 10 \div 17$ мм, длиной $l = 2,5 \div 12$ м, изготовленных из нержавеющей стали. Тепловые потоки в опытах были от $140 \cdot 10^3$ до $1350 \cdot 10^3$ ккал/(м^2·ч), числа Рейнольдса $Re_0 = (5 \div 300)\,10^3$, массовые скорости $\rho w > 100$ и паросодержания $1,0 > x^{вх} > 0,26$; $0,69 > x^{вых} > 0$.

5.6.2. Гидравлическое сопротивление при конденсации пара в вертикальной трубе определяется по формуле

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{уск} + \Delta p_{нив}, \qquad (118)$$

где $\Delta p_{тр}$ — потери давления на трение, кгс/м^2;

$\Delta p_{нив}$ — нивелирная составляющая для пара, кгс/м^2;

$\Delta p_{уск}$ — потери давления на ускорение, кгс/м^2.

Величина $\Delta p_{уск}$ определяется по формуле

$$\Delta p_{уск} = \frac{\rho_г^{вх} \left(w_г^{вых}\right)^2 - \rho_г^{вх} \left(w_г^{вх}\right)^2}{9{,}8}, \qquad (119)$$

где $w_г^{вх}$, $w_г^{вых}$ — скорости пара на входе в трубу и выходе из нее соответственно, м/с;

$\rho_г$ — плотность пара в рассматриваемом сечении, кг/м³.

Величина $\Delta p_{нив}$ определяется по формуле

$$\Delta p_{нив} = \rho_г^{вх} l, \qquad (120)$$

где l — длина трубы, м.

Величина $\Delta p_{тр}$ определяется по формуле

$$\Delta p_{тр} = \xi \frac{\rho_г^{вх} \left(w_г^{вх}\right)^2}{19{,}6} \frac{l}{d_в}. \qquad (121)$$

При конденсации пара давлением $p = 1 \div 7$ кгс/см² внутри вертикальных труб диаметром $d_в = 7 \div 20$ мм и длиной до 7 м при $Re_г^{вх} > 5 \cdot 10^4$ коэффициент сопротивления можно принять равным $\xi = 0{,}018$ [7]. При $10^4 < Re_г^{вх} < 5 \cdot 10^4$ и $p = 50$ кгс/см² коэффициент сопротивления трения определяется по формуле

$$\xi = \frac{1000}{Re_г^{вх}}, \qquad (122)$$

где $Re_г^{вх} = \frac{w_г^{вх} d_в}{\nu_г}$;

$w_г^{вх}$ — скорость пара на входе в трубу, м/с.

При других давлениях формулу (122) можно использовать для оценочных расчетов. Для области значений $Re_г^{вх} < 10^4$ данных в литературе нет.

5.7. Гидравлическое сопротивление при движении двухфазной среды

5.7.1. Гидравлическое сопротивление при течении двухфазного потока в трубах без конденсации пара определяется по формуле, приведенной в работе [5]:

$$\Delta p_{тр} = \xi_0 l \frac{(\rho w)^2}{19{,}6\rho'} \left[1 + x\psi\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right], \qquad (123)$$

где x — среднее массовое паросодержание на рассчитываемом участке;

ρw — массовая скорость, кг/(м² · с);

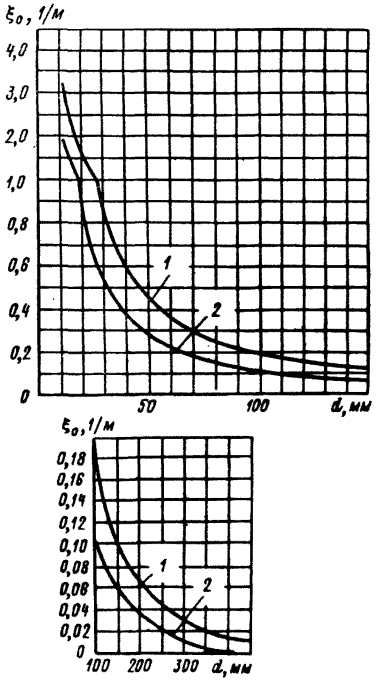
ψ — коэффициент, учитывающий влияние структуры потока;

$\xi_0 = \frac{\xi}{d_в}$ — приведенный коэффициент трения, 1/м;

$$\xi = \frac{1}{4\left(\lg 3{,}7 \frac{d_в}{k_ш}\right)^2}. \qquad (124)$$

Величины ξ_0 для различных значений шероховатости представлены на черт. 38.

Приведенный коэффициент сопротивления трения труб



1 — $k_ш$=0,08 мм; *2* — $k_ш$=0,01 мм

Черт. 38

При переменном паросодержании коэффициент ψ определяется по формуле

$$\psi = \frac{\psi_к x_к - \psi_н x_н}{x_к - x_н},$$

где значения $\psi_к$ и $\psi_н$ определяются по номограмме (черт. 39) для конечного ($x_к$) и начального ($x_н$) паросодержания.

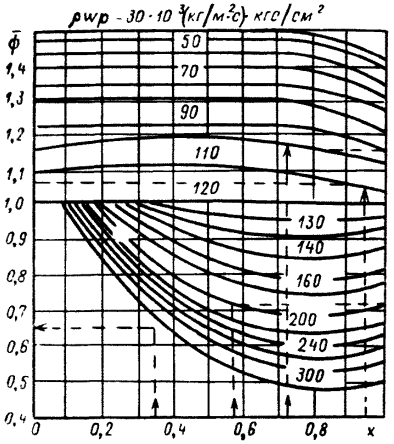
5.7.2. Расчет гидравлических сопротивлений при продольном обтекании пучков труб двухфазным потоком следует производить по формуле

$$\Delta p = (\xi + \xi_{см}) \frac{\rho' w_0^2}{19{,}6} \frac{l}{d_э}, \qquad (125)$$

где w_0 — скорость циркуляции, м/с;

ξ — коэффициент сопротивления, определенный по формуле для однофазного потока;

Номограмма для определения коэффициента φ при давлении $p \leqslant 180$ кгс/см²



Черт. 39

$$\xi_{см} = \frac{f\left(\frac{S}{d}\right) f(p) f(x)}{f(w_0)}.$$

Здесь $f\left(\frac{S}{d}\right)$ — функция, учитывающая влияние относительного шага труб на гидравлическое сопротивление;

$f(p)$ — функция от давления, учитывающая влияние теплофизических характеристик жидкой и паровой фаз на линии насыщения на гидравлическое сопротивление;

$f(x)$ — функция, учитывающая влияние паросодержания на гидравлическое сопротивление;

$f(w_0)$ — функция, учитывающая влияние расхода двухфазного потока на гидравлическое сопротивление.

Ниже приводятся выражения для определения выше перечисленных функций:

$$f\left(\frac{S}{d}\right) = 1{,}5 \frac{S}{d} - 0{,}73;$$

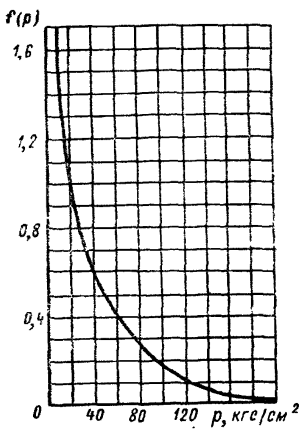
$$f(p) = 0{,}025 + 1{,}7\left[1 - \frac{p - 10}{16{,}4 + 0{,}915(p - 10)}\right];$$

$$f(x) = \frac{3{,}1x}{1 + x};$$

$$f(w_0) = w_0^{0{,}6}.$$

Значение функции $f(p)$ в зависимости от давления может быть также определено по черт. 40.

Номограмма для определения функции $f(p)$



Черт. 40

Зависимость (125) справедлива для пучков с расположением труб по равностороннему треугольнику в следующем диапазоне параметров: $1{,}077 < \frac{S}{d} < 1{,}308$; $10 < p < 120$ кгс/см²; $500 < \rho w < 3600$ кг/(м²·с); $0 < x < 0{,}9$.

5.8. Методика расчета безнапорного течения жидкости в трубах

5.8.1. Необходимым условием стабильной работы СПП является свободный слив сепарата и конденсата из СПП в КС и СС. Это условие выполняется при лотковом течении жидкости по сливным трубопроводам, т. е. при равномерном уклоне трубопровода. При этом разница высот расположения сливного патрубка в СПП и приемного патрубка в КС (СС) должна быть

$$\Delta H > \frac{G^2}{19{,}6\rho'(\rho' - \rho'')f^2}\left(\zeta + \xi\frac{l}{d}\right),$$

где ΔH — разница нивелирных высот концов трубопровода, м.

5.8.2. Исходными данными для расчета являются:

G — расход жидкости, кг/с;

d — диаметр трубопровода, м;

$k_ш$ — эквивалентная абсолютная шероховатость, м;

i — уклон трубопровода.

Расчет должен выполняться в соответствии с рекомендациями, изложенными в работе [14].

5.8.3. Определяется коэффициент трения шероховатой трубы по формуле Никурадзе [14]:

$$\xi = \frac{1}{\left(2\lg\frac{d}{k_ш} + 1{,}14\right)^2}. \qquad (126)$$

5.8.4. Определяется коэффициент Шези C (м^{0,5}/с):

$$C = \sqrt{\frac{8g}{\xi}}. \qquad (127)$$

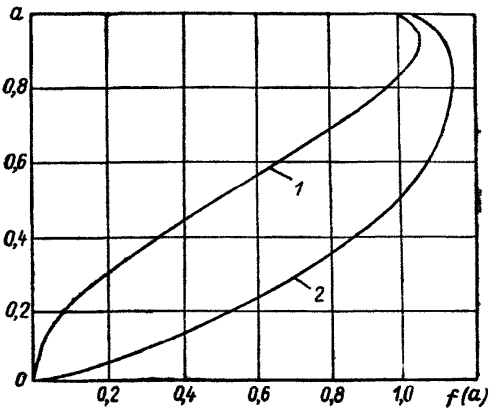
5.8.5. Определяется расходная характеристика для полного сечения трубы K_w (м³/с):

$$K_w = fC\sqrt{R}, \tag{128}$$

где f — площадь поперечного сечения трубы, м²;

$R = \frac{d}{4}$ — гидравлический радиус, м.

Зависимости $w_н/w_п$ и $K_{w,н}/K_w$ для определения скоростных и расходных характеристик



$1 - K_{w,н}/K_w = f_1(a)$; $2 - w_н/w_п = f_2(a)$; $a = \frac{h_н}{d}$, где $h_н$ — уровень воды в трубе; d — внутренний диаметр трубы

Черт. 41

5.8.6. Определяется расходная характеристика $K_{w,н}$(м³/с) трубы при заданном уклоне трубопровода:

$$K_{w,н} = \frac{G}{\rho\sqrt{i}}, \tag{129}$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м³.

5.8.7. Определяется отношение $K_{w,н}/K_w$, и по черт. 41 находится степень заполнения труб

$$a = \frac{h_н}{d}, \tag{130}$$

где $h_н$ — уровень заполнения трубы жидкостью, м.

5.8.8. Степень заполнения трубы не должна превышать величины 0,7, т. е.

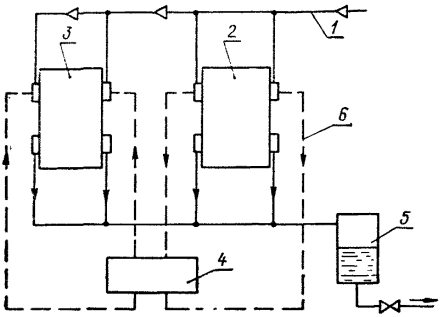
$$a \leqslant 0{,}7. \tag{131}$$

5.8.9. При необходимости определяют среднюю скорость течения жидкости в лотке. Для этого по величине a (см. черт. 41) находится отношение скоростных характеристик

$$f(a) = \frac{w_н}{w_п},$$

где $w_н$ и $w_п$ — скоростные характеристики трубопровода соответственно при частичном и полном заполнении, м/с.

Схема трубопроводов СПП с уравнительными линиями



1 — греющий пар; *2*, *3* — СПП; *4* — коллектор; *5* — конденсатосборник; *6* — уравнительные линии

Черт. 42

Поскольку

$$w_п = C\sqrt{R} = \sqrt{\frac{8gR}{\xi}}, \qquad (132)$$

то средняя скорость течения в трубе

$$w = w_н\sqrt{i} = w_п f(a)\sqrt{i}. \qquad (133)$$

5.9. Методика расчета уравнительных линий

5.9.1. Цель расчета — определение давления в уравнительном коллекторе, расхода пара через уравнительные трубопроводы и проходного сечения труб.

5.9.2. При расчете уравнительных линий делаются следующие допущения:

сопротивление уравнительных линий пренебрежимо мало;

суммарные коэффициенты сопротивлений параллельных трубопроводов определяются при равных расходах пара через эти трубопроводы.

При этих допущениях давления в приемных камерах СПП будут практически равны давлению в уравнительном коллекторе.

5.9.3. Определяют потери давления в линиях, подводящих греющий пар к отдельным камерам СПП (черт. 42):

$$\Delta p_k = \sum_{i=1}^{n} \Delta p_i = \sum_{i=1}^{n} \zeta_{сум} \frac{w_i^2}{19{,}6} \rho, \qquad (134)$$

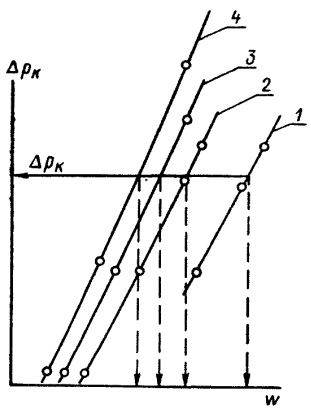
где n — количество расчетных участков каждой линии;

w_i — скорость пара на i-ом участке;

$\zeta_{сум} = \Sigma\left(\zeta + \xi \frac{l}{d}\right)$ — суммарный коэффициент сопротивления i-го участка;

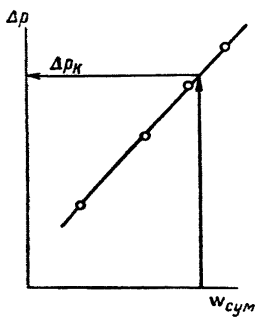
k — количество подводящих линий греющего пара к отдельным камерам СПП.

Зависимость $\Delta p_k = f(w)$



Черт. 43

Зависимость $\Delta p = f(w_{сум})$



Черт. 44

5.9.4. Выбирают условную расчетную скорость для трубопровода, подводящего греющий пар к камере СПП:

$$w_{расч\,k} = \frac{G_k}{f_{расч\,k}\rho}, \qquad (135)$$

где $G_k = \frac{G}{k}$ — расход пара в трубопроводе, кг/с;

G — общий расход пара на все камеры, кг/с;

$f_{расч\,k}$ — площадь поперечного сечения последнего участка k-й подводящей линии.

5.9.5. Определяют значения коэффициентов сопротивления всех ветвей, приведя их к расчетной скорости $w_{расч}$:

$$\zeta_k = \frac{\Delta p_k}{w_{расч\,k}^2} \frac{19{,}6}{\rho}. \qquad (136)$$

Плотность пара определяют по среднему давлению

$$p_{ср} = p_н - \frac{\Delta p}{2},$$

где $p_н$ — давление греющего пара в трубопроводе до ответвления;

Δp — потери в трубопроводе до подводящего коллектора, кгс/м^2.

5.9.6. Строят графики зависимостей $\Delta p_k = f(w)$ для всех ветвей, задаваясь рядом значений скорости вблизи расчетной величины $w_{расч\,k}$ (черт. 43):

$$\Delta p_1 = \zeta_1 \frac{w^2}{19{,}6}\rho; \quad \Delta p_k = \zeta_k \frac{w^2}{19{,}6}\rho. \tag{137}$$

5.9.7. Строят условную зависимость потери давления в приемной камере от суммарного расхода пара на все камеры $\Delta p = f(w_{сум})$ (черт. 44), используя зависимости потери давления в каждой ветви (см. черт. 43). Для этого осуществляется сложение скоростей k ветвей при одинаковых потерях давления.

5.9.8. По суммарному расходу греющего пара (или условной суммарной скорости, равной $w_{сум} = k w_{расч}$) из графика $\Delta p = f(w_{сум})$ (см. черт. 44) определяют потерю давления от начала ответвления трубопроводов до приемной камеры СПП.

5.9.9. Из графика $\Delta p_k = f(w)$ по найденному значению Δp_k определяют действительные скорости пара в ветвях при равных давлениях в приемных камерах. Соответственно определяют расходы в уравнительных линиях

$$G_{k\,уравн} = (w_{д\,k} - w_{расч\,k}) F_р \rho, \tag{138}$$

где $w_{д\,k}$ — действительная скорость пара в k-й ветви.

5.9.10. После нахождения расходов $G_{k\,уравн}$ необходимо проверить баланс расходов в уравнительном коллекторе, т. е.

$$\Sigma G_{k\,уравн} = 0. \tag{139}$$

5.9.11. Для практической оценки гидравлической разверки по найденным расходам пара и известным сечениям уравнительных линий определяют скорости пара и потери давления в них.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Справочное

1. КОНСТРУКЦИИ СПП

1.1. Конструктивные схемы СПП

1.1.1. Конструкции СПП могут быть разделены на вертикальные и горизонтальные. Распространенный тип аппарата — однокорпусный (исключение составляет аппарат СПП-220), с верхним, нижним или боковым расположением сепаратора, с одной или двумя ступенями перегрева пара. Основные характеристики СПП некоторых отечественных и зарубежных АЭС приведены в таблице (незаполненные графы таблицы объясняются отсутствием данных).

1.1.2. Вертикальный однокорпусный двухступенчатый СПП с верхним расположением сепаратора показан на черт. 1, *а*. При такой компоновочной схеме СПП сепарационное устройство собирается из отдельных сепарационных блоков в несколько ярусов по высоте в кольцевом пространстве между корпусом и выходной трубой. Пароперепревательная поверхность обеих ступеней является секционированной и собирается из отдельных вертикальных кассет или модулей. Коллекторы сбора сепарата, подвода греющего пара и отвода конденсата греющего пара обычно располагаются на корпусе СПП. Схема движения теплоносителей указана стрелками.

По такой конструктивной схеме спроектированы и изготавливаются аппараты СПП-220М, СПП-1000 и СПП-500-1.

1.1.3. Вертикальный однокорпусный двухступенчатый СПП с боковым расположением сепаратора показан на черт. 1, *б*. В этом случае сепарационное устройство собирается из отдельных сепарационных блоков в несколько ярусов по высоте в кольцевом пространстве между корпусом СПП и трубным пучком первой ступени пароперегревателя (пароперегреватель при такой конструктивной схеме может быть и одноступенчатым).

Пароперегреватель собирается из отдельных пакетов поперечно обтекаемых нагреваемым паром труб. При данной конструктивной схеме коллекторы сбора сепарата, подвода греющего пара и отвода его конденсата располагаются на нижнем днище. Схема движения теплоносителей указана стрелками.

По такой конструктивной схеме спроектирован и изготовлен аппарат СПП-500.

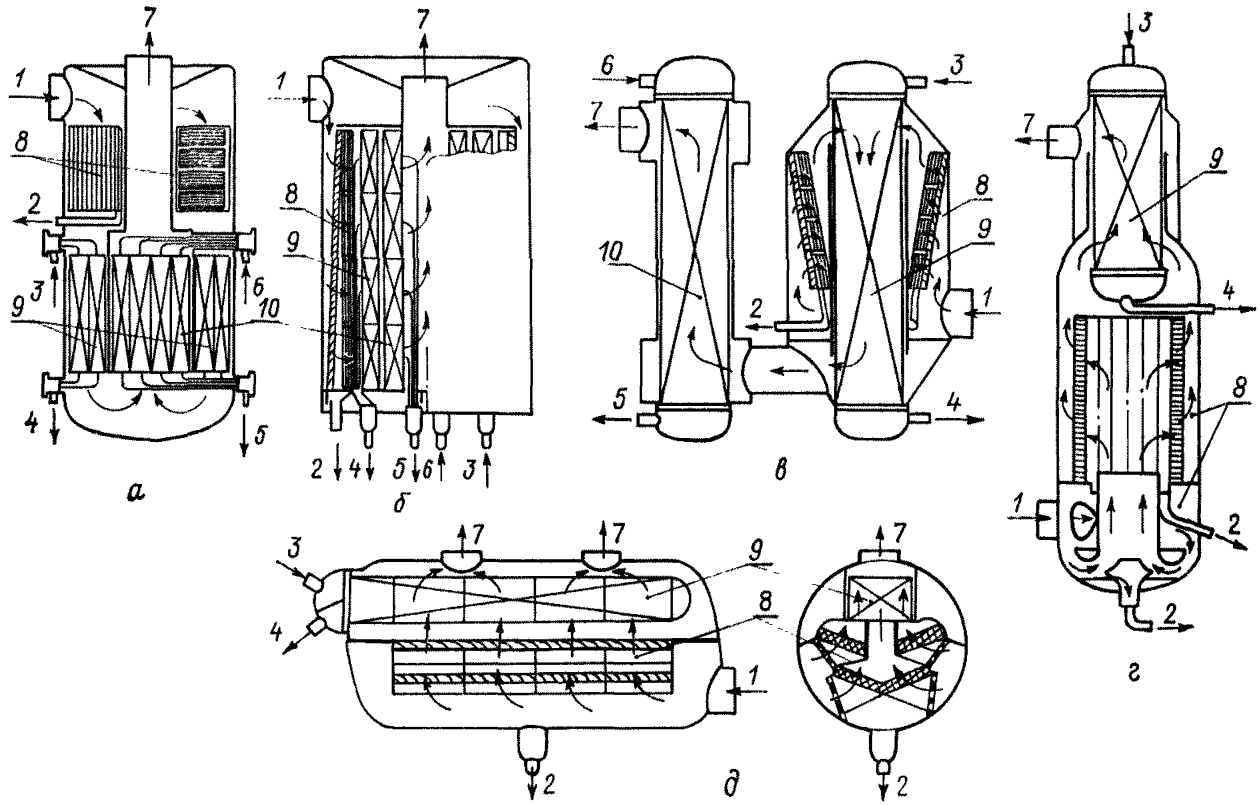
1.1.4. Вертикальный двухкорпусный двухступенчатый СПП с боковым расположением сепаратора приведен на черт. 1, *в*. При такой конструктивной схеме сепарационное устройство состоит из отдельных сепарационных блоков, а продольно омываемая

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕПАРАТОРОВ-ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ АЭС

Наименование	АЭС СССР								Зарубежные АЭС		
	СПП-220 гладкотрубный		СПП-220М оребренный		СПП-500 гладкотрубный спиральный		СПП-500-1 гладкотрубный		СПП-750 гладкотрубный одноступенчатый	СПП-1000 оребренный		СПП гладкотрубный (АЭС Бецнау)	СПП с низким оребрением (АЭС Мюлеберг)	СПП гладкотрубный вертикальный (АЭС Библис)
	I ступень	II ступень	I ступень	II ступень	I ступень	II ступень	I ступень	II ступень		I ступень	II ступень	горизонтальный		
Тепловая мощность, МВт	28,2		28,2		37,5		37,5		44	51,5		34	33	76,5
Число СПП на турбину, шт.	4		2		4		4		4	2 на турбину К-500-60/1500 4 на турбину К-1000-60/1500		2	1	2
Греющий пар:														
температура, °С	206	253	206	253	209,8	278,4	209,8	278,4	278,0	228,1	272,3	258	277	263
давление, кгс/см²	18,9	43,1	18,9	43,1	19,4	63,9	18,9	63,9	63,05	27,55	58,2	45,3	61,1	52,0
расход, т/ч	17,8	12,3	32,1	28,1	32,7	41,8	31,5	42,1	112,0	42,6	67,5	37,4	77,4	193
Нагреваемый пар:														
температура на входе, °С	133	193	133	193	137,4	196,8	137	190	149,2	185,2	208	125	149	183
температура на выходе, °С	193	241	193	241	196,8	265,4	190	263	263	208	250	232	247	220
давление, кгс/см²	3		3,25	3,36	3,37	3,28	3,42		4,75	11,5		2,3	4,7	10,9
расход пара на входе, т/ч	244		427		460		520		653	1180		316	648	3050
Влажность нагреваемого пара на входе, %	13		13		10		15		13	11,6		15	16	11
Общая высота аппарата, мм	11235		13980		6710		9050		13500	13350			12545	
Диаметр корпуса (внутренний), мм	2600*/1600	1600	3440		4150		4130		4000*/2500	3440			4100	4500
Толщина стенки корпуса, мм	14*/12	12	20		20		20		20*/16	20				
Материал:														
корпуса	Сталь 16ГС		Сталь 16ГС		Сталь 0Х18Н10Т		Сталь 08Х18Н10Т		Сталь 22К	Сталь 22К				17 Мп 4
труб	Сталь 20		Сталь 20		Сталь 0Х18Н10Т		Сталь 08Х18Н10Т		Сталь 0Х14МФЦе	Сталь 20		Cu—Ni 90/10	304L 304L	Сталь 358.111
Трубы нагревательного пучка:														
диаметр, мм	16×2		16×2		18×1,4		14×1,2		16×1,4	16×2				
длина, м	9,0		4,62		90,0	102	2,0		9,0	4,75			20,8	
число, шт.	3354	2712	3478	3441	432	216	14872	17780	8500	2960	3811			2523
количество кассет (модулей)	Один трубный пучок		94	93	Спиральные змеевики		60	70	Один трубный пучок	80	103			
число труб в кассете (модуле)	—		37		—		254		—	37				
Масса, т:														
сухого аппарата	79		110		105		118		130	128		52	76	180
корпуса	30		22		23		38		40	40				
труб	40		22		60		50		57	22				
ребер	—		20		—		—		—	20		—		—
сепарационного устройства	—		13		16,0									
Гидравлическое сопротивление, кгс/см²	0,185		0,185		0,180		0,23		0,20	0,34				0,7
Отношение массы к тепловой мощности, т/МВт	2,80		3,9		2,80		3,15		2,95	2,48		1,53	2,30	2,35
Отношение габаритного объема к тепловой мощности, м³/МВт	1,72		2,70		2,74		3,28		1,30	2,46		—	5,10	—

* Диаметр и толщина корпуса в зоне сепарационных устройств.

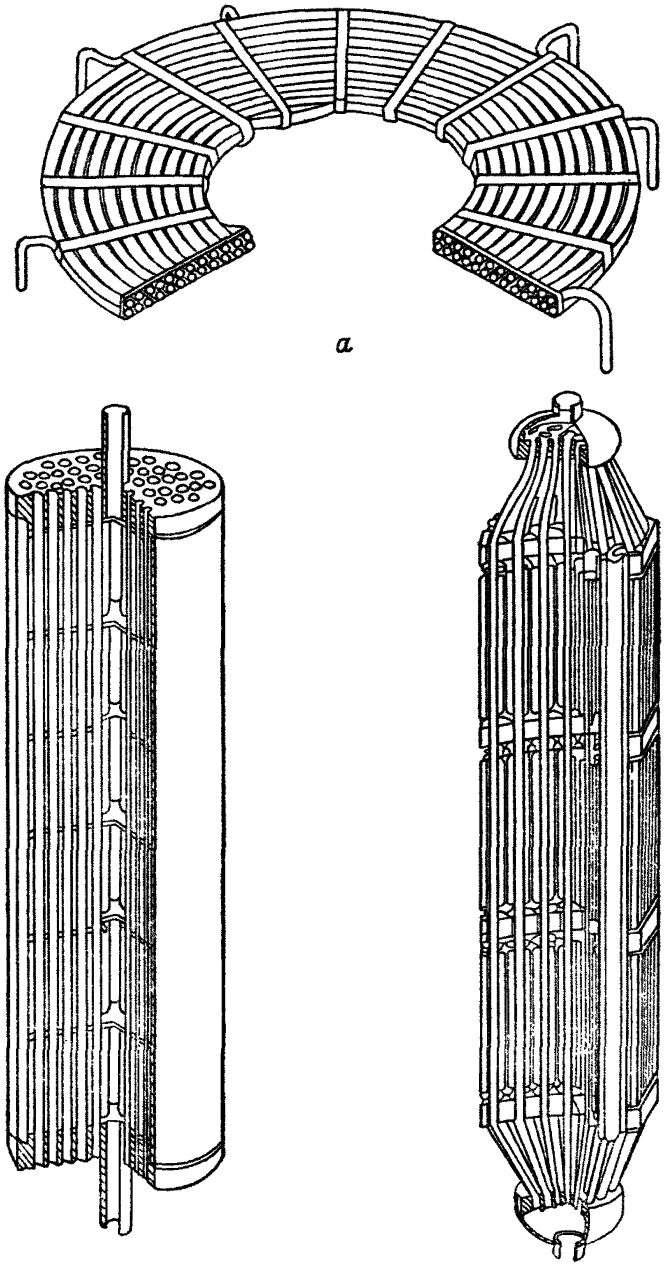
Конструктивные схемы СПП



1 — вход нагреваемого пара; *2* — выход сепарата; *3* — вход греющего пара I ступени; *4* — выход конденсата I ступени; *5* — выход конденсата II ступени; *6* — вход греющего пара II ступени; *7* — выход нагреваемого пара; *8* — сепарационное устройство; *9* — пароперегреватель I ступени; *10* — пароперегреватель II ступени

Черт. 1

Конструкции элементов теплообменных поверхностей пароперегревателей отечественных СПП



а — пакет спиральных горизонтальных труб; *б* — модуль из вертикальных гладких труб; *в* — кассета из вертикальных труб с продольным оребрением

Черт. 2

нагреваемым паром поверхность нагрева в обеих ступенях пароперегревателя не секционирована.

По такой конструктивной схеме спроектирован и изготовлен аппарат СПП-220. Примерно такая же конструктивная схема принята для аппарата СПП-750. Однако в этом случае СПП выполнен одноступенчатым и однокорпусным, а конструкция сепарационных блоков аналогична аппарату СПП-220М.

1.1.5. Вертикальный однокорпусный одноступенчатый СПП с нижним расположением сепарационного устройства приведен на черт. 1, *г*. В данном случае сепарационное устройство состоит из сепаратора предварительной сепарации (центробежного) и основного сепаратора (из сепарационных блоков шевронного типа). Трубный пучок пароперегревателя, как правило, выполняется с плавающей нижней трубной доской.

По такой конструктивной схеме спроектированы и изготовлены аппараты для турбоустановки АЭС Библис-А (ФРГ).

1.1.6. Горизонтальный однокорпусный одноступенчатый СПП показан на черт. 1, *д*. В этом случае сепарационное устройство размещается в нижней части цилиндрического корпуса и состоит из расположенных в несколько рядов по высоте и ширине пакетов горизонтальных или наклонных сеток или жалюзи.

Горизонтальный трубный пучок пароперегревателя находится в верхней части корпуса.

По такой конструктивной схеме были спроектированы и изготовлены СПП швейцарских АЭС Мюлеберг и Бецнау.

1.2. Конструкции элементов СПП

1.2.1. На черт. 2 приведены конструкции элементов пароперегревателей некоторых отечественных СПП. На черт. 2, *а* показан пакет спиральных многорядных многозаходных горизонтальных труб с вертикальными стояками. Из таких пакетов набран трубный пучок обеих ступеней пароперегревателя СПП-500. На черт. 2, *б* показан жесткотрубный модуль из вертикальных гладких труб. Из таких модулей набрана поверхность теплообмена в аппарате СПП-500-I. На черт. 2, *в* приведена конструкция шестигранной кассеты из труб с приварным продольным оребрением. Из таких кассет собирается пароперегреватель аппаратов СПП-220М и СПП-1000.

1.2.2. Конструкции основных элементов сепарационных устройств (входных камер, входных и выходных коллекторов, сепарационных блоков) приведены в разделе 3 настоящего РТМ.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Справочное

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СПП

1. ПРИМЕР РАСЧЕТА СЕПАРАТОРА-ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ СПП-220М

1.1. Тепловой расчет приведен в табл. 1. Основные геометрические размеры СПП-220М приведены на черт. 1 (стр. 91).

Таблица 1

Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина	
			I ступень	II ступень
Расход нагреваемого пара после сепаратора, кг/ч	$G_н$	Задано	427 500	427 500
Давление нагреваемого пара перед ступенью, кгс/см²	$p_н^{вх}$	Задается с последующим уточнением	3,31	3,25
Давление нагреваемого пара за ступенью, кгс/см²	$p_н^{вых}$	Задается с последующим уточнением	3,25	3,17
Температура нагреваемого пара перед ступенью, °С	$t_н^{вх}$	Задано	136,3	189
Температура нагреваемого пара за ступенью, °С	$t_н^{вых}$	Задается с последующим уточнением	189	241
Сухость нагреваемого пара перед ступенью, %	x	Задано	99	100
Удельная энтальпия нагреваемого пара перед ступенью, ккал/кг	$i_н^{вх}$	[12]	646,5	678,5
Удельная энтальпия нагреваемого пара за ступенью, ккал/кг	$i_н^{вых}$	[12]	678,5	703,9
Тепловая мощность ступени, ккал/ч	Q	$G_н\left(i_н^{вых} - i_н^{вх}\right)$	$13{,}68 \cdot 10^6$	$10{,}86 \cdot 10^6$

Продолжение табл. 1

Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина	
			I ступень	II ступень
Давление греющего пара на входе в камеру, кгс/см²	$p_г$	Задано	19,26	43,1
Сопротивление подводящих труб греющего пара, кгс/см²	$\Delta p_{п.тр}$	Задается с последующим уточнением	0,18	0,06
Давление греющего пара на входе в кассету, кгс/см²	$p_г^{вх}$	$p_г - \Delta p_{п.тр}$	19,08	43,04
Температура греющего пара на входе в кассету, °С	$t_г^{вх}$	Определяется по $p_г^{вх}$ [12]	209,02	253,53
Сухость греющего пара на входе, %	$x_г$	Задано	93,6	99,5
Удельная энтальпия греющего пара на входе в кассету, ккал/кг	$i_г^{вх}$	[12]	639,6	666,5
Давление конденсата греющего пара, кгс/см²	$p_г^{вых}$	$p_г^{вых} = p_г^{вх}$	19,08	43,04
Температура конденсата греющего пара, °С	$t_г^{вых}$	$t_г^{вых} = t_г^{вх}$	209,02	253,53
Удельная энтальпия конденсата греющего пара, ккал/кг	$i_г^{вых}$	[12]	213,3	263,4
Расход греющего пара на одну ступень, кг/ч	$G_г$	$\frac{Q}{i_г^{вх} - i_г^{вых}}$	32 100	26 800
Среднелогарифмический температурный напор, °С	Δt	$\frac{t_н^{вых} - t_н^{вх}}{2{,}3 \lg \frac{t_г^{вх} - t_н^{вх}}{t_г^{вых} - t_н^{вых}}}$	40,9	31,7
Среднее давление нагреваемого пара, кгс/см²	$p_н^{ср}$	$0{,}5\left(p_н^{вх} + p_н^{вых}\right)$	3,28	3,21
Средняя температура нагреваемого пара, °С	$t_н^{ср}$	$t_г^{вых} - \Delta t$	168,2	221,8
Удельный объем*, м³/кг	$v_н^{ср}$	[12]	0,615	0,718
Коэффициент динамической вязкости, (кгс·с)/м²	$\mu_н^{ср}$	[12]	$1{,}491 \cdot 10^{-6}$	$1{,}713 \cdot 10^{-6}$

* Физические свойства нагреваемого пара определяются при $t_н^{ср}$ и $p_н^{ср}$.

Продолжение табл. 1

Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина	
			I ступень	II ступень
Коэффициент кинематической вязкости, м²/с	$\nu_н^{ср}$	$9{,}81\mu_н^{ср}v_н^{ср}$	$9{,}0\cdot10^{-6}$	$12{,}1\cdot10^{-6}$
Коэффициент теплопроводности, ккал/(м·ч·°С)	$\lambda_н^{ср}$	[12]	$2{,}6\cdot10^{-2}$	$3{,}09\cdot10^{-2}$
Число Прандтля	Pr	[12]	1,03	0,95
Диаметр труб, мм	$d/d_в$		16/12	16/12
Высота ребра, мм	$h_р$		8,5	8,5
Толщина ребра, мм	δ		0,8	0,8
Количество ребер на одной трубе, шт.	n		12	12
Развернутая длина корыта, образованного двумя ребрами, мм	$l_{кор}$		20	20
Внутренний диаметр корпуса, мм	$D_в$		3440	—
Количество труб в одной кассете, шт.	z		37	37
Количество кассет, шт.	z_1		94	93
Шаг труб, мм	S		36	36
Площадь, огражденная перегородкой между ступенями, м²	$f_{пер}$		4,05	4,05
Площадь, занятая трубами, м²	$f_{тр}$	$0{,}785z_1z\,d^2$	0,7	0,692
Площадь, занятая щитками, м²	$f_{щ}$		0,0428	0,0424
Площадь, занятая ребрами, м²	$f_р$		0,3340	0,3304
Площадь, занятая вытеснителями, м²	$f_в$		0,9635	—
Живое сечение ступени для прохода нагреваемого пара, м²	$f_ж$	Для I ступени: $0{,}785D_в^2 - f_{пер} - f_{щ} - f_в - f_р - f_{тр}$ Для II ступени: $f_{пер} - f_{щ} - f_{тр} - f_р$	3,19	2,95
Смоченный периметр вытеснителей, мм	U_1		13998	—

Продолжение табл. 1

Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина	
			I ступень	II ступень
Смоченный периметр перегородки, мм	U_2		9400	9400
Смоченный периметр корпуса, не занятого вытеснителями, мм	U_3		2595,6	—
Смоченный периметр оребренных труб, мм	U_4	$(\pi d + 2nh_р)\, zz_1$	884246,7	875 000
Смоченный периметр щитков, мм	U_5	$2{,}3l_{щz_1}$ $l_щ = 76$ мм	42864	42 408
Смоченный периметр ступени, мм	U	$U_1+U_2+U_3+U_4+U_5$	951032,3	926 808
Эквивалентный гидравлический диаметр ступени, мм	$d_э$	$4f_ж/U$	13,4	12,9
Скорость нагреваемого пара, м/с	w	$\frac{G_н v_н^{ср}}{3600 f_ж}$	23,0	28,6
Число Рейнольдса	Re	$\frac{wd_э}{\nu_н^{ср}}$	34000	30 400
Число Нуссельта	Nu	$0{,}023\mathrm{Re}^{0,8}\mathrm{Pr}^{0,4}$	97,9	87,0
Коэффициент теплоотдачи, ккал/(м²·ч·°С)	$\alpha_к$	$\frac{\mathrm{Nu}\lambda_н^{ср}}{d_э}$	192	208
Смоченный периметр ребер, мм	$U_р$	$2nh_р$	204	204
Отношение поверхности ребер к полной поверхности	$\frac{H_р}{H}$	$\frac{U_р}{\pi d + 2nh_р}$	0,803	0,803
Отношение поверхности, не занятой ребрами, к полной поверхности	$\frac{H_{гл}}{H}$	$1 - \frac{H_р}{H}$	0,197	0,197
Коэффициент, учитывающий неравномерное распределение $\alpha_к$ по поверхности ребра	ψ	По результатам исследований	0,9	0,9
Коэффициент теплопроводности металла, ккал/(м·ч·°С)	$\lambda_м$	[11]	41,7	40,9
Коэффициент загрязнения, (м²·ч·°С)/ккал	ε	По результатам исследований	0	0
Коэффициент, 1/м	β	$\sqrt{\frac{2\psi\alpha_к}{\delta\lambda_м(1+\varepsilon\psi\alpha_к)}}$	104,4	107,8

Продолжение табл. 1

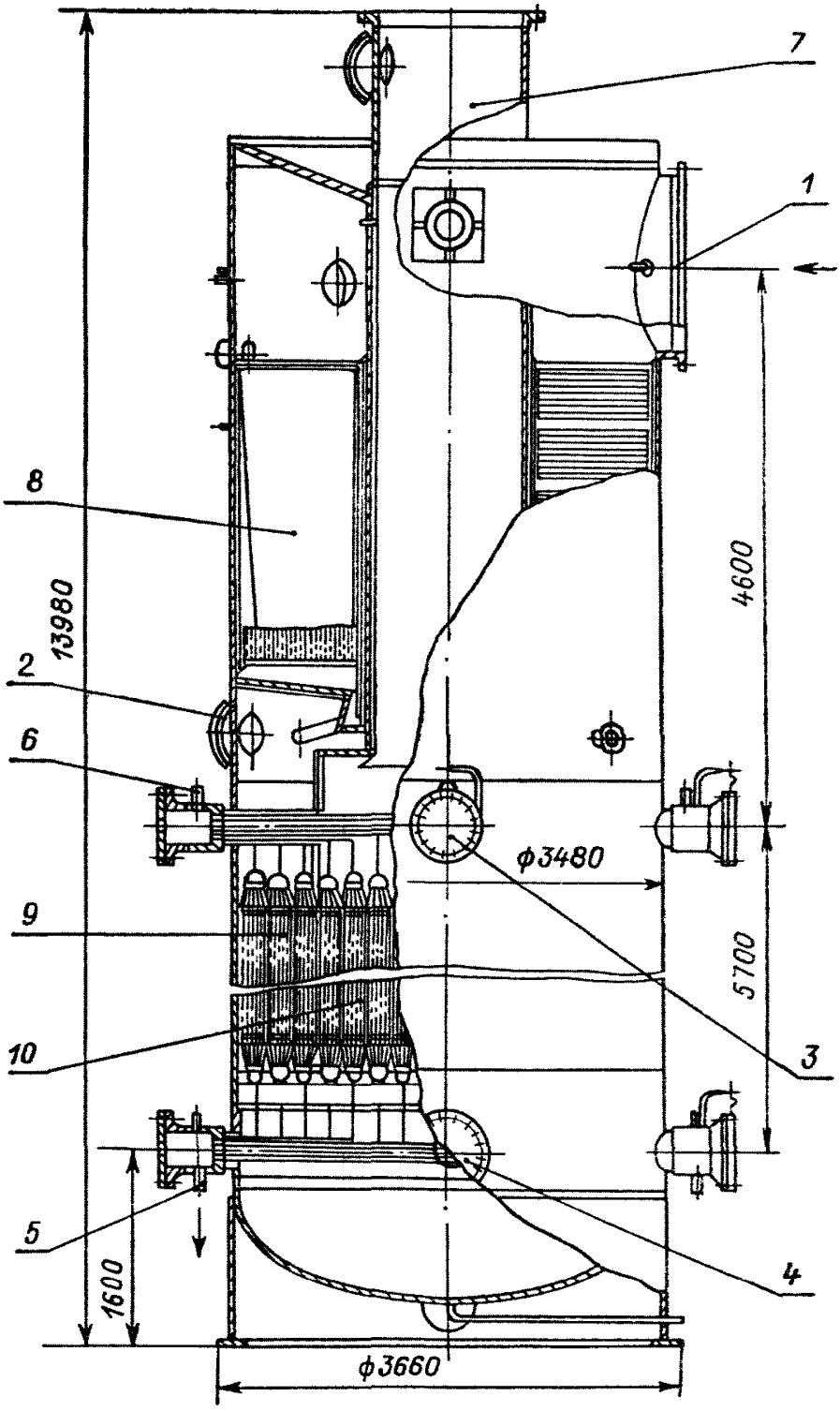
Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина	
			I ступень	II ступень
Комплекс	$\beta h_р$		0,89	0,915
Комплекс	$\sqrt{\frac{\delta_{2р}}{\delta_{1р}}}$		1,0	1,0
Коэффициент, учитывающий влияние уширения ребра к основанию	μ	По результатам исследований	1,0	1,0
Коэффициент эффективности ребра	E	По результатам исследований	0,8	0,8
Коэффициент оребрения	φ	$\frac{H}{H_{гл}}$	5,08	5,08
Приведенный коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому пару, ккал/(м²·ч·°С)	$\alpha_{1пр}$	$\left[\frac{H_р}{H} E\mu + \frac{H_{гл}}{H}\right] \times \times \frac{\psi\alpha_к}{1+\varepsilon\psi\alpha_к}$	145	157
Длина оребренной трубы, м	l		3,9	3,9
Скрытая теплота парообразования*, ккал/кг	r	[12]	454,6	405,0
Коэффициент кинематической вязкости, м²/с	ν'	[12]	$0{,}153\cdot10^{-6}$	$0{,}137\cdot10^{-6}$
Коэффициент теплопроводности, ккал/(м·ч·°С)	λ'	[12]	$55{,}9\cdot10^{-2}$	$52\cdot10^{-2}$
Число Прандтля	Pr'	[12]	0,91	0,88
Удельный объем сухого насыщенного пара, м³/кг	v''	[12]	0,1063	0,04713
Удельный объем воды на линии насыщения, м³/кг	v'	[12]	0,0011706	0,001260
Число Прандтля для греющего пара	Pr''	[12]	1,3	1,46
Удельный тепловой поток, ккал/(м²·ч)	q	$\frac{Q}{z_1 z \pi d_в l}$	26 800	21 500
Скорость конденсата в выходном сечении, м/с	w_0	$\frac{4qlv'}{3600rd_в}$	0,0249	0,0242

* Физические свойства конденсата греющего пара определяются при $t_s = t_г^{вых}$.

Продолжение табл. 1

Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина	
			I ступень	II ступень
Величина, м	$\frac{w_0^2}{g}$	—	$6{,}3\cdot10^{-5}$	$5{,}97\cdot10^{-5}$
Величина, 1/м	$[g/(\nu')^2]^{1/3}$		$7{,}46\cdot10^4$	$8{,}04\cdot10^4$
Величина	A	$\frac{w_0^2}{g}\left[\frac{g}{(\nu')^2}\right]^{1/3}\frac{Pr'}{Pr''}$	3,29	2,89
Величина	$NuFr_0$	$0{,}1\sqrt{7A^{1,7}+0{,}2A^{2,8}}$	0,763	0,68
Коэффициент теплоотдачи при конденсации, ккал/(м^2·ч·°С)	α_2	$NuFr_0\frac{g\lambda'}{w_0^2}$	6770	5920
Коэффициент теплопередачи, ккал/(м^2·ч·°С)	k	$\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1пр}\varphi}+\frac{\delta_{тр}d}{\lambda_м d_{ср}}+\frac{d_н}{\alpha_2 d_в}}$	620	651
Расчетная поверхность нагрева, м^2	$H_{расч}$	$\frac{Q}{k\,\Delta t}$	539	528
Расчетная длина оребренной трубы, м	$l_{расч}$	$\frac{H_{расч}}{z_1 z\pi\, d}$	3,09	3,06
Фактическая поверхность нагрева, м^2	$H_ф$	$z_1 z\pi\, dl$	681,5	674,2
Коэффициент запаса поверхности нагрева, %	η	$\frac{H_ф - H_{расч}}{H_{расч}}100$	26,4	27,7

Конструкция СПП-220М



1— вход нагреваемого пара; *2* — выход сепарата; *3* — вход греющего пара I ступени; *4* — выход конденсата I ступени; *5* — выход конденсата II ступени; *6* — вход греющего пара II ступени; *7* — выход нагреваемого пара; *8* — сепарационное устройство; *9* — пароперегреватель I ступени; *10* — пароперегреватель II ступени

Черт. 1

1.2. Гидравлический расчет приведен в табл. 2.

Таблица 2

Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина
Гидравлический расчет сепаратора			
Расход влажного пара на сепаратор, кг/ч	$G_{сеп}$	Задано	486 500
Диаметр входного патрубка, мм	d_1		1 392
Давление пара перед входной камерой, кгс/см²	$p_{сеп}^{вх}$	Задано	3,36
Удельный объем воды при $p_{сеп}^{вх}$, м³/кг	$v'_{сеп}$	[12]	0,001077
Удельный объем сухого насыщенного пара при $p_{сеп}$, м³/кг	$v''_{сеп}$	[12]	0,5549
Влажность пара перед СПП	$1-x$	Задано	0,13
Удельный объем влажного пара на входе в СПП, м³/кг	v_1	$v''_{сеп}x + v'_{сеп}(1-x)$	0,4825
Скорость влажного пара на входе в камеру, м/с	w_1	$\frac{G_{сеп}v_1}{3600 \cdot 0{,}785 d_1^2}$	43,2
Коэффициент гидравлического сопротивления входной камеры	ζ_1	По результатам исследования	1,25
Гидравлическое сопротивление входной камеры, кгс/м²	Δp_1	$\zeta_1 \frac{w_1^2}{19{,}6 v_1}$	243
Давление влажного пара перед направляющими лопатками, кгс/см²	p_2	$p_{сеп}^{вх} - \Delta p_1 10^{-4}$	3,335
Удельный объем воды при p_2, м³/кг	v'_2	[12]	0,001074
Удельный объем сухого насыщенного пара при p_2, м³/кг	v''_2	[12]	0,5588
Удельный объем влажного пара при p_2, м³/кг	v_2	$v''_2 x + v'_2(1-x)$	0,486
Количество сепарационных блоков в сепараторе, шт.	n	Задано	16
Расход влажного пара на сепарационный блок, кг/ч	$G_{бл}$	$G_{сеп}/n$	30 400
Площадь входа пара в сепарационный блок, м²	f	Задано	0,249
Скорость пара на входе в сепарационный блок, м/с	w_2	$\frac{G_{бл}v_2}{3600f}$	16,5

Продолжение табл. 2

Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина
Коэффициент гидравлического сопротивления при повороте потока на $\alpha = 165°$	$\zeta_{165°}$	П. 5.5.2 настоящего РТМ	1,45
Гидравлическое сопротивление при повороте потока на $\alpha = 165°$, кгс/м^2	Δp_2	$\zeta_{165°} \frac{w_2^2}{19{,}6 v_2}$	41,5
Коэффициент гидравлического сопротивления при повороте потока на $\alpha = 75°$	$\zeta_{75°}$	Черт. 33 настоящего РТМ	0,56
Площадь набегания потока на жалюзи сепарационного блока, м^2	$f_ж$	Задано	1,88
Скорость в узком сечении лопаток, м/с	w_3	$\frac{G_{бл} v_2}{3600 f_ж \sin 15°}$	8,5
Гидравлическое сопротивление при повороте потока на $\alpha = 75°$, кгс/м^2	Δp_3	$\zeta_{75°} \frac{w_3^2}{19{,}6 v_2}$	4,2
Скорость набегания потока на жалюзи, м/с	w_4	$\frac{G_{бл} v_2}{3600 f_ж}$	2,2
Коэффициент гидравлического сопротивления жалюзи	$\zeta_ж$	П.5.5.3 настоящего РТМ	10
Гидравлическое сопротивление жалюзи, кгс/м^2	Δp_4	$\zeta_ж \frac{w_4^2}{19{,}6 v_2}$	5,04
Влажность пара за пакетами жалюзи	$1 - x_1$	П.3.1.2 настоящего РТМ	0,01
Удельный объем пара перед дырчатым листом, м^3/кг	v_3	$0{,}99 v_2''$	0,553
Толщина дырчатого листа, мм	δ	Задано	4
Диаметр отверстий дырчатого листа, мм	d_0	Задано	7,5
Шаг отверстий, мм	t	Задано	23
Коэффициент живого сечения дырчатого листа	$\overline{f}$	$\frac{0{,}785 d_0^2}{t^2}$	0,0835
Отношение	δ/d_0		0,535
Количество отверстий дырчатого листа блока, шт.	z	Задано	3315
Скорость пара в отверстиях дырчатого листа, м/с	w_5	$\frac{G_{бл}(1 - x_1 + x) v_3}{3600 z\, 0{,}785 d_0^2}$	28,1

Продолжение табл. 2

Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина
Коэффициент кинематической вязкости пара при t_s, соответствующей p_2, м²/с	ν	[12]	$6{,}8 \cdot 10^{-6}$
Число Рейнольдса	Re	$\frac{w_5 d_0}{\nu}$	$3{,}1 \cdot 10^4$
Коэффициент гидравлического сопротивления дырчатого листа	ζ_5	П.5.5.4 настоящего РТМ	1,9
Гидравлическое сопротивление дырчатого листа, кгс/м²	Δp_5	$\zeta_5 \frac{w_5^2}{19{,}6 v_3}$	139
Давление пара на выходе из сепарационного блока, кгс/см²	$p_{\text{вых}}$	$p_{\text{сеп}}^{\text{вх}} - \sum_{i=1}^{5} \Delta p_i \, 10^{-4}$	3,15
Удельный объем пара на выходе из сепарационного блока, м³/кг	$v_{\text{вых}}$	$0{,}99 v''$ (v'' берется при $p_{\text{вых}}$)	0,557
Площадь выхода из сепарационного блока, м²	$f_{\text{вых}}$	Задано	0,215
Скорость на выходе из сепарационного блока, м/с	$w_{\text{вых}}$	$\frac{G_{\text{бл}} (1 - x_1 + x) v_{\text{вых}}}{3600 f_{\text{вых}}}$	19
Площадь поперечного сечения выходной камеры между сепаратором и ПП, м²	$f_{\text{к}}$	Задано	7,53
Коэффициент гидравлического сопротивления выхода	ζ_6	Черт. 27 настоящего РТМ	0,325
Гидравлическое сопротивление выхода из сепаратора, кгс/м²	Δp_6	$\zeta_6 \frac{w_6^2}{19{,}6 v_3}$	10
Гидравлическое сопротивление сепаратора, кгс/м²	$\Delta p_{\text{сеп}}$	$\sum_{i=1}^{6} \Delta p_i$	443
Давление нагреваемого пара на входе в 1 ступень, кгс/см²	$p_{\text{н}}^{\text{вх}}$	$p_{\text{сеп}}^{\text{вх}} - \Delta p_{\text{сеп}}$	3,31

Гидравлический расчет пароперегревателя (черт. 2, стр. 102)

Гидравлическое сопротивление на участке от выхода из сепаратора до входа в 1 ступень пароперегревателя

Расход нагреваемого пара после сепаратора, кг/ч	$G_{\text{н}}$	Из теплового расчета	427 500
Удельный объем пара на выходе из сепаратора ($x = 0{,}99$), м³/кг	$v_{\text{н}}$	[12]	0,56
Площадь выходного кольцевого сечения сепаратора, м²	f_1		7,13

Продолжение табл. 2

Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина
Площадь расширенного кольцевого сечения, м²	f_2		8,25
Отношение сечений	f_1/f_2		0,865
Скорость в выходном кольцевом сечении сепаратора, м/с	w_1	$\frac{G_н v_н}{3600 f_1}$	9,3
Коэффициент местного сопротивления выхода	ζ_1	[8]	0,02
Гидравлическое сопротивление выхода, кгс/м²	Δp_1	$\zeta_1 \frac{w_1^2}{19{,}6 v_н}$	0,14
Площадь входного сечения I ступени пароперегревателя ($D_в = 3440$ мм, $f_{пер} = 4{,}05$ м²), м²	f_3	$0{,}785 D_в^2 - f_{пер}$	5,24
Скорость пара во входном сечении I ступени, м/с	w_3	$\frac{G_н v_н}{3600 f_3}$	12,7
Отношение площадей	f_3/f_2		0,635
Коэффициент местного сопротивления входа	ζ_3	[8]	0,18
Гидравлическое сопротивление входа, кгс/м²	Δp_2	$\zeta_3 \frac{w_3^2}{19{,}6 v_н}$	2,64
Площадь, занятая трубами греющего пара I ступени и линзовыми компенсаторами (II ступень), м²	f_4		1,6
Сечение для прохода нагреваемого пара, м²	f_5	$f_3 - f_4$	3,64
Отношение сечений	f_5/f_3		0,695
Скорость в сечении f_5, м/с	w_5	$\frac{G_н v_н}{3600 f_5}$	18,2
Коэффициент сопротивления входа в сечение f_5	ζ_4	[8]	0,15
Коэффициент сопротивления выхода из сечения f_5 (без учета суммарной площади штуцеров)	ζ_5	[8]	0,1
Потеря напора в области труб, подводящих греющий пар, кгс/м²	Δp_3	$(\zeta_4 + \zeta_5) \frac{w_5^2}{19{,}6 v_н}$	7
Гидравлическое сопротивление участка, кгс/м²	Δp_0	$\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3$	10
Давление пара на выходе из участка, кгс/см²	p_1	$p_{сеп}^{вх} - \Delta p_{сеп} - \Delta p_0$	3,31

Продолжение табл. 2

Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина
Сопротивление I ступени пароперегревателя			
Средний удельный объем пара в ступени, м³/кг	$v_н^{срI}$	Из теплового расчета	0,615
Живое сечение для прохода пара между головками кассет ($d_{гол}$ = = 159 мм), м²	f_6		3,37
Живое сечение для прохода пара на гладких участках труб после головки, м²	f_7		4,54
Отношение сечений	f_6/f_3		0,643
Отношение сечений	f_6/f_7		0,742
Коэффициент сопротивления входа (проход пара между головками кассет)	$\zeta_{вх1}$	[8]	0,18
Коэффициент сопротивления выхода (проход пара между головками кассет)	$\zeta_{вых1}$	[8]	0,07
Скорость пара между головками кассет, м/с	w_6	$\frac{G_н v_н^{срI}}{3600 f_6}$	21,7
Гидравлическое сопротивление при проходе пара между верхними головками, кгс/м²	$\Delta p_{гол}^{I}$	$(\zeta_{вх1} + \zeta_{вых1}) \frac{w_6^2}{19{,}6 v_н^{срI}}$	10
Площадь сечения, занятая дистанционирующей решеткой и щитками, м²	f_8		0,771
Площадь вытеснителей, м²	$f_{выт}$	Из теплового расчета	0,9635
Живое сечение для прохода пара в центральной решетке кассеты, м²	f_9	$f_7 - f_8 - f_в$	2,8
Скорость пара в решетке, м/с	w_7	$\frac{G_н v_н^{срI}}{3600 f_9}$	26
Площадь щитков, м²	$f_щ$	Из теплового расчета	0,0428
Живое сечение до и после дистанционирующей решетки, м²	f_7'	$f_7 - f_в - f_щ$	3,53
Отношение сечений	f_9/f_7'		0,792
Коэффициент сопротивления входа в решетку	$\zeta_{вх2}$	[8]	0,1
Коэффициент сопротивления выхода из решетки	$\zeta_{вых2}$	[8]	0,05

Продолжение табл. 2

Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина
Гидравлическое сопротивление решетки, кгс/м^2	$\Delta p^{I}_{реш}$	$(\zeta_{вх2} + \zeta_{вых2}) \frac{w_7^2}{19{,}6 v_н^{срI}}$	8,4
Гидравлический эквивалентный диаметр ступени, мм	$d_э$	Из теплового расчета	13,4
Абсолютная эквивалентная шероховатость, мм	$k_ш$	[8]	0,08
Коэффициент сопротивления трения ($Re = 34\,000$; $d_э/k_ш = 168$)	ξ_I	[8]	0,0325
Гидравлические потери на трение в оребренной части кассеты ($l = 3900$ мм; $w_I = 23{,}0$ м/с), кгс/м^2	$\Delta p^{I}_{тр}$	$\xi_I \frac{l}{d_э} \frac{w_I^2}{19{,}6 v_н^{срI}}$	409
Гидравлические потери на ускорение потока ($t_н^{вых} = 189$°С; $t_н^{вх} = 136$°С; $T_{ср} = t_{ср} + 273 = 435$К), кгс/м^2	$\Delta p^{I}_{уск}$	$\frac{2\left(t_н^{вых} - t_н^{вх}\right) w_I^2}{T_{ср}\, 19{,}6 v_н^{срI}}$	10,8
Гидравлические потери на трение в дистанционирующей решетке, кгс/м^2	$\Delta p^{I}_{тр.реш}$	Из предварительного расчета	1,8
Гидравлические потери на трение на гладких участках кассет, кгс/м^2	$\Delta p^{I}_{тр.гл}$	То же	2,6
Гидравлические потери на местные сопротивления входа и выхода оребренных участков кассет, кгс/м^2	$\Delta p^{I}_{м}$	»	9
Гидравлическое сопротивление I ступени пароперегревателя, кгс/м^2	$\Delta p_{1ст}$	$2\Delta p^{I}_{гол} + 4\Delta p^{I}_{реш} + \Delta p^{I}_{тр} + \Delta p^{I}_{уск} + \Delta p^{I}_{тр.реш} + \Delta p^{I}_{тр.гл} + \Delta p^{I}_{м}$	487
Давление пара на выходе из I ступени, кгс/см^2	$p_н^{выхI}$	$p_{сеп}^{вх} - \Delta p_{сеп} - \Delta p_0 - \Delta p_{1ст}$	3,26
Потеря напора на поворот потока			
Удельный объем пара на входе в опорную решетку, м^3/кг	$v_{пов}$	[12]	0,657
Загромождение сечения опорной решеткой, м^2	f_{11}		0,626
Живое сечение для прохода пара в опорной решетке I ступени ($f_{тр}^{ниж} = 0{,}076$ м^2), м^2	f_{12}	$f_3 - f_{тр}^{ниж} - f_{11}$	4,54

Продолжение табл. 2

Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина
Площадь условного сечения поворота ($h=1500$ мм; $П=2{,}1$ м), м^2	$f_{пов}$	$Пh$	12,18
Входное сечение опорной решетки для II ступени, м^2	$f_{оп.реш}$		3,25
Расчетная площадь для вычисления местного сопротивления поворота по трем скоростям, м^2	$f_{расч}$	$\frac{3}{\frac{1}{f_{12}}+\frac{1}{f_{пов}}+\frac{1}{f_{оп.реш}}}$	4,92
Расчетная скорость, м/с	$w_{расч}$	$\frac{G_н v_{пов}}{3600 f_{расч}}$	15,9
Коэффициент местного сопротивления поворота в пучке труб ($\alpha=180°$)	$\zeta_{пов}$	[8]	2
Гидравлическое сопротивление поворота, кгс/м^2	$\Delta p_{пов}$	$\zeta_{пов}\frac{w^2_{расч}}{19{,}6 v_{пов}}$	39,3
Площадь, занятая во II ступени трубами, отводящими конденсат, м^2	f_{14}		0,881
Площадь входного сечения II ступени пароперегревателя, м^2	f_{15}		4,05
Живое сечение для прохода пара, м^2	$f^{II}_{ж}$	$f_{15}-f_{14}$	3,17
Скорость пара, м/с	w_{12}	$\frac{G_н v_{пов}}{3600 f^{II}_{ж}}$	24,6
Отношение сечений	$f^{II}_{ж}/f_{15}$		0,782
Коэффициент местного сопротивления входа	$\zeta_{вх3}$	[8]	0,11
Коэффициент местного сопротивления выхода	$\zeta_{вых3}$	[8]	0,05
Гидравлическое сопротивление в области труб, отводящих конденсат из II ступени, кгс/м^2	$\Delta p^{II}_{м}$	$(\zeta_{вх3}+\zeta_{вых3})\frac{w^2_{12}}{19{,}6 v_{пов}}$	7,5
Площадь, занятая опорной решеткой во II ступени, м^2	f_{16}		0,774
Живое сечение для прохода пара, м^2	f_{17}	$f_{15}-f_{16}$	3,25
Скорость пара, м/с	w_{13}	$\frac{G_н v_{пов}}{3600 f_{17}}$	24

Продолжение табл. 2

Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина
Отношение сечений	f_{17}/f_{15}		0,802
Коэффициент сопротивления входа	$\zeta_{вх4}$	[8]	0,1
Потеря напора на вход в опорную решетку, кгс/м²	$\Delta p^{II}_{оп.реш}$	$\zeta_{вх4}\frac{w^2_{13}}{19{,}6\upsilon_{пов}}$	4,5
Гидравлические потери на выходе из опорной решетки, кгс/м²	$\Delta p^{выхII}_{оп.реш}$	Из предварительного расчета	1,6
Гидравлические потери в области расположения отводящих труб I ступени, кгс/м²	$\Delta p^{I}_{отв.тр}$	То же	4,6
Суммарное гидравлическое сопротивление поворота, кгс/м²	$\sum\Delta p_{пов}$	$\Delta p_{пов}+\Delta p^{II}_{м}+\Delta p^{II}_{оп.реш}+\Delta p^{выхII}_{оп.реш}+\Delta p^{I}_{отв.тр}$	57,5
Давление пара на входе во II ступень пароперегревателя, кгс/см²	$p^{вх}_{II}$	$p^{вх}_{сеп}-\Delta p_{сеп}-\Delta p_{1ст}-\sum\Delta p_{пов}$	3,26
Сопротивление II ступени пароперегревателя			
Средний удельный объем пара в ступени, м³/кг	$\upsilon^{срII}_{н}$	Из теплового расчета	0,718
Живое сечение для прохода пара между головками кассет, м²	f_{18}		2,205
Живое сечение для прохода пара на гладких участках труб после головок кассет, м²	f'_{18}		3,36
Отношение сечений	f_{18}/f_{17}		0,68
Отношение сечений	f_{18}/f'_{18}		0,655
Коэффициент сопротивления входа	$\zeta_{вх5}$	[8]	0,16
Коэффициент сопротивления выхода	$\zeta_{вых5}$	[8]	0,12
Скорость пара между головками, м/с	w_{14}	$\frac{G_{н}\upsilon^{срII}_{н}}{3600f_{18}}$	38,7
Гидравлические потери в области нижних головок кассет, кгс/м²	$\Delta p^{II}_{гол}$	$(\zeta_{вх5}+\zeta_{вых5})\frac{w^2_{14}}{19{,}6\upsilon^{срII}_{н}}$	30
Площадь сечения, занятого дистанционирующей решеткой и щитками, м²	f_{19}		0,762
Живое сечение для прохода пара в решетке $\left(f^{II}_{тр}=0{,}693\ м^2\right)$, м²	f_{20}	$f_{15}-f_{19}-f^{II}_{тр}$	2,6

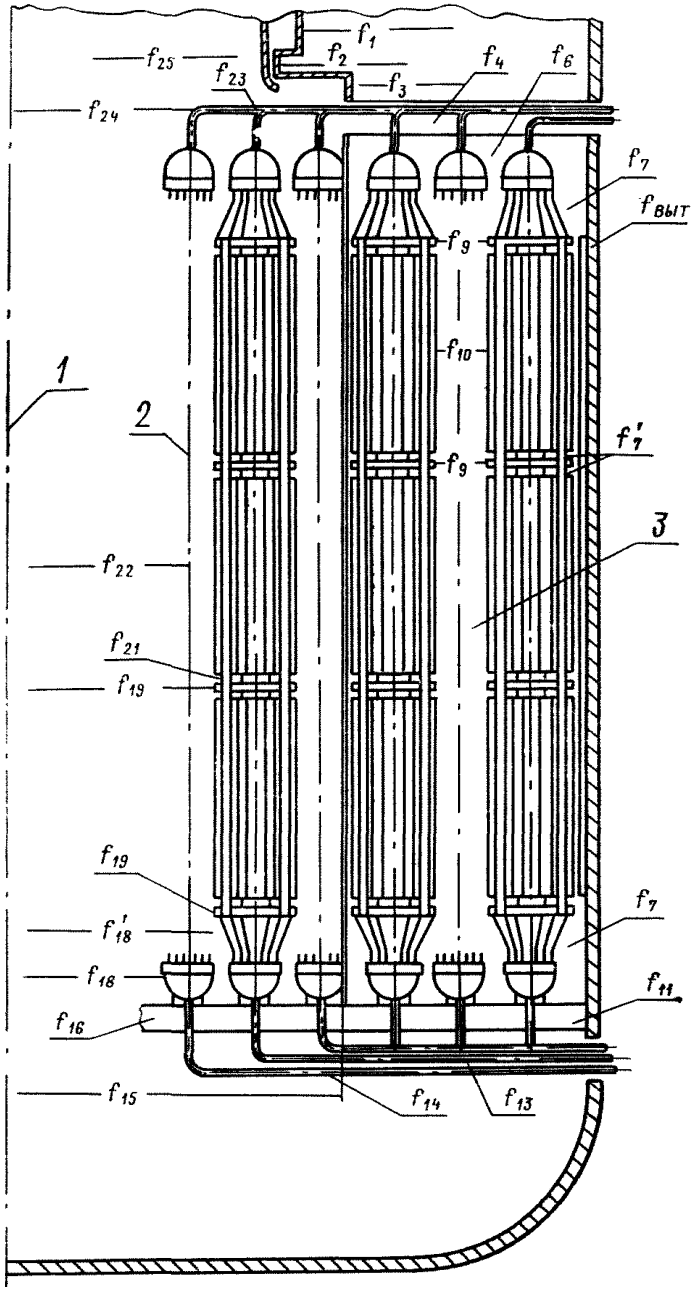
Продолжение табл. 2

Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина
Скорость пара в решетке, м/с	w_{15}	$\frac{G_н v_н^{срII}}{3600 f_{20}}$	32,8
Живое сечение до и после решетки, м²	f_{21}		3,315
Отношение сечений	f_{20}/f_{21}		0,785
Коэффициент сопротивления входа в решетку	$\zeta_{вх6}$	[8]	0,11
Коэффициент сопротивления выхода из решетки	$\zeta_{вых6}$	[8]	0,05
Гидравлическое сопротивление решетки, кгс/м²	$\Delta p_{реш}^{II}$	$(\zeta_{вх6} + \zeta_{вых6}) \frac{w_{15}^2}{19{,}6 v_н^{срII}}$	12
Гидравлический диаметр II ступени, мм	$d_э$	Из теплового расчета	12,9
Абсолютная шероховатость, мм	$k_ш$	[8]	0,08
Коэффициент сопротивления трения ($Re = 30\,400$; $d_э/k_ш = 161$)	ξ_{II}	[8]	0,033
Гидравлические потери на трение в оребренной части ($l = 3900$ мм, $w_{II} = 28{,}6$ м/с), кгс/м²	$\Delta p_{тр}^{II}$	$\xi_{II} \frac{l}{d_э} \frac{w_{II}^2}{19{,}6 v_н^{срII}}$	575
Гидравлические потери на ускорение потока ($t_н^{вых} = 241$°С; $t_н^{вх} = 189$°С; $T_{ср} = t_{ср} + 273 = 488$К), кгс/м²	$\Delta p_{уск}^{II}$	$\frac{2\left(t_н^{вых} - t_н^{вх}\right)}{T_{ср}} \frac{w_{II}^2}{19{,}6 v_н^{срII}}$	12,3
Гидравлические потери на местные сопротивления входа и выхода оребренных участков кассет, кгс/м²	$\Delta p_м^{II}$	Из предварительного расчета	11,5
Гидравлическое сопротивление II ступени пароперегревателя, кгс/м²	$\Delta p_{IIст}$	$2\Delta p_{гол}^{II} + 4\Delta p_{реш}^{II} + \Delta p_{тр}^{II} + \Delta p_{уск}^{II} + \Delta p_м^{II}$	707
Давление пара на выходе из II ступени пароперегревателя, кгс/см²	$p_{II}^{вых}$	$p_{сеп}^{вх} - \Delta p_{сеп} - \Delta p_0 - \Delta p_{Iст} - \sum \Delta p_{пов} - \Delta p_{IIст}$	3,19

Продолжение табл. 2

Наименование	Условное обозначение	Формула или источник	Величина
Потеря напора в выходном патрубке			
Удельный объем пара на выходе из II ступени (p=3,19 кгс/см^2; t = 241°С), м^3/кг	$v_н^{выхII}$	[12]	0,788
Живое сечение выходной трубы ($d_{вых}$ = 1194 мм), м^2	f_{25}	$0{,}785\, d_{вых}^2$	1,12
Скорость пара в выходной трубе, м/с	w_{18}	$\dfrac{G_н v_н^{выхII}}{3600 f_{25}}$	83,6
Коэффициент сопротивления входа с внезапным сужением (с закругленной входной кромкой r = 60 мм; r/d = 0,05)	$\zeta_{вх}$	$\zeta'\left(1-\dfrac{f_{25}}{f_{15}}\right)$; ζ'=0,4; [8]	0,29
Гидравлические потери при изменении сечения, кгс/м^2	$\Delta p_м^{патр}$	$\zeta_{вх}\dfrac{w_{18}^2}{19{,}6 v_н^{выхII}}$	131
Число Рейнольдса ($d_э$ = 1194 мм)	Re	$\dfrac{w_{18} d_э}{\nu}$	$8{,}28\cdot 10^6$
Коэффициент сопротивления трения ($k_ш$=0,08 мм)	$\xi_{патр}$	[8]	0,0112
Гидравлическое сопротивление трения (l=6150 мм), кгс/м^2	$\Delta p_{тр}^{патр}$	$\xi_{патр}\dfrac{l}{d_э}\dfrac{w_{18}^2}{19{,}6 v_н^{выхII}}$	26
Гидравлическое сопротивление выходного патрубка, кгс/м^2	$\Delta p_{патр}$	$\Delta p_м^{патр}+\Delta p_{тр}^{патр}$	157
Общее гидравлическое сопротивление СПП, кгс/м^2	Δp	$\Delta p=\Delta p_{сеп}+\Delta p_0+\Delta p_{Iст}+\sum\Delta p_{пов}+\Delta p_{IIст}+\Delta p_{патр}$	1850
Давление нагреваемого пара на выходе из СПП, кгс/см^2	$p_н^{вых}$	$p_{сеп}^{вх}-\Delta p$	3,17

Условное обозначение сечений



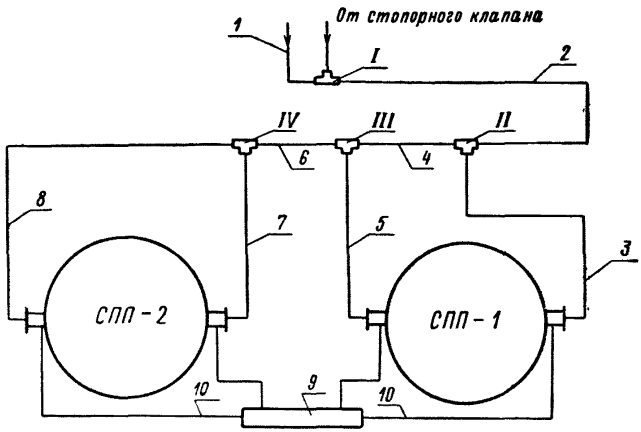
1 — ось аппарата; *2* — *II* ступень; *3* — *I* ступень

Черт. 2

2. ПРИМЕР РАСЧЕТА УРАВНИТЕЛЬНЫХ ЛИНИЙ

2.1. Рассматривается вариант, когда при принятой компоновочной схеме максимальная разверка давлений Δp_{max} в трубопроводах, подводящих греющий пар к входным камерам СПП-1 и СПП-2 равна 0,237 кгс/м², т. е. превышает допустимое значение (0,050 кгс/м²). Если обвязка не подлежит реконструкции, то

Расчетная схема трубопроводов подвода греющего пара и уравнительных линий второй ступени СПП



1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 — номера расчетных участков; *9* — уравнительный коллектор; *10* — уравнительные линии; I, II, III, IV — тройники № 1, 2, 3, 4 соответственно

Черт. 3

выравнять расходы пара и давления в камерах можно путем установки уравнительных линий. Расчет уравнительных линий сводится к определению проходного сечения трубопроводов, обеспечивающих минимальное сопротивление при перепуске пара от камер к камерам.

Для выбора диаметра трубопровода необходимо определить расход пара через уравнительные линии. С этой целью производится расчет гидравлического сопротивления обвязки СПП.

Ниже приводится пример определения расхода пара по уравнительным линиям второй ступени СПП второго блока Кольской АЭС.

Схема подвода пара к входным камерам показана на черт. 3.

2.2. Расчет гидравлических сопротивлений подводящих труб греющего пара второй ступени приведен в табл. 3.

Таблица 3

Наименование	Обозначение	Расчетная формула или источник	Величина
	Участок 1		
Расход пара на два СПП, т/ч	$G_{отб}$		53,6
Давление острого пара, кгс/см^2	p		44
Давление пара перед аппаратом, кгс/см^2	p_2	Принято с последующей проверкой	42
Сухость пара	x		0,995
Среднее давление пара, кгс/см^2	$\overline{p}$	$0{,}5\,(p + p_2)$	43
Плотность пара при $\overline{p}$ и x, кг/м^3	$\overline{\rho}$	[12]	21,5
Диаметр трубы, м	d_1		0,099
Скорость пара на участке, м/с	w_1	$\dfrac{G_{отб}}{2 \cdot 3{,}6 \cdot 0{,}785 d_1^2 \overline{\rho}}$	44,9
Коэффициент сопротивления входа в трубу	ζ_1	[8]	0,5
Число поворотов:			
на 90°	$n_{пов}^{90°}$		2
на 30°	$n_{пов}^{30°}$		2
Коэффициент сопротивления поворота:			
на 90°	$\zeta_{пов}^{90°}$	[8]	0,2
на 30°	$\zeta_{пов}^{30°}$	[8]	0,1
на 65°	$\zeta_{пов}^{65°}$	[8]	0,1
Соотношение диаметров в переходнике	d_2/d_1		1,5
Диаметр трубы после переходника, м	d_2		0,145
Коэффициент сопротивления переходника	$\zeta_{пер1}$	[15]	0,24
Коэффициент сопротивления трения ($k_ш = 0{,}08 \cdot 10^{-3}$ м)	$\xi_{тр1}$	$\dfrac{0{,}25}{\left[\lg\left(3{,}7 \dfrac{d_1}{k_ш}\right)\right]^2}$	0,019
Скорость в трубе d_2, м/с	w_1'	$\dfrac{G_{отб}}{2 \cdot 3{,}6 \cdot 0{,}785 d_2^2 \overline{\rho}}$	20,66
Длина трубы, м	l_1		12,42
Длина трубы, м	l_2'		1,75

Продолжение табл. 3

Наименование	Обозначение	Расчетная формула или источник	Величина
Коэффициент сопротивления трения ($k_ш = 0{,}08 \cdot 10^{-3}$), м	$\xi_{тр2}$	$\frac{0{,}25}{\left[\lg\left(3{,}7\frac{d_2}{k_ш}\right)\right]^2}$	0,017
Суммарное гидравлическое сопротивление участка, кгс/м²	Δp_1	$\left[\left(\xi_{тр_1}\frac{l_1}{d_1} + n^{30°}_{пов}\zeta^{30°}_{пов} + n^{90°}_{пов}\zeta^{90°}_{пов} + \zeta^{65°}_{пов} + \zeta_1 + \zeta_{пер_1}\right)\frac{w_1^2}{19{,}6} + \xi_{тр_2}\frac{l_2'}{d_2} \times \frac{(w_1')^2}{19{,}6}\right]\frac{}{\rho}$	8545

Участок 2

Длина трубы, м	l_2		5,5
Коэффициент сопротивления обратного клапана КОС-150-1	$\zeta_{о.к}$	[10]	1,7
Коэффициент сопротивления задвижки D_y150	$\zeta_{задв}$	[15]	0,1
Число поворотов на 90° ($R/D = 225$)	$n^{90°}_{пов}$		2
Коэффициент сопротивления поворота на 90° ($R/D = 225$)	$\zeta^{90°}_{пов}$	[8]	0,3
Коэффициент сопротивления тройника № 1 (прямой проход)	$\zeta^{п.п}_{тр_1}$	[9]	0,6
Суммарный коэффициент сопротивления участка	ζ_2	$\xi_{тр_2}\frac{l_2}{d_2} + \zeta_{о.к} + \zeta_{задв} + n^{90°}_{пов}\zeta^{90°}_{пов} + \zeta^{п.п}_{тр_1}$	3,645
Скорость пара на участке, м/с	w_2	$\frac{G_{отб}}{3{,}6 \cdot 0{,}785 d_2^2 \rho}$	41,9
Суммарное гидравлическое сопротивление участка, кгс/м²	Δp_2	$\xi_2\frac{w_2^2}{19{,}6}\frac{}{\rho}$	7022
Суммарное гидравлическое сопротивление 1-го и 2-го участков, кгс/см²	Δp_{1-2}	$(\Delta p_1 + \Delta p_2)\,10^{-4}$	1,5567

Продолжение табл. 3

Наименование	Обозначение	Расчетная формула или источник	Величина
Участок 3 (1-й отвод)			
Расход пара, т/ч	G_3		13,4
Диаметр трубы, м	d_3		0,081
Скорость пара в трубе, м/с	w_3	$\frac{G_3}{3{,}6 \cdot 0{,}785 d_3^2 \bar{\rho}}$	33,57
Коэффициент сопротивления поворота на 90°:			
$R/D = 4{,}94$	$\zeta^{90°}_{пов1}$	[8]	0,2
$R/D = 1{,}85$	$\zeta^{90°}_{пов2}$	[8]	0,3
Коэффициент сопротивления трения	$\xi_{тр3}$	$\frac{0{,}25}{\left[\lg\left(3{,}7\frac{d_3}{k_ш}\right)\right]^2}$	0,0195
Длина трубы, м	l_3		7,37
Коэффициент сопротивления входа в приемную камеру СПП	$\zeta_{вх}$	[8]	1,0
Отношение скоростей	$\frac{w_3}{w_2}$		0,802
Коэффициент сопротивления тройника № 2 (боковое ответвление)	$\zeta^{б.о}_{тр2}$	[9]	2,3
Суммарный коэффициент сопротивления участка	ζ_3	$\xi_{тр3}\frac{l_3}{d_3} + \zeta^{90°}_{пов1} + 2\zeta^{90°}_{пов2} + \zeta_{вх} + \zeta^{б.о}_{тр2}$	6,074
Потеря напора на участке, кгс/м²	Δp_3	$\zeta_3 \frac{w_3^2}{19{,}6}\bar{\rho}$	7511
Участок 4			
Расход пара, т/ч	G_4	$3G_3$	40,2
Длина трубы, м	l_4		2,714
Диаметр трубы, м	d_4		0,145
Скорость пара, м/с	w_4	$\frac{G_4}{3{,}6 \cdot 0{,}785 d_4^2 \bar{\rho}}$	31,4
Потеря напора на участке, кгс/м²	Δp_4	$\xi_{тр2}\frac{l_4}{d_4}\frac{w_4^2}{19{,}6}\bar{\rho}$	344

Продолжение табл. 3

Наименование	Обозначение	Расчетная формула или источник	Величина
Участок 5 (2-й отвод)			
Расход пара, т/ч	G_5		13,4
Диаметр трубы, м	d_5		0,081
Скорость пара, м/с	w_5	$\frac{G_5}{3{,}6 \cdot 0{,}785 d_5^2 \overline{\rho}}$	33,57
Отношение скоростей	w_5/w_4		1,07
Коэффициент сопротивления тройника № 3 (боковое ответвление)	$\zeta_{тр3}^{б.о}$	[9]	1,7
Число поворотов на 90° ($R/D=1{,}8$)	$n_{пов}^{90°}$		2
Длина трубы, м	l_5		5,335
Суммарный коэффициент сопротивления участка	ζ_5	$\xi_{тр2}\frac{l_5}{d_5} + n_{пов}^{90°}\zeta_{пов}^{90°} + \zeta_{вх} + \zeta_{тр3}^{б.о}$	4,584
Гидравлическое сопротивление участка, кгс/м²	Δp_5	$\xi_5 \frac{w_5^2}{19{,}6}\overline{\rho}$	5669
Участок 6			
Расход пара, т/ч	G_6	$2G_3$	26,8
Диаметр трубы, м	d_6		0,099
Длина трубы, м	l_6		4,15
Скорость пара, м/с	w_6	$\frac{G_6}{3{,}6 \cdot 0{,}785 d_6^2 \overline{\rho}}$	45,00
Коэффициент сопротивления перехода с d_4 на d_6	$\zeta_{пер}$		0,065
Коэффициент сопротивления трения	$\xi_{тр6}$	$\frac{0{,}25}{\left[\lg\left(3{,}7\frac{d_6}{k_ш}\right)\right]^2}$	0,0187
Суммарный коэффициент сопротивления участка	ζ_6	$\zeta_{пер} + \xi_{тр6}\frac{l_6}{d_6}$	0,0849
Гидравлическое сопротивление участка, кгс/м²	Δp_6	$\zeta_6 \frac{w_6^2}{19{,}6}\overline{\rho}$	1884

Продолжение табл. 3

Наименование	Обозначение	Расчетная формула или источник	Величина
Участок 7 (3-й отвод)			
Расход пара, т/ч	G_7		13,4
Диаметр трубы, м	d_7		0,081
Длина трубы, м	l_7		5,335
Число поворотов на 90° ($R/D=1{,}8$)	$n^{90°}_{пов}$		2
Скорость пара, м/с	w_7	$\frac{G_7}{3{,}6 \cdot 0{,}785 d_7^2 \bar{\rho}}$	33,57
Отношение скоростей	w_7/w_6		0,746
Коэффициент сопротивления тройника № 4 (боковое ответвление)	$\zeta^{б.о}_{тр4}$	[9]	2,1
Суммарный коэффициент сопротивления участка	ζ_7	$\xi_{тр3}\frac{l_7}{d_7} + \zeta^{б.о}_{тр4} + n^{90°}_{пов} \times \zeta^{90°}_{пов} + \zeta_{вх}$	4,984
Гидравлическое сопротивление участка, кгс/м²	Δp_7	$\zeta_7 \frac{w_7^2}{19{,}6}\bar{\rho}$	6163
Участок 8 (4-й отвод)			
Расход пара, т/ч	G_8		13,4
Диаметр трубы, м	d_8		0,081
Длина трубы, м	l_8		9,463
Коэффициент сопротивления перехода с d_6 на d_7	$\zeta_{пер}$	[15]	0,05
Число поворотов на 90°:			
$R/D = 4{,}9$	$n^{90°}_{пов1}$		1
$R/D = 1{,}8$	$n^{90°}_{пов2}$		2
Суммарный коэффициент сопротивления участка	ζ_8	$\zeta_{пер} + \zeta_{вх} + n^{90°}_{пов1}\zeta^{90°}_{пов1} + n^{90°}_{пов2}\zeta^{90°}_{пов2} + \xi_{тр3}\frac{l_8}{d_8}$	4,158
Скорость пара на участке, м/с	w_8	$\frac{G_8}{3{,}6 \cdot 0{,}785 d_8^2 \bar{\rho}}$	33,57
Гидравлическое сопротивление участка, кгс/м²	Δp_8	$\zeta_8 \frac{w_8^2}{19{,}6}\bar{\rho}$	5142

Продолжение табл. 3

Наименование	Обозначение	Расчетная формула или источник	Величина
Суммарные гидравлические сопротивления линий отвода на СПП (от тройника № 2 до входа в камеру), кгс/м²	$\sum\Delta p_{1отв}$	Δp_3	7511
	$\sum\Delta p_{2отв}$	$\Delta p_4 + \Delta p_5$	6013
	$\sum\Delta p_{3отв}$	$\Delta p_4 + \Delta p_6 + \Delta p_7$	8391
	$\sum\Delta p_{4отв}$	$\Delta p_4 + \Delta p_6 + \Delta p_8$	7370
Максимальная разверка сопротивлений при равных расходах по линиям отвода на СПП, кгс/м²	Δp_{max}	$\sum\Delta p_{3отв} - \sum\Delta p_{2отв}$	2378
Приведенные коэффициенты сопротивления отводов:			
первого	$\sum\zeta_{1отв}$	$\dfrac{\sum\Delta p_{iотв}\cdot 19{,}6}{w^2_{3,5,7,8}\,\bar{\rho}}$	6,084
второго	$\sum\zeta_{2отв}$		4,870
третьего	$\sum\zeta_{3отв}$		6,797
четвертого	$\sum\zeta_{4отв}$		5,970
Скорости пара в первом отводе, м/с	$w_{1отв}$	Приняты	32 33 34
Гидравлические потери в первом отводе, кгс/м²	$\Delta p_{1отв}$	$\sum\zeta_{1отв}\dfrac{w^2_{1отв}}{19{,}6}\bar{\rho}$	6827 7260 7707
Скорости пара во втором отводе, м/с	$w_{2отв}$	Приняты	35,5 36,5 38,0
Гидравлические потери во втором отводе, кгс/м²	$\Delta p_{2отв}$	$\sum\zeta_{2отв}\dfrac{w^2_{2отв}}{19{,}6}\bar{\rho}$	6725 7110 7706
Скорости пара в третьем отводе, м/с	$w_{3отв}$	Приняты	30,0 31,0 32,0
Гидравлические потери в третьем отводе, кгс/м²	$\Delta p_{3отв}$	$\sum\zeta_{3отв}\dfrac{w^2_{3отв}}{19{,}6}\bar{\rho}$	6703 7158 7627

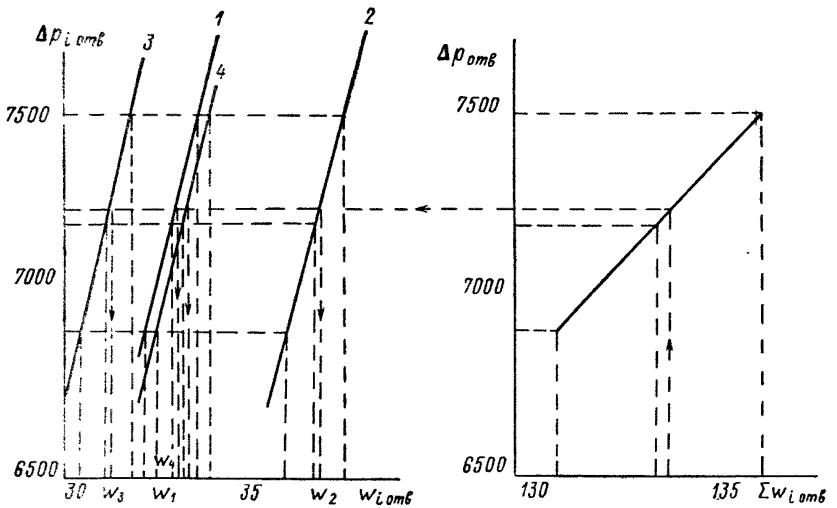
Продолжение табл. 3

Наименование	Обозначение	Расчетная формула или источник	Величина
Скорости пара в четвертом отводе, м/с	$w_{4отв}$	Приняты	32 33 34
Гидравлические потери в четвертом отводе, кгс/м^2	$\Delta p_{4отв}$	$\sum \zeta_{4отв} \frac{w^2_{4отв}}{19,6} \overline{\rho}$	6699 7124 7563
Суммарная скорость пара на входе в камеры при номинальном расходе, м/с	$\sum w_{i\ отв}$	$w_3 + w_5 + w_7 + w_8$	134,46
Действительные скорости пара на входе в камеры, м/с:			
первый отвод	$w_{1отв}$	По черт. 4	33,0
второй отвод	$w_{2отв}$	То же	36,95
третий отвод	$w_{3отв}$	»	31,20
четвертый отвод	$w_{4отв}$	»	33,30
Расход пара по отводам, т/ч:			
первому	$G_{1отв}$	$w_{i\ отв} 3,6 \cdot 0,785 d^2_{i\ отв} \overline{\rho}$	13,155
второму	$G_{2отв}$		14,730
третьему	$G_{3отв}$		12,438
четвертому	$G_{4отв}$		13,275
Номинальный расход пара на камеру, т/ч	$G^к_н$		13,4
Расход пара по уравнительным линиям*, т/ч:			
первый отвод	$G^1_{у.л}$	$G^к_н - G_{i\ отв}$	0,245
второй отвод	$G^2_{у.л}$		—1,330
третий отвод	$G^3_{у.л}$		0,960
четвертый отвод	$G^4_{у.л}$		0,125

* Знак разности $G^к_н - G_{i\ отв}$ определяет направление движения пара: плюс — движение от уравнительного коллектора к входной камере, минус — из входной камеры в уравнительный коллектор.

По полученным расходам пара в уравнительных линиях выбирается диаметр трубопроводов и производится поверочный расчет гидравлического сопротивления этих линий.

Определение скоростей греющего пара на входе в приемные камеры СПП-1 и СПП-2



Черт. 4

2.3. Расчет гидравлических сопротивлений уравнительных линий приведен в табл. 4.

Таблица 4

Наименование	Обозначение	Расчетная формула или источник	Величины			
			1-й отвод	2-й отвод	3-й отвод	4-й отвод
Расход пара по уравнительным линиям, т/ч	$G^i_{у.л}$	Из расчета	0,245	—1,330	0,960	0,125
Внутренний диаметр трубопроводов, м	$d_у$	Принят	0,060			
Давление пара во входных камерах, кгс/см^2	$p_к$	$44 - \Delta p_{1-2} - 0{,}724$	41,72			
Сухость пара	x	Задана	0,995			
Плотность пара при $p_к$ и x, кг/м^3	ρ	[12]	24,5			
Кинематическая вязкость пара при $p_к$ и x, м^2/с	ν''	[12]	$0{,}89 \cdot 10^{-6}$			
Скорость пара в уравнительных линиях, м/с	$w^i_{у.л}$	$\dfrac{G^i_{у.л}}{3{,}6 \cdot 0{,}785 d^2_у \rho}$	0,983	5,336	3,852	0,502
Число Рейнольдса	Re	$\dfrac{w^i_{у.л} d_у}{\nu''}$	$0{,}663 \cdot 10^5$	$3{,}597 \cdot 10^5$	$2{,}597 \cdot 10^5$	$0{,}338 \cdot 10^5$
Коэффициент сопротивления трения при $d_у/k_ш = 60/0{,}08 = 750$	$\xi_{тр}$	[5]	0,023	0,0212	0,0212	0,025
Коэффициент сопротивления входа и выхода	$\zeta_{вх}$, $\zeta_{вых}$	[5]	1,5			

Продолжение табл. 4

Наименование	Обозначение	Расчетная формула или источник	Величины			
			1-й отвод	2-й отвод	3-й отвод	4-й отвод
Коэффициент сопротивления поворота на 90°	$\zeta_{пов}$	[5]	0,2			
Число поворотов на 90°	$n_{пов}$		4	3	4	3
Длина уравнительных линий, м	$l_{у.л}$		12,85	7,50	8,70	10,50
Гидравлическое сопротивление уравнительных линий, кгс/см^2	$\Delta p_{у.л}$	$\left(\zeta_{вх} + \zeta_{вых} + n_{пов}\zeta_{пов} + \xi_{тр}\frac{l_{у.л}}{d_у}\right)\frac{\left(w^i_{у.л}\right)^2}{19{,}6}\rho$	8,7	168,9	99,6	2,0

Примечание. Уравнительные линии $d_у = 60$ мм обеспечат допустимую разверку давлений в подводящих камерах СПП.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Справочное

ПРИМЕРЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ СЕПАРАЦИОННОЙ ЧАСТИ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ СПП

Наименование величины	Условное обозначение	Формула или источник	СПП-500	СПП-220	СПП 220М	СПП-500-1	СПП-750	СПП-1000
Расход влажного пара на сепаратор, кг/ч	$G_{сеп}$	Задано	510000	244200	486500	511000	763250	1180000
Диаметр входного патрубка, мм	d_1	Задано	1200	1400	1392	1200	1400	1192
Давление пара перед входной камерой, кгс/см²	$p_{сеп}^{вх}$	Задано	3,33	3,08	3,36	3,42	4,79	11,50
Удельный объем воды (при $p_{сеп}^{вх}$), м³/кг	$v'_{сеп}$	[12]	0,0010761	0,0010732	0,001077	0,0010771	0,00109	0,0011346
Удельный объем сухого насыщенного пара (при $p_{сеп}^{вх}$), м³/кг	$v''_{сеп}$	[12]	0,5597	0,6057	0,5549	0,5457	0,3975	0,1733
Влажность пара перед СПП	$1 - x$	Задано	0,155	0,13	0,13	0,15	0,153	0,115
Удельный объем влажного пара на входе в СПП, м³/кг	v_1	$v''_{сеп}x + v'_{сеп}(1 - x)$	0,4731	0,5270	0,4825	0,464	0,3368	0,1533

Продолжение табл.

Наименование величины	Условное обозначение	Формула или источник	СПП-500	СПП-220	СПП-220М	СПП-500-1	СПП-750	СПП-1000
Скорость влажного пара на входе в камеру, м/с	w_1	$\frac{G_{сеп}v_1}{3600 \cdot 0{,}785 d_1^2}$	59,30	23,20	43,20	58,20	46,41	45,10
Коэффициент гидравлического сопротивления входной камеры	ζ_1	По результатам исследования	1,25	1,10	1,25	1,25	1,25	1,25
Гидравлическое сопротивление входной камеры, кгс/м^2	Δp_1	$\zeta_1 \frac{w_1^2}{19{,}6 v_1}$	473	57,50	243	467	407	845
Давление влажного пара перед направляющими лопатками, кгс/см^2	p_2	$p_{сеп}^{вх} - \Delta p_1 10^{-4}$	3,29	3,06	3,335	3,38	4,755	11,425
Удельный объем воды (при p_2), м^3/кг	v_2'	[12]	0,0010757	0,0010732	0,001074	0,0010767	0,0010898	0,001343
Удельный объем сухого насыщенного пара (при p_2), м^3/кг	v_2''	[12]	0,5661	0,6057	0,5588	0,5518	0,4002	0,174
Удельный объем влажного пара, м^3/кг	v_2	$v_2''x + v_2'(1-x)$	0,4785	0,527	0,486	0,4691	0,3391	0,154
Количество сепарационных блоков на сепаратор, шт.	n	Задано	1	1	16	20	25	20
Расход влажного пара на сепарационный блок, кг/ч	$G_{бл}$	$G_{сеп}/n$	510000	244200	30400	25500	30500	59000

Продолжение табл.

Наименование величины	Условное обозначение	Формула или источник	СПП-500	СПП-220	СПП-220М	СПП-500-1	СПП-750	СПП-1000
Площадь входа пара в сепарационный блок, м²	f	Задано	1,525	1,92	0,249	0,25	0,1615	0,2
Скорость входа пара в сепарационный блок, м/с	w_2	$\frac{G_{бл}v_2}{3600f}$	44,4	18,6	16,5	13,3	17,8	12,55
Коэффициент гидравлического сопротивления поворота потока (на $\alpha = 165°$)	$\zeta_{165°}$	П. 5.5.2 настоящего РТМ	1,45	0,03 (α=15°)	1,45	1,45	1,45	1,45
Гидравлическое сопротивление при повороте потока (на $\alpha = 165°$), кгс/м²	Δp_2	$\zeta_{165°}\frac{w_2^2}{19{,}6v_2}$	307	1	41,5	28	69	76
Коэффициент гидравлического сопротивления поворота потока (на α=75°)	$\zeta_{75°}$	П. 5.5.2 настоящего РТМ	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56
Площадь набегания потока на жалюзи сепарационного блока, м²	$f_ж$	Задано	37,0	14,0	1,88	1,68	1,57	2,25
Скорость в узком сечении лопаток, м/с	w_3	$\frac{G_{бл}v_2}{3600f_ж \sin 15°}$	7,1	9,8	8,5	7,65	7,05	4,32
Гидравлическое сопротивление при повороте потока (на $\alpha = 75°$), кгс/м²	Δp_3	$\zeta_{75°}\frac{w_3^2}{19{,}6v_2}$	3	5,2	4,2	3,7	4,2	3,5

Продолжение табл.

Наименование величины	Условное обозначение	Формула или источник	СПП-500	СПП-220	СПП-220М	СПП-500-1	СПП-750	СПП-1000
Скорость набегания потока на жалюзи, м/с	w_4	$\frac{G_{бл}v_2}{3600f_ж}$	1,84	2,54	2,2	1,98	1,82	1,12
Коэффициент гидравлического сопротивления жалюзи	$\zeta_ж$	П. 5.5.3 настоящего РТМ	10	10	10	10	10	10
Гидравлическое сопротивление жалюзи, кгс/м^2	Δp_4	$\zeta_ж \frac{w_4^2}{19{,}6v_2}$	3,6	8,3	5	3,6	5	4,2
Влажность пара за пакетами жалюзи	$1-x_1$	П. 3.1.2 настоящего РТМ	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Удельный объем пара перед дырчатым листом, м^3/кг	v_3	$0{,}99v_2''$	—	0,6051	0,553	0,5512	0,3998	0,172
Толщина дырчатого листа, мм	δ	Задано	—	3	4	3	3	4
Диаметр отверстий дырчатого листа, мм	d_0	Задано	—	6	7,5	7	7,5	7,5
Шаг отверстий, мм	t	Задано	—	По треугольнику 26 и 13	23	23	23	23
Коэффициент живого сечения дырчатого листа	$\bar{f}$	$\frac{0{,}785d_0^2}{t^2}$	—	0,0840	0,0835	0,0730	0,0835	0,0835
Отношение	δ/d_0		—	0,500	0,535	0,430	0,400	0,535
Количество отверстий в блоке, шт.	z	Задано	—	41350	3315	3078		4264

Продолжение табл.

Наименование величины	Условное обозначение	Формула или источник	СПП-500	СПП-220	СПП-220М	СПП-500-1	СПП-750	СПП-1000
Скорость в отверстиях дырчатого листа, м/с	w_5	$\frac{G_{6л}(1-x_1+x)v_3}{3600z\,0{,}785d_0^2}$	—	30,7	28,1	28,5	21,8	13,4
Коэффициент кинематической вязкости пара (при t_s, соответствующей p_2), м²/с	ν	[12]	—	$6{,}9\cdot10^{-6}$	$6{,}8\cdot10^{-6}$	$6{,}8\cdot10^{-6}$	$5{,}75\cdot10^{-6}$	$2{,}8\cdot10^{-6}$
Число Рейнольдса	Re	$\frac{w_5 d_0}{\nu}$	—	$2{,}66\cdot10^4$	$3{,}1\cdot10^4$	$2{,}93\cdot10^4$	$2{,}83\cdot10^4$	$3{,}07\cdot10^4$
Коэффициент гидравлического сопротивления дырчатого листа	ζ_5	П. 5.5.4 настоящего РТМ	—	1,89	1,90	2,02	1,99	1,90
Гидравлическое сопротивление дырчатого листа, кгс/м²	Δp_5	$\zeta_5\frac{w_5^2}{19{,}6v_3}$	—	150	139	152	121	102
Давление пара на выходе из сепарационного блока, кгс/см²	$p_{вых}$	$p_{сеп}^{вх}-\sum_{i=1}^{5}\Delta p_i\cdot10^{-4}$	—	3,04	3,15	3,36	4,74	11,4
Удельный объем пара на выходе из сепарационного блока, м³/кг	$v_{вых}$	$0{,}99v''$ (v'' берется при $p_{вых}$)	—	0,6094	0,5570	0,5550	0,4013	0,1748
Площадь на выходе из сепарационного блока, м²	$f_{вых}$	Задано	—	1,130	0,215	0,215	0,140	0,166

Наименование величины	Условное обозначение	Формула или источник	СПП-500	СПП-220	СПП-220М	СПП-500-1	СПП-750	СПП-1000
Скорость на выходе из сепарационного блока, м/с	$w_{вых}$	$\frac{G_{бл}(1-x_1+x)v_{вых}}{3600f_{вых}}$	—	32,20	19,00	17,85	20,60	15,30
Площадь поперечного сечения выходной камеры между сепаратором и ПП, м²	$f_к$	Задано	—	1,13	7,53	10,30	7,65	7,50
Коэффициент гидравлического сопротивления выхода	ζ_6	Черт. 27 настоящего РТМ	—	0,475	0,325	0,375	0,330	0,350
Гидравлическое сопротивление выхода из сепаратора, кгс/м²	Δp_6	$\zeta_6 \frac{w^2_{вых}}{19{,}6v_з}$	—	41	10	11	18	24
Гидравлическое сопротивление сепаратора, кгс/м²	$\Delta p_{сеп}$	$\sum_{i=1}^{6} \Delta p_i$	789	227	443	665	555	1055

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Справочное

РАСЧЕТНЫЕ УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА

(ПРИМЕНИТЕЛЬНО К РАСЧЕТУ НА ЭВМ)

1. При выполнении теплового и гидравлического расчета СПП на ЭВМ (программирование на языке Фортран или Алгол-60) основные теплофизические характеристики греющей и нагреваемой среды должны быть представлены в аналитическом виде с помощью аппроксимационных формул.

В настоящее время выведено большое количество точных, но сложных уравнений для расчета теплофизических свойств воды и водяного пара.

2. Практически используемые параметры нагреваемого и греющего пара в СПП лежат в следующих диапазонах:

нагреваемый пар

$$p = 2 \div 15 \text{ кгс/см}^2,$$
$$t = 100 \div 300°\text{C};$$

греющий пар

$$p = 15 \div 70 \text{ кгс/см}^2,$$
$$t = 200 \div 300°\text{C}.$$

3. В РТМ приведены уравнения, обеспечивающие точность вычислений, достаточную для инженерных расчетов теплообменных аппаратов АЭС.

3.1. Линия насыщения воды и водяного пара:

$$i' = t_s + 2400/(375 - t_s) - 10{,}2 \quad (1)$$

при $t_s = 50 \div 300°\text{C}$;

$$i'' = 680{,}8 - 0{,}0025\,(t_s - 230)^2 - 0{,}2\,(t_s - 100) \quad (2)$$

при $t_s = 100 \div 140°\text{C}$;

$$v' = 1/[1005 - 0{,}0025\,(t_s + 37)^2] \quad (3)$$

при $t_s = 5 \div 300°\text{C}$;

$$v'' = 1/[150/(191 - t_s) - 1{,}04] \quad (4)$$

при $t_s = 70 \div 153°\text{C}$;

$$v'' = 1/[3000/(340 - t_s) - 13{,}5] \quad (5)$$

при $t_s = 153 \div 270$°С;

$$\mu' = [2850/t_s]\ 10^{-6} \quad (6)$$

при $t_s = 50 \div 370$°С;

$$\mu'' = [2{,}98 - 0{,}11\sqrt{355 - t_s}]\ 10^{-6} \quad (7)$$

при $t_s = 80 \div 350$°С;

$$\lambda' = [59{,}1 - 0{,}0005\,(t_s - 140)^2]\,10^{-2} \quad (8)$$

при $t_s = 15 \div 355$°С;

$$\lambda'' = [600/(415 - t_s) + 0{,}2]\ 10^{-2} \quad (9)$$

при $t_s = 100 \div 365$°С;

$$Pr' = 0{,}33 + 0{,}00004\,(t_s - 240)^2 \quad (10)$$

при $t_s = 130 \div 330$°С;

$$Pr'' = 0{,}64 + 110/(403 - t_s) \quad (11)$$

при $t_s = 100 \div 340$°С;

$$r = 680{,}2 - 0{,}0025\,(t_s - 230)^2 - t_s - 2400/(375 - t_s). \quad (12)$$

3.2. Перегретый пар:

$$i_п = 432{,}2 + 0{,}354\,T_п + 0{,}905 \cdot 10^{-4}\,T_п^2 + 11{,}0334 \ln T_п - 82{,}05 p_п/(T_п/100)^{2{,}82} - 1{,}533 \cdot 10^6 p_п/(T_п/100)^{14} \quad (13)$$

при $p_п$ до 600 кгс/см^2,
$t_п$ до 700°С;

$$v_п = 0{,}004706\,T_п/p_п - 0{,}9172/(T_п/100)^{2{,}82} - 1{,}31 \cdot 10^4 p_п^2/(T_п/100)^{14} \quad (14)$$

при $p_п$ до 600 кгс/см^2,
$t_п$ до 700°С;

$$\mu = 10^{-9}\,T_п^{1{,}2} + 0{,}431 \cdot 10^{-9}/v_п^{1{,}48} \quad (15)$$

при $p_п$ до 400 кгс/см^2,
$t_п$ до 500°С;

$$\lambda_п = 3{,}82 \cdot 10^{-6}\,T_п^{1{,}45} + 1{,}33 \cdot 10^{-4}/v_п^{1{,}25} \quad (16)$$

при $p_п$ до 400 кгс/см^2,
$v_п > 0{,}005$ м^3/кг;

$$Pr_п = 0{,}8 + 50/[t_п - 325 + 10000/(p_п + 23)] \quad (17)$$

при $p_п = 0{,}15 \div 80$ кгс/см^2,
$t_п = 50 \div 600$°С.

3.3. Влажный пар:

$$i_{вл} = [670 - 0{,}0025\,(t_s - 230)^2]\,x + [t_s + 2400/(375 - t_s) - 10{,}2]\,(1 - x) \quad (18)$$

при $t_s = 180 \div 300$°С;

$$\rho_{вл} = \frac{1}{\frac{1-x}{1005 - 0{,}0025\,(t_s + 37)^2} + \frac{x}{150/(191 - t_s) - 1{,}04}} \quad (19)$$

при $t_s = 70 \div 153$°С.

3.4. Вода:

$$i_в = t_в - 4{,}3p_в/(390 - t_в) + 2400/(375 - t_в) + 0{,}033p_в - 10{,}2 \quad (20)$$

при $p_в$ до 400 кгс/см^2,

$t_в = 50 \div 300$°С;

$$v_в = 1/[1005 - 0{,}0025\,(t_в + 37)^2 + 0{,}03p_в(1 + 0{,}00037t^2_в)] \quad (21)$$

при $p_в$ до 400 кгс/см^2,

$t_в = 5 \div 300$°С;

$$\mu_в = (2850/t_в + 0{,}0025p_в)\,10^{-6} \quad (22)$$

при $p_в$ до 400 кгс/см^2,

$t_в = 50 \div 350$°С;

$$\lambda_в = 3{,}82 \cdot 10^{-6}(t_в + 273{,}15)^{1{,}45} + 1{,}6 \cdot 10^4/v_п^{1{,}2}; \quad (23)$$

$$Pr_в = Pr' - 0{,}00000003p_в(t_в - 180)^2 \quad (24)$$

при $p_в$ до 400 кгс/см^2,

$t_в = 27 \div 330$°С.

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Справочное

ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА СПП-220 НА ЭВМ

1. В приложении приводится алгоритм теплового расчета сепаратора-пароперегревателя СПП-220М на языке Фортран-II. Программа расчета выведена на алфавитно-цифровое печатающее устройство ЭВМ М-222. Блок-схема разработанного алгоритма расчета приведена на чертеже.

2. Разработанный алгоритм теплового расчета СПП позволяет с помощью ЭВМ выполнять расчеты большого количества вариантов исходных данных.

3. Исходная информация для теплового расчета СПП в виде перечня вещественных констант, которые при необходимости могут изменяться, приведена в табл. 1.

4. Расчет, приведенный в табл. 2, осуществляется с помощью выполняемых операторов присваивания.

5. В первой части программы перечислены операторы присваивания для определения теплофизических свойств воды и водяного пара согласно уравнениям аппроксимации, приведенным в справочном приложении 4.

6. Расчет I и II ступеней аппарата выполняется последовательно путем ввода новых исходных данных и изменения оператора присваивания $z \rightarrow z_1 = f(T)$.

Таблица 1

Исходные данные

Наименование	Обозначение	Константы
Расход нагреваемого пара после сепаратора, кг/ч	$G_н$	$G1$
Давление нагреваемого пара перед ступенью, кгс/см²	$p_н^{вх}$	P
Давление нагреваемого пара за ступенью, кгс/см²	$p_н^{вых}$	$P1$
Температура нагреваемого пара перед ступенью, °С	$t_н^{вх}$	T
Температура нагреваемого пара за ступенью, °С	$t_н^{вых}$	$T1$
Сухость нагреваемого пара перед ступенью	$x_н$	$X1$
Давление греющего пара на входе, кгс/см²	$p_г^{вх}$	$P2$
Температура греющего пара на входе, °С	$t_г^{вх}$	$T2$

Продолжение табл. 1

Наименование	Обозначение	Константы
Сухость греющего пара на входе	$x_г$	*X2*
Давление греющего пара на выходе, кгс/см²	$p_г^{вых}$	*P3*
Температура конденсата греющего пара, °С	$t_г^{вых}$	*T3*
Наружный диаметр трубы, м	d	*D1*
Внутренний диаметр трубы, м	$d_в$	*D2*
Высота ребра, м	h	*HP*
Толщина ребра, м	δ	*Dh*
Количество ребер на трубе	n	*NP*
Развернутая длина двух ребер, м	l	*LP*
Количество труб в одной кассете	z	*Y*
Количество кассет	z_1	*Y1*
Шаг труб, м	S	*ST*
Теоретическая сторона кассеты	$l_к$	*UK*
Площадь, занятая щитком, м²	$f_щ$	*Fh*
Смоченный периметр перегородок, м	*U1*	*U3*
Смоченный периметр щитков, м	*U2*	*U4*
Количество труб в ступени	n_2	*N1*
Коэффициент	ψ	*F1*
Коэффициент теплопроводности стенки	$\lambda_м$	*E5*
Коэффициент загрязнения	*E*	*EP*
Коэффициент	μ	*K1*
Ускорение силы тяжести, м/с²	g	*G*
Толщина стенки трубы, м	$\delta_{тр}$	*DT*
Средний диаметр трубы, м	$d_{ср}$	*DC*

Таблица 2

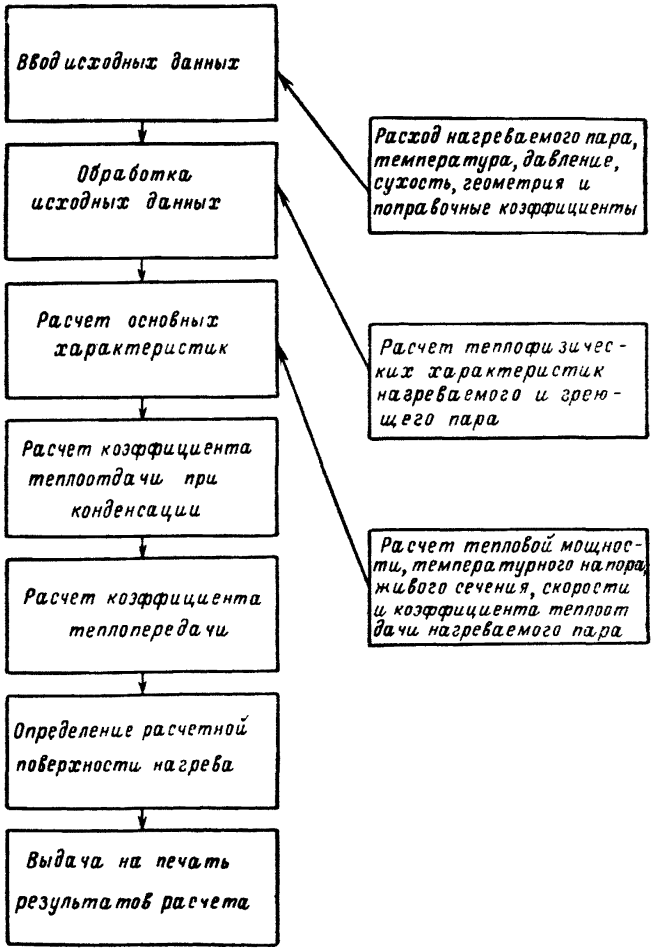
Расчетные величины

Наименование	Обозначение	Оператор
Теплосодержание нагреваемого пара перед ступенью, ккал/кг	$i_н^{вх}$	*Z*
Теплосодержание нагреваемого пара за ступенью, ккал/кг	$i_н^{вых}$	Z_1
Теплосодержание греющего пара на входе, ккал/кг	$i_г^{вх}$	Z_2
Теплосодержание конденсата греющего пара, ккал/кг	$i_г^{вых}$	Z_3
Тепловая мощность ступени, ккал/кг	*Q*	*Q*

Продолжение табл. 2

Наименование	Обозначение	Оператор
Расход греющего пара на одну ступень, кг/ч	$G_г$	*G2*
Температурный напор, °С	Δt	*T4*
Среднее давление греющего пара, кгс/см²	$p_н^{ср}$	*P5*
Средняя температура нагреваемого пара, °С	$t_н^{ср}$	*T5*
Удельный объем нагреваемого пара, м³/кг	$v_н^{ср}$	*V*
Коэффициент кинематической вязкости, м²/с	$\nu_н^{ср}$	*E1*
Коэффициент теплопроводности, ккал/(м · ч · °С)	$\lambda_н^{ср}$	*E3*
Число Прандтля	$Pr_н$	*E4*
Теоретическое сечение кассеты для прохода нагреваемого пара, м²	$F_{к.т}$	*FK*
Живое сечение кассеты для прохода нагреваемого пара, м²	$F_{к.ж}$	*F0*
Смоченный периметр ступени, м	U	*U5*
Эквивалентный диаметр, м	$d_э$	*D4*
Скорость нагреваемого пара, м/с	w	*W*
Число Рейнольдса	Re	*R*
Число Нуссельта	Nu	*E6*
Коэффициент теплоотдачи, ккал/(м² · ч · °С)	$\alpha_к$	*A1*
Смоченный периметр ребер, м	U_2	*U6*
Коэффициент эффективности ребра	E	*E7*
Коэффициент оребрения	φ	*FE*
Приведенный коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому пару, ккал/(м² · ч · °С)	$\alpha_{1пр}$	*A2*
Скрытая теплота парообразования, ккал/кг	r	*A*
Коэффициент динамической вязкости, кгс · с/м²	$\mu_г$	*0*
Коэффициент теплопроводности, ккал/(м · ч · °С)	$\lambda_г$	*E2*
Число Прандтля по воде	Pr'	*E8*
Число Прандтля по пару	Pr''	*E9*
Удельный объем кипящей воды, м³/кг	v	*V1*
Удельный тепловой поток, ккал/(м² · ч)	q	*Q1*
Скорость циркуляции, м/с	w_0	*W0*
Число Фруда	Fr	*FR*
Число Галилея	Ga	*GA*
Комплекс	FrGa	*FN*
Комплекс	NuFr	*B*
Коэффициент теплоотдачи средний по длине трубы, ккал/(м² · ч · °С)	$\alpha_{2к}$	*A3*
Коэффициент теплопередачи, ккал/(м² · ч · °С)	K	*B1*
Расчетная поверхность нагрева, м²	$H_р$	*H*
Расчетная длина оребренной части, м	$l_р$	*BL*

Блок-схема теплового расчета СПП на ЭВМ



Программа теплового расчета СПП-220М Iступень

```
      PROGRAM 8265
      READ 1,G1,P,P1,T,T1,X1,P2,T2,X2,P3,T3,D1,D2,HP,DL,NP,LP,V,V1,ST
      READ 1,UK,FL,U3,U4,N1,FI,E5,EP,K1,G,DT,DC
    1 FORMAT(7F10.4/)
      PRINT-2,G1,P,P1,T,T1,X1,P2,T2,X2,P3,T3,D1,D2,HP,DL,NP,LP,V,V1,ST,
     ∩UK,FL,U3,U4,N1,FI,E5,EP,K1,G,DT,DC
    2 FORMAT(8F15.4/)
T     НАЧАЛО ТРАССИРОВКИ
      Z=(680.8-0.2*(T-100)-0.0025*(T-230)**2)*X1+((T+2400/(375-T)-
     ∩10.2))*(1-X1)
      Z1=432.2+.3545*(273+T1)+.905E-4*(273+T1)**2+11.8334*ALOG(273+T1)-
     ∩82.05*P1/((273+T1)/100)**2.82-1.533*6*P1/((273+T1)/100)**14
      Z2=(670-.0025*(T2-230)**2)*X2+(T2+2400/(375-T2)-10.2)*(1-X2)
      Z3=T3+2400/(375-T3)-10.2
      Q=G1*(Z1-Z)
      G2=Q/(Z2-Z3)
      T4=(T1-T)/ALOG((T2-T)/(T3-T1))
      P5=0.5*(P+P1)
      T5=T5-T4
      V=0.004706*(T5+273)/P5-0.9172/((T5+273)/100)**2.82-1.31E4*P5**2/
     ∩((T5+273)/100)**14
      E1=V*G+((1E-9*(T5+273)**1.2+0.431E-9/V**1.48))
      E3=3.82E-6*(T5+273)**1.45+1.33E-4/V**1.25
      E4=0.5*50/(T5-323-10000/(P5+23))
      FK=UK**2-SQRT(3)/2*3
      F0=FK-0.785*D1**2*V-LP*DL*NP/2*V-3*T1
      U5=U3-3.1416*D1*N1*2*NP*HP*N1+U4*V)
      D4=4*F0*V1/U5
      W=G1*V/(3600*V1*F0)
      R=W*D4/E1
      E6=0.025*R**0.8*E4**0.4
      A1=E6*E3/D4
      U6=2*HP*NP
      E7=TANH(HP*SQRT(2*FI*A1/(E5*DL)))/(HP*SQRT(2*FI*A1/(E5*DL)))
      FE=(3.1416*D1*NP*NP-2)/(3.1416*D1)
      A2=((1+1/FE)*E7*K1+1/FE)*(FI*A1)/(1+EP*FI*A1)
      A=680.2-.0025*(T2-230)**2-T2-2400/(375-T2)
      O=(2850/T3)-1E-6
      E2=(59.1-0.0005*(T3-140)**2)*1E-3
      E8=0.83*0.00004*(T3-240)**2
      E9=0.64*110/(403-T3)
      V1=1/(1005-0.0025*(T3+37.**2)
      PRINT 3,G2,A1,FE
    3 FORMAT(F15.3)
      Q1=Q/(N1*3.1416*
      W0=4*G1*V1/(A*D2*3600)
      FR=W0**2/G
      GA=(G/(O*G*V1)*(A)**(1/3)
      FN=FR*GA*E8/E9
      B=0.1*SQRT(Y*FN**1.7+0.2*FN**2.8)
      A3=B*E2/FR
      B1=1/(1/A2/FE*DT*D1/DC/E5+1/A3*D1/D2)
      H=Q/B1/FR
      BL=H/N1/3.1416
      PRINT 4,Q1,W0,BL,GA,A3,B1,H
    4 FORMAT(F15.3)
      STOP
      END
```

Программа теплового расчета СПП-220М II ступени

```
      PROGRAM 8268
      READ 1,G1,P,P1,T,T1,X1,P2,T2,X2,P3,T3,D1,D2,HP,DL,NP,LP,V,V1,ST
      READ 1,UK,FL,U3,U4,N1,FI,E5,EP,K1,G,DT,DC
    1 FORMAT(7F10.4/)
      PRINT 2,G1,P,P1,T,T1,X1,P2,T2,X2,P3,T3,D1,D2,HP,DL,NP,LP,V,V1,ST,
     ПUK,FL,U3,U4,N1,FI,E5,EP,K1,G,DT,DC
    2 FORMAT(8F15.4/)
T     НАЧАЛО ТРАССИРОВКИ
      Z=432.2+.3545*(273+T)+.905E-4*(273+T)**2+11.0334*ALOG(273+T)-
     П82.05*P1/((273+T)/100)**2.82-1.533*6*P1/((273+T)/100)**14
      Z1=432.2+.3545*(273+T1)+.905E-4*(273+T1)**2+11.0334*ALOG(273+T1)-
     П82.05*P1/((273+T1)/100)**2.82-1.533*6*P1/((273+T1)/100)**14
      Z2=(670-.0025*(T2-230)**2)*X2+(T2+2400/(375-T2)-10.2)*(1-X2)
      Z3=T3+2400/(375-T3)-10.2
      B=G1*(Z1-Z)
      B2=G/(Z2-Z3)
      T4=(T1-T)/ALOG((T2-T)/(T3-T1))
      P5=0.5*(P+P1)
      T5=T3-T4
      V=0.064706*(T5+273)/P5-0.9172/((T5+273)/100)**2.82-1.31E4*P5**2/
     П((T5+273)/100)**14
      E1=V*6*((1E-9*(T5+273)**1.2+0.431E-9/V**1.48))
      E3=5.82E-6*(T5+273)**1.49+1.33E-4/V**1.25
      E4=0.8*50/(T5-323+10000/(P5+23))
      FK=UK**2*SQRT(3)/2*3
      FO=FK-8.785*D1**2*V-LP*DL*NP/2*V-3*FL
      U5=U3-3.1416*D1*N1*2*NP*HP*N1*U4*V1
      D4=4*FO*V1/U5
      W=G1*V/(3600*V1*FO)
      R=W*D4/E1
      E6=0.023*R**0.8*E4**0.4
      A1=E6*E3/D4
      U6=2*NP*HP
      E7=TANH(HP*SQRT(2*FI*A1/(E5*DL)))/(HP*SQRT(2*FI*A1/(E5*DL)))
      FE=(3.1416*D1*HP*HP*2)/(3.1416*D1)
      A2=((1-1/FE)*E7*K1+1/FE)*(FI*A1)/(1+EP*FI*A1)
      A=680.2-.0025*(T2-230)**2-T2-2400/(375-T2)
      O=(2850/T3)*1E-6
      E2=(59.1-0.0005*(T3-140)**2)*1E-2
      E8=0.83+0.00004*(T3-240)**2
      E9=0.64*110/(403-T3)
      V1=1/(1005-0.0025*(T3+37)**2)
      PRINT 3,G2,A1,FE,A2
    3 FORMAT(F15.3)
      Q1=Q/(N1*3.1416*D1)
      WO=4*Q1*V1/(A*D2*3600)
      FR=WO**2/G
      GA=(Q/(O*G*V1)**2)**(1/3)
      FN=FR*GA*E8/E9
      B=0.1*SQRT(7*FN**1.7+0.2*FN**2.8)
      A3=B*E2/FR
      B1=1/(1/A2/FE+DT*D1/DC/E5+1/A3*D1/D2)
      H=Q/B1/T4
      BL=H/N1/3.1416/D1
      PRINT 4,Q1,WO,BL,GA,A3,B1,H
    4 FORMAT(F15.3)
      STOP
      END
```

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Справочное

Соотношения между некоторыми единицами физических величин технической системы и единицами СИ

Наименование величины	Единица			Соотношение единиц
	Техническая система	СИ		
	Обозначение	Наименование	Обозначение	
Длина	м	метр	м	м = м
Время	с	секунда	с	с = с
Температура	°С	градус Кельвина	К	К = °С + 273
Сила, вес	кгс	Ньютон	Н	1 кгс = 9,8 Н
Давление	кгс/см^2	Паскаль	Па	1 кгс/см^2 = 9,8·10^4 Па
Перепад давления	кгс/м^2	Ньютон на квадратный метр	Н/м^2	1 кгс/м^2 = 9,8 Н/м^2
Работа (энергия)	кгс·м	Джоуль	Дж	1 кгс·м = 9,8 Дж
Количество теплоты	ккал	Джоуль	Дж	1 ккал = 4,2 кДж
Удельная энтальпия	ккал/кг	Джоуль на килограмм	Дж/кг	1 ккал/кг = 4,2 кДж/кг
Мощность	ккал/с	Ватт	Вт	1 ккал/с = 4,2 кВт
	ккал/ч			1 ккал/ч = 1,16 Вт
Удельная теплоемкость	ккал/(кг·°С)	Джоуль на килограмм-Кельвин	Дж/(кг·К)	1 ккал/(кг·°С) = 4,2 кДж/(кг·К)
Теплопроводность	ккал/(ч·м·°С)	Ватт на метр-Кельвин	Вт/(м·К)	1 ккал/(ч·м·°С) = = 1,16 Вт/(м·К)
Коэффициент теплоотдачи	ккал/(ч·м^2·°С)	Ватт на квадратный метр-Кельвин	Вт/(м^2·К)	1 ккал/(ч·м^2·°С) = = 1,16 Вт/(м^2·К)
Коэффициент теплопередачи	ккал/(ч·м^2·°С)			
Удельный вес	кгс/м^3	Удельный вес	Н/м^3	1 кгс/м^3 = 9,8 Н/м^3
Удельный объем	м^3/кг	Метр кубический на килограмм	м^3/кг	1 м^3/кг = 1 м^3/кг
Коэффициент динамической вязкости	кгс·с/м^2	Ньютон-секунда, деленная на метр квадратный	Н·с/м^2	1 кгс·с/м^2 = 9,8 Н·с/м^2
Коэффициент кинематической вязкости	м^2/с	Метр квадратный, деленный на секунду	м^2/с	1 м^2/с = 1 м^2/с

ЛИТЕРАТУРА

1. Правила устройства и безопасной эксплуатации оборудования атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок. М., «Металлургия», 1973. Госгортехнадзор СССР.

2. Нормы расчета на прочность элементов реакторов, парогенераторов, сосудов и трубопроводов атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок. М., «Металлургия», 1973.

3. Порядок создания и постановки на промышленное производство новых изделий. ОСТ 24.001.08—72. М., МТЭ и ТМ, 1972.

4. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М., «Энергия», 1973.

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

6. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче. М. — Л., Госэнергоиздат, 1959.

7. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. М. — Л., Машгиз, 1962.

8. Нормативный метод гидравлического расчета паровых котлов. Руководящие указания, вып. 33. Л., ЦКТИ, 1973.

9. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). М. — Л., «Энергия», 1964.

10. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Л., «Машиностроение», 1974.

11. Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении. Руководящие указания, вып. 16, Л., ЦКТИ, 1966.

12. Вукалович М. П., Ривкин С. Л., Александров А. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. М., изд-во стандартов, 1969.

13. Дж. Перри. Справочник инженера-химика. Т. I. Л., «Химия», 1969. Перевод с английского.

14. Киселев П. Г. Справочник по гидравлическим расчетам. М., «Энергия», 1974.

15. Имбрицкий М. И., Никитин А. П. Справочник по трубопроводам и арматуре для тепловых электрических станций. М. — Л., Госэнергоиздат, 1962.

16. Выбор характеристик и расчет тепловых схем турбоустановок АЭС с водоохлаждаемыми реакторами. РТМ 24.021.16—74.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

1. Условные обозначения 2
2. Требования к проектированию схем промежуточной сепарации и перегрева пара в турбоустановках АЭС 4
   - 2.1. Требования к схеме 4
   - 2.2. Общие требования и рекомендации по проектированию СПП . 6
   - 2.3. Требования и рекомендации по проектированию системы трубопроводов СПП 7
   - 2.4. Требования и рекомендации по проектированию сепарато- и конденсатосборников 8
   - 2.5. Техническое задание на проектирование СПП 9
3. Сепарационное устройство (назначение элементов и рекомендации по проектированию) 10
   - 3.1. Начальные условия, назначение, элементы 10
   - 3.2. Входная камера 10
   - 3.3. Входные коллекторы 12
   - 3.4. Жалюзийные пакеты 18
   - 3.5. Пакеты сеток 25
   - 3.6. Дренажная система 26
4. Пароперегреватель (тепловой расчет) 30
   - 4.1. Материальный баланс СПП 30
   - 4.2. Тепловой баланс СПП 31
   - 4.3. Расчет температурных напоров, коэффициентов теплопередачи, необходимой поверхности теплообмена 32
   - 4.4. Расчет конвективной теплоотдачи при течении перегретого водяного пара 34
   - 4.5. Расчет теплоотдачи при конденсации чистого водяного пара . 46
   - 4.6. Учет тепловой и гидравлической неравномерности 49
   - 4.7. Влияние неконденсирующихся газов на работу сепараторов-пароперегревателей 50
   - 4.8. Влияние неконденсирующихся газов на теплоотдачу при конденсации пара 51
5. Расчет гидравлических сопротивлений 53
   - 5.1. Общие положения 53
   - 5.2. Местные гидравлические сопротивления 53
   - 5.3. Коэффициенты сопротивления трения при течении воды или пара в трубах и при продольном обтекании оребренных труб . 58
   - 5.4. Коэффициенты сопротивления поперечно обтекаемых пучков гладких и оребренных труб 62
   - 5.5. Гидравлическое сопротивление сепарационных устройств . . 66
   - 5.6. Гидравлические сопротивления при конденсации водяного пара 69
   - 5.7. Гидравлическое сопротивление при движении двухфазной среды 71
   - 5.8. Методика расчета безнапорного течения жидкости в трубах 74
   - 5.9. Методика расчета уравнительных линий 76

Приложение 1. Конструкции СПП 79
Приложение 2. Примеры расчета СПП 85
Приложение 3. Примеры гидравлических расчетов сепарационной части отечественных СПП 114
Приложение 4. Расчетные уравнения теплофизических свойств воды и водяного пара (применительно к расчету на ЭВМ) . . . 120
Приложение 5. Пример теплового расчета СПП-220 на ЭВМ 123
Приложение 6. Соотношения между некоторыми единицами физических величин технической системы и единицами СИ 129
Литература 130

Редактор *Л. П. Коняева.*

Техн. ред. *Н. П. Белянина.* Корректор *Л. А. Крупнова.*

Сдано в набор 25.08.77. Подписано к печ. 7.04.78. Формат бум. $60\times90^{1}/_{16}$.
Объем $8^{1}/_{4}$ печ. л. Тираж 500 экз. Заказ 666. Цена 1 р. 65 к.

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

ОПЕЧАТКИ

Прежде чем пользоваться РТМ 108.020.107—76, внесите исправления:

В каком месте	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
Стр. 3, 21-я строка сверху	$\varphi \parallel H/H_{гл}$ . . .	$\varphi = H/H_{гл}$ . . .	Типографии
Стр. 33, 1-я строка снизу	несенная . . .	несенный . . .	Редактора
Стр. 88, продолжение табл. 1, 3-я графа, 4-я строка сверху	$2{,}3\, l_{шz_1}$ . . .	$2{,}3\, l_{щ z_1}$; . . .	Автора
Стр. 96, продолжение табл. 2, 3-я графа, 7-я строка снизу	$f_7 - f_8 - f_в$	$f_7 - f_8 - f_{выт}$	Автора
Стр. 107, продолжение табл. 3, 3-я графа, 9-я строка сверху (участок 5)	$\xi_5 \frac{w_5^2}{19{,}6} \frac{-}{\rho}$	$\zeta_5 \frac{w_5^2}{19{,}6} \frac{-}{\rho}$	Редактора
Стр. 121, 9-я строка снизу	$\mu = 10^{-9}\, T_п^{1,2} + + 0{,}431 \cdot 10^{-9}/v_п^{1,48}$	$\mu_п = 10^{-9}\, T_п^{1,2} + + 0{,}431 \cdot 10^{-9}/v_п^{1,48}$	Автора

РТМ 108.020.107—76 «Тепловой и гидравлический расчет промежуточных сепараторов-пароперегревателей турбин насыщенного пара АЭС»

Заказ 600. Тираж 500. 1978 г.

gost.e-ecolog.ru