Министерство энергетики и электрификации СССР

Главтехуправление

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

ПО РАСЧЕТУ И ПРОЕКТИРОВАНИЮ ПАРОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТАНОВОК ТУРБИН ТЭС И АЭС

МУ 34-70-125-85)

РАЗРАБОТАНЫ Всесоюзным дважды ордена Трудового Красного Знамени теплотехническим научно-исследрвательским институтом им.Ф.Э.Дзержинского(ВТИ им.Ф.Э.Дзержинского)

ИСПОЛНИТЕЛЬ А.П.Белевич

СОГЛАСОВАНЫ Главным техническим управлением Минэнергомаша СССР от 30.04.85.
Начальник управления В.П.Головизнин

УТВЕРЖДЕНЫ Главтехуправлением Минэнерго СССР от 03.06.85.

Заместитель начальника Д.Я.Шамараков

УДК 621.176 Группа Б02

Методические указания по расчету и проектированию пароструйных эжекторов конденсационных установок турбин ТЭС и АЭС

ОКСТУ 3102,3113

МУ 34-70-125-86
Введены впервые

Срок действия установлен
с 01.01.87г.
до 01.01.92г.

Настоящие методические указания распространяются на пароструйные многоступенчатые эжекторы с кожухотрубными теплообменниками, применяемые в качестве газоудаляющих устройств в турбоустановках ТЭС и АЭС, и устанавливают единые методы газодинамического расчета пароструйных аппаратов эжектора и теплового расчета кожухотрубных теплообменников, а также требования к проектированию основных элементов аппарата.

I. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

P – давление, Па;
t – температура, °С;
G – массовый расход, кг/с;
μ – динамический коэффициент вязкости, Па.с;
$\mathcal{D}$ – коэффициент молекулярной диффузии, $м^2/с$;
Re – число Рейнольдса;
Pr – число Прандтля;
Sc – диффузионное число Прандтля;
M – число Маха; число рядов трубок в одном ходе парогазовой смеси;
q – газодинамическая функция; плотность теплового потока, $Вт/м^2$;
z – газодинамическая функция; число ходов охлаждающей воды;

λ – относительная адиабатная скорость; коэффициент теплопроводности, Вт/(м^2·град);

f – площадь сечения, м^2; площадь теплообменной поверхности, м^2;

d – диаметр, м;

L – линейный размер, м;

θ – угол, ^{o};

S – шаг трубного пучка, м;

N – число ступеней эжектора; число трубок в теплообменнике;

H – число ходов парогазовой смеси в теплообменнике;

$\varkappa$ – признак схемы соединения теплообменников по охлаждающей воде;

C – теплоемкость, кдж/(кг · град);

ε – относительное массовое или объемное содержание неконденсирующихся газов в парогазовой смеси;

γ – степень сужения конической части камеры смешения;

$\varphi_н$, $\varphi_{кз}$, $\varphi_{кд}$, $\varphi_{н2}$ – коэффициенты, учитывающие потери на трение в сопле, камере смешения, диффузоре и входном участке камеры смешения;

τ – коэффициент, определяющий распределение повышения статического давления между конической и цилиндрической частями камеры смешения;

ψ – коэффициент использования теплообменной поверхности с парогазовой стороны;

B – коэффициент, учитывающий влияние на коэффициент теплоотдачи натекания конденсата с вышерасположенных участков;

M – число кольцевых сечений, на которое разбивается боковая поверхность рабочей струи от сечения I–I до М–М;

Ψ – степень конденсации пара в теплообменнике;

ΔP – перепад (потеря) давления, Па;

u – коэффициент эжекции;

$И$ – число рассчитываемых участков поверхности теплообме-

на в одном ходе парогазовой смеси теплообменника;

$m_1, m_2, K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_6, K_7$ – коэффициенты;

x, y – координаты.

Индексы

К – конденсатор, конденсатная пленка;

Т – теплообменник;

р – рабочий пар;

и – эжектируемая парогазовая смесь, наружний диаметр;

с – смесь рабочего пара и эжектируемой парогазовой смеси;

в – воздух;

г – гремучая смесь (газ);

ВГ – смесь воздуха и гремучего газа (неконденсирующиеся газы);

п – пар;

ПИ – пар в эжектируемой парогазовой смеси;

ПТ – пар в парогазовой смеси на выходе из теплообменника;

О – охлаждающая вода;

$\mathcal{Z}$ – загрязнения;

1.О– вход охлаждающей воды в эжектор;

2.О– выход охлаждающей воды из эжектора;

вх,вых – вход и выход охлаждающей воды из теплообменника или рассчитываемого участка теплообмена;

1.ц – вход циркуляционной воды в конденсатор;

2.ц.– выход циркуляционной воды из конденсатора;

– номер ступени эжектора;

ж – ж – критическое сечение сопла;

1–1 – выходное сечение сопла;

2–2 – входное сечение камеры смешения;

3–3 – выходное сечение камеры смешения;

4–4 – выходное сечение диффузора;

М–М – сечение камеры смешения, где струя рабочего пара имеет максимальный поперечный разрез;

$\mathcal{X}$-$\mathcal{X}$, S-S – сечения камеры смешения, в которых равны производные $\partial\gamma_p/\partial x$ и $\partial\gamma_{ic}/\partial x$;

$сз$ – парогазовая смесь в сечении 3-3;

$с4$ – парогазовая смесь в сечении 4-4;

$кс$ – камера смешения;

$ск$ – приемная камера, расстояние от сопла до камеры смешения;

$кон$ – коническая часть камеры смешения;

$цил$ – цилиндрическая часть камеры смешения;

$д$ – диффузор;

$вн$ – внутренний диаметр трубки;

$тр$ – трубка в теплообменнике;

$ст$ – стенка трубки;

$гр$ – граница конденсатной пленки со стороны парогазовой смеси;

$п$ – номер хода парогазовой смеси в теплообменнике;

j – номер рассчитываемого участка теплообмена;

$нн$ – чистый неподвижный пар;

k – номер кольцевого сечения боковой поверхности рабочей струи;

$ср$ – среднее значение;

min – минимальное значение;

max – максимальное значение;

$*$ – максимальная рабочая производительность эжектора (верхний индекс);

$р$ – режим с нормированным расходом воздуха, расчетный параметр (верхний индекс);

P_H – рабочий пар при давлении $P_н$;
P_* – рабочий пар в критическом сечении;
P_1 – рабочий пар в сечении 1–1;
P_2 – рабочий пар в сечении 2–2;
P_{M} – рабочий пар в сечении М–М;
P_x – рабочий пар в сечении $x-x$;
P_S – рабочий пар в сечении $S-S$;
H_* – эжектируемая парогазовая смесь в критическом сечении;
H_2 – эжектируемая парогазовая смесь в сечении 2–2;
H_4 – пар в сечении 4–4;
$(\ )'$ – допредельный коэффициент эжекции, параметр, соответствующий допредельному коэффициенту эжекции;
$(\ )''$ – предельный коэффициент эжекции.

2. Термины и определения

Пароструйный аппарат (ПА) – устройство, в котором за счет механической работы, производимой над эжектируемой парогазовой смесью рабочим паром, образуется парогазовая смесь с давлением, превышающим давление эжектируемой.

Теплообменник (Т) – устройство, в котором охлаждается парогазовая смесь с конденсацией из нее водяного пара и одновременно нагревается охлаждающая вода.

Многоступенчатый пароструйный эжектор (МПЭ) – установка, в которой ступенчато повышается давление эжектируемых неконденсирующихся газов в последовательно включенных пароструйных аппаратах, а водяной пар из парогазовой смеси конденсируется в теплообменниках, установленных за каждым пароструйным аппаратом (рис. 1).

Ступень МПЭ – пароструйный аппарат с теплообменником, на вход которого поступает парогазовая смесь из этого пароструйного аппарата.

Рабочий пар – водяной пар, поступающий в сопла пароструйных аппаратов МПЭ.

Эжектируемая парогазовая смесь (ПГС) – смесь неконденсирующихся газов и водяного пара, для I ступени – удаляемая

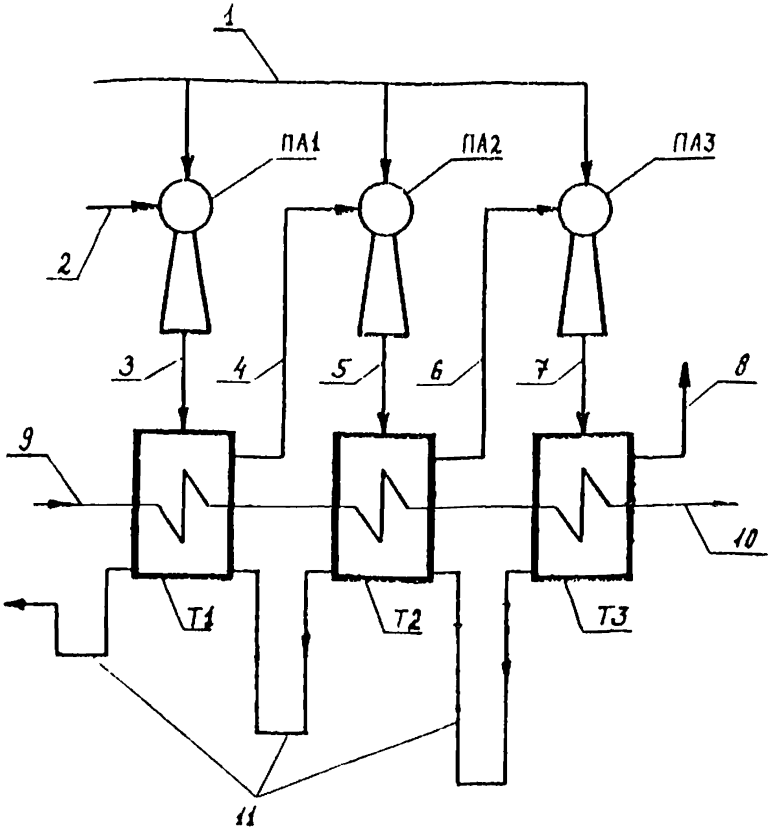

Рис.I Схема трехступенчатого пароструйного эжектора. I – подвод рабочего пара; 2 – эжектируемая из конденсатора ПГС; 3 – сжатая ПГС после ПА I ступени; 4 – ПГС, эжектируемая ПА II ступени; 5 – сжатая ПГС после ПА II ступени; 6 – ПГС, эжектируемая ПА III ступени; 7 – сжатая ПГС после ПА III ступени; 8 – выхлоп эжектора; 9 – вход охлаждающей воды; IO – выход охлаждающей воды; II дренаж конденсата.

ПА I, ПА 2, ПА 3 – пароструйные аппараты I,II и III ступеней;

МПЭ из конденсатора, для II и последующих – поступающая из теплообменников предыдущих ступеней.

Характеристика пароструйного аппарата – функциональная зависимость двух режимных параметров при неизменных остальных. Обычно давления парогазовой смеси от расхода воздуха в ней, $p = f(G_в)$.

Требования, предъявляемые к МПЭ

3.I. При номинальных расходах пара и циркуляционной воды в конденсатор турбины МПЭ должен поддерживать давление в конденсаторе не выше полученного из расчета конденсатора во всем диапазоне изменения температуры циркуляционной воды в течение года.

3.2. Требование п.3.I. должно выполняться при расходе воздуха в эжектируемой из конденсатора ПГС (присосах), изменяющемся от нуля до значения, указанного ниже.

Мощность турбины МВт	25 и менее	50	I00	I50	200	250	300	500	800	I000
Присосы воздуха кг/ч ТЭС	I0	I5	I8	20	25	30	40	60	–	
АЭС	I0	I5	20	25	30	35	40	60	–	I00

3.3. Максимальная рабочая подача МПЭ по воздуху (максимальное значение присосов, при котором давление в конденсаторе не превышает допустимого значения) должна быть равна утроенному расходу воздуха, указанному в п.3.2.

3.4. МПЭ должен обеспечить максимальную рабочую подачу по воздуху при максимальной температуре циркуляционной воды, соответствующей климатической зоне, в которой расположена электростанция.

3.5. МПЭ турбоустановки одноконтурной АЭС должен обеспечить давление ПГС на выходе выше атмосферного на величину газодинамических потерь в установке сжигания гремучей смеси во всем рабочем диапазоне расходов некоденсирующихся га-

зов в эжектируемой ПГС.

3.6. МПЭ должен потреблять минимальное количество рабочего пара заданных параметров.

Методика расчета.

4.I. Основные положения.

4.I.I. Задача расчета – определение основных размеров проточных частей ПА, а также поверхности и компановки его Т, обеспечивающих получение требуемой подачи по неконденсирующимся газам при заданных параметрах эжектируемой ПГС.

4.I.2. Требование п.4.I.I. может быть выполнено при разном распределении степеней повышения давления в ПА МПЭ и, для МПЭ ТЭС и двухконтурных АЭС, при разных поверхностях Т, то есть при разной степени конденсации пара в них. Для МПЭ турбоустановок одноконтурных АЭС степень конденсации пара в Т является заданной величиной для принятого варианта распределения степеней повышения давления: она обусловлена концентрацией гремучей смеси на выходе из Т (ее нижним пределом взрываемости).

4.I.3. При проектировании МПЭ должен производиться технико-экономический анализ показателей работы турбоустановки с целью выбора оптимального значения давления в конденсаторе и соответствующей объемной подачи МПЭ.

4.I.4. Расчет МПЭ производится в два этапа.

На первом этапе определяют оптимальные расходы, параметры и геометрию ПА I ступени при условии обеспечения им требуемой характеристики и минимальном потреблении рабочего пара, а также оптимальные расходы, параметры и геометрию ПА последующих ступеней при минимальном расходе рабочего пара на все ПА МПЭ.

На втором этапе производят поверочный расчет системы теплообменников принятой конструкции при исходных данных, соответствующих определенным на первом этапе оптимальным расходам и параметрам ПГС. Он подразумевает определение рас-

ходов и параметров ПГС по ходу ее движения в межтрубном пространстве Т, расходов и нагрева охлаждающей воды в трубках Т. Конструкцию Т выбирают при равенстве полученной в результате расчета на втором этапе степени конденсации пара и принятой для расчета ПА на первом этапе.

4.I.5. Для газодинамического расчета ПА I ступени, который определяет характеристику МПЭ, необходимо задать расходы и параметры ПГС в двух режимах: при нормированном $G_в^р$ и максимальном $G_в^*$ расходах воздуха в эжектируемой ПГС, в то время, как для расчета ПА последующих ступеней достаточно задать расходы и параметры ПГС только в одном режиме – при расходе воздуха $G_в^*$.

4.I.6. Температура и давление эжектируемой ПГС, а также расход пара в ней для указанных режимов определяются в п.4.3.

4.I.7. Геометрические размеры ПА и расходы рабочего пара на них рассчитываются при расходе воздуха в эжектируемой из конденсатора ПГС равном максимальной рабочей подаче МПЭ по воздуху $G_в^*$. Для МПЭ турбоустановки одноконтурной АЭС геометрические размеры ПА и расходы рабочего пара на них рассчитываются при количестве неконденсирующихся газов в ПГС равном $G_в^* + G_г$.

4.I.8. Давление ПГС на выходе из МПЭ турбоустановки ТЭС или двухконтурной АЭС принимается равным значению, на 20% превышающему атмосферное, то есть 0,I2 МПа, а одноконтурной АЭС – 0,I2 МПа плюс газодинамические потери в установке сжигания гремучей смеси при расходе неконденсирующихся газов равном $G_в^* + G_г$.

4.I.9. Расчет параметров эжектируемой из конденсатора ПГС производится при номинальных паровой нагрузке и расходе циркуляционной воды в конденсатор.

4.2. Выбор оптимального распределения степеней повышения давления в ПА МПЭ и давления ПГС на входе в аппарат.

4.2.1. Критерием оптимизации распределения степеней повышения давления в ПА МПЭ является минимальный расход рабочего пара на аппарат $\left[\sum_{i}^{\tilde{N}}(G_p)_i\right]^{min}$.

4.2.2. Варианты распределения степеней повышения давления в ПА МПЭ задаются в исходных данных.

4.2.3. Степень повышения давления в ПА последней ступени определяется по формуле с учетом вычисленного давления ПГС на входе в ПА N-й ступени $(P_н^*)_N$, заданных давления на выходе из аппарата $(P_c^*)_{вых}$ и потери давления в теплообменнике N-й ступени $(\Delta P_т^*)_N$.

$$(P_c^*/P_н^*)_N = \left[(P_c^*)_{вых} + (\Delta P_т^*)_N\right]/(P_н^*)_N, \qquad (4.1)$$

где $(P_н^*)_N = (P_c^*)_{(N-1)} - (\Delta P_т^*)_{(N-1)}$. (4.2)

4.2.4. Степень повышения давления эжектируемой ПГС в ПА I ступени $(P_c^*/P_н^*)_I$ и ее давление на входе в МПЭ $(P_н^*)_I$ в режиме максимальной подачи по воздуху $G_в^*$ выбираются исходя из условия, указанного в п.3.1. (рис.2).

4.2.5. Задается ряд значений давления ПГС на входе в МПЭ и для каждого из них производится газодинамический расчет ПА I ступени при нескольких степенях повышения давления ПГС в ней (п.4.4.). В результате каждому сочетанию значений $(P_н^*)_I$ и $(P_c^*/P_н^*)_I$ будет соответствовать ПА определенных геометрических размеров.

4.2.6. Для каждого варианта геометрии ПА определяется давление ПГС на входе в МПЭ при нормированных присосах воздуха в конденсатор $G_в^*$ с помощью формул для расчета характеристики $P_н = \varphi(G_в)$ (п.4.6.), а также формул, по которым определяются параметры эжектируемой ПГС (п.4.3.).

4.2.7. Выбирается ПА, который обеспечивает при $G_в^*$ давление ПГС, равное с заданной точностью $P_н^*$, и который потребляет минимальное количество рабочего пара $(G)_I^{min}$.

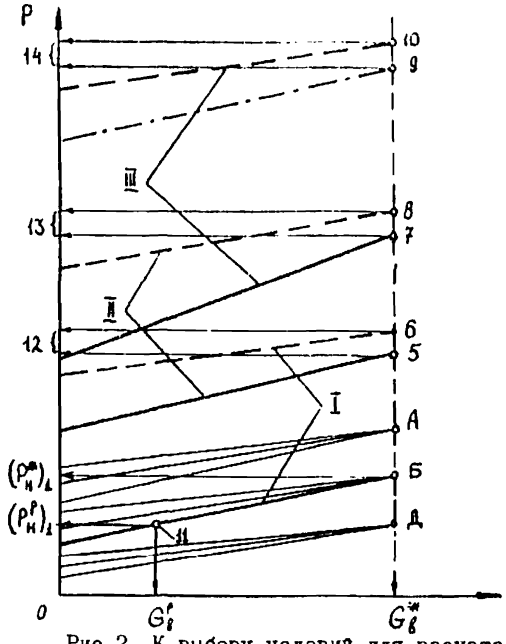

Рис.2. К выбору условий для расчета трехступенчатого пароструйного эжектора турбоустановки одноконтурной АЭС.

———— $(P_н)_{i=1} = f(G_в)$ при $t_н$ – var и $(P_н)_{2,3} = f(G_в)$ при $t_н = (t_н^r)_{i=2,3}$;

– – – – – – $(P_c^*) = f(G_в)$ при $t_н = (t_н^*)_1$;

—·—·— фактическое противодавление;

I – первая ступень; II – вторая ступень, III – третья ступень;

I,2,3 – характеристики $(P_н)_1 = f(G_в)$ различных пароструйных аппаратов I ступени, оптимальных для принятых значений $(P_c^*/P_н^*)_1$ и $(P_н^*)_1$;

Номер точки	Термодинамические параметры и расходы					
4' 4'' 4'''	$(P_н^*)_1$	$(t_н^*)_1$	$(I_{пн}^*)_1$	$(G_{пн}^*)_1$	$G_в^*$	$G_г$
5	$(P_н^*)_2$	$(t_н^*)_2$	$(I_{пн}^*)_2$	$(G_{пн}^*)_2$		
6	$(P_c^*)_1$	$(t_c^*)_1$	$(I_{пс}^*)_1$	$(G_{пс}^*)_1$		
7	$(P_н^*)_3$	$(t_н^*)_3$	$(I_{пн}^*)_3$	$(G_{пн}^*)_3$		
8	$(P_c^*)_2$	$(t_c^*)_2$	$(I_{пс}^*)_2$	$(G_{пс}^*)_2$		
9	$(P_c^*)_{вых}$	$(t_c^*)_{вых}$	$(I_{пс}^*)_{вых}$	$(G_{пс}^*)_{вых}$		
10	$(P_c^*)_3$	$(t_c^*)_3$	$(I_{пс}^*)_3$	$(G_{пс}^*)_3$		
11	(P^r)	(t^r)	(I^r)	(G^r)	$G_в^r$	

4.2.8. После определения оптимальных значений $P_н^*$ и $P_с^* / P_н^*$ для ПА I ступени рассчитываются расходы рабочего пара на ПА последующих ступеней при заданных вариантах сочетания степеней повышения давления ПГС в них, а также при заданных степенях конденсации пара и потерях давления ПГС в Т.

4.2.9. Суммируются расходы рабочего пара на все ПА МПЭ. Выбирается вариант сочетания степеней повышения давления ПГС, обеспечивающий минимальный расход рабочего пара на МПЭ.

4.2.10. Рассчитываются геометрические размеры ПА II-й и последующих ступеней МПЭ, обеспечивающие выбранный вариант сочетания степеней повышения давления ПГС.

4.3. Определение расходов и параметров ПГС, эжектируемой ПА, и параметров рабочего пара.

4.3.1. Для расчета расхода рабочего пара на ПА и определения его геометрических размеров необходимо знать давление $P_н$, показатель адиабаты $K_н$, критическую скорость $a_н$, энтальпию пара $I_{пн}$, а также расходы неконденсирующихся газов ($G_в + G_г$) и пара $G_{пн}$ в эжектируемой ПГС.

4.3.2. Давление ПГС на входе в МПЭ в режиме его максимальной рабочей подачи по воздуху ($P_н^*$)$_I$ выбирается в результате вариантных расчетов размеров и характеристики ПА I ступени, как показано в п.4.2.

4.3.3. Для режима с нормированным расходом воздуха давление ПГС на входе в МПЭ $P_н^r$ принимается соответствующим давлению в конденсаторе при минимальной температуре циркуляционной воды и равным 0,92 $P_к$.

4.3.4. Значение количества пара в эжектируемой ПГС ($G_{пн}^*$)$_I$ необходимое для расчета геометрических размеров ПА I ступе-

ии и расхода рабочего пара на него вычисляются по давлению $(P_н^*)_I$, температуре $(t_н^*)_I$ и расходу воздуха $G_в^*$ или неконденсирующихся газов $(G_в^* + G_г)$.

4.3.5. Температура эжектируемой ПГС при максимальном расходе воздуха в ней $(t_к^*)_I$ определяется по формуле:

$$(t_н^*)_1 = 0{,}7\, t_к^* + 0{,}3\, t_{1.ц}, \qquad (4.3)$$

в которой температура пара в конденсаторе $t_к^*$ находится в таблицах термодинамических свойств воды и водяного пара по давлению в конденсаторе, равному $P_к^* = (P_н^*)_I/0{,}92$.

4.3.6. Температура эжектируемой ПГС в режиме работы турбоустановки с нормированными присосами воздуха $(t_н^р)_I$ также определяется по формуле (4.3), но вместо $t_к^*$ в ней используется $t_к^р$, определяемая по давлению в конденсаторе $P_к$, при минимальной температуре циркуляционной воды за год.

4.3.7. Температура циркуляционной воды $t_{1.ц}$ в формуле (4.3) принимается равной ее максимальному значению за год.

4.3.8. Для вычисления расхода пара $(G_{пн}^*)_1$ необходимо определить по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара, парциальное давление пара в ПГС $(P_{пн}^*)_1$ при температуре $(t_н^*)_I$ и объемную подачу МЭ

$$(V_н^*)_1 = \frac{(G_в^* + G_г)\left[(t_н^*)_1 + 273{,}15\right] R_{вг}^*}{(P_н^*)_1 - (P_{пн}^*)_1}, \qquad (4.4)$$

где

$$R_{вг}^* = \frac{G_в^* R_в + G_г R_г}{G_в^* + G_г}, \qquad (4.5)$$

тогда

$$(G^*_{пн})_1 = \frac{(P^*_{пн})_1 (V^*_н)_1}{R_п[(t^*_н)_1 + 273{,}15]} . \qquad (4.6)$$

4.3.9. Для II ($i = 2$) и последующих ($i > 2$) ступеней количество пара в эжектируемой ПГС $(G^*_{пн})_1$ определяется исходя из расходов пара, поступающих в Т предыдущих ступеней $[G_р + (G^*_{пн})]_{(i-1)}$ и степеней конденсации пара в них $\psi^*_{(i-1)}$

$$(G^*_{пн})_i = [G_р + (G^*_{пн})]_{(i-1)} (1 - \psi^*_{(i-1)}) . \qquad (4.7)$$

4.3.10. Температура ПГС, эжектируемой ПА II-ой и последующих ступенями $(t^*_н)_i$, находится с помощью таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара по парциальному давлению пара в ПГС

$$(P^*_{пн})_i = (P^*_н)_i (1 - \varepsilon^*_i) , \qquad (4.8)$$

где

$$\varepsilon^*_i = 1/(1 + R_п/R^*_{iг} \cdot (G^*_{пн})_i / (G^*_{iг} + G_г)) . \qquad (4.9)$$

4.3.11. Давления ПГС на входах во II и последующие ступени $(P^*_н)_i$ вычисляются по заданным степеням повышения давления $(P^*_с / P^*_н)$ и потерям давления в Т $(\Delta P^*_т)_i$

$$(P^*_н)_i = (P^*_н)_{(i-1)} (P^*_с / P^*_н)_{(i-1)} - (\Delta P^*_т)_{(i-1)} . \qquad (4.10)$$

4.3.12. Критическая скорость эжектируемой ПГС $(a^*_н)_i$ для всех ступеней определяется исходя из значений критических скоростей пара $(a^*_{пн})_i$ и смеси неконденсирующихся газов $(a^*_{iг})_i$

$$(a_н^*)_i = \sqrt{\frac{(a_{вг}^*)^2(G_в^* + G_г) + (a_{пн}^*)^2(G_{пн}^*)_i}{G_в^* + G_г + (G_{пн}^*)_i}}, \qquad (4.11)$$

где

$$(a_{вг}^*)_i = \sqrt{\frac{2k_{вг}^*}{k_{вг}^* + 1} R_{вг}^* [(t_н^*)_i + 273.15]}; \qquad (4.12)$$

$$k_{вг}^* = k_в = k_г = 1{,}4;$$

$$(a_{пн}^*)_i = \sqrt{\frac{2k_п}{k_п + 1}(p_{пн}^*)_i (v_{пн}^*)_i}, \qquad (4.13)$$

где $(v_{пн}^*)_i$ определяется по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара при температуре $(t_н^*)_i$ и состоянии насыщения.

4.3.I3. Показатель адиабаты эжектируемой ПГС вычисляется по формуле:

$$(k_н^*)_i = \frac{\frac{k_п}{k_п - 1} + \frac{G_в^* + G_г}{(G_{пн}^*)_i} \cdot \frac{k_{вг}^*}{k_{вг}^* - 1} \cdot \frac{R_{вг}^*}{R_п}}{\frac{1}{k_п - 1} + \frac{G_в^* + G_г}{(G_{пн}^*)_i} \cdot \frac{1}{k_{вг}^* - 1} \cdot \frac{R_{вг}^*}{R_п}}. \qquad (4.14)$$

4.3.I4. Энтальпия насыщенного водяного пара $(I_{пн}^*)_i$ в эжектируемой ПГС находится по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара при температуре $(t_н^*)_i$.

4.3.I5. Помимо расхода и параметров эжектируемой ПГС для газодинамического расчета ПА необходимо знать параметры

рабочего пара перед аппаратом: $I_р$, $P_р$, $K_р$, $a_р$, $t_р$.

4.3.16. Энтальпия рабочего пара $I_р$ определяется с помощью таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара по температуре $t_р$ и давлению $P_р$, задаваемых в исходных данных.

4.3.17. Критическая скорость рабочего пара $a_р$ вычисляется по формуле:

$$a_р = \sqrt{\frac{2 K_р}{K_р + 1} P_р v_р} \quad , \qquad (4.15)$$

где $v_р$ находится в таблицах термодинамических свойств воды и водяного пара по температуре $t_р$ и давлению $P_р$.

4.3.18. Показатель адиабаты $K_р$ задается в исходных данных.

4.4. Расчет максимальной подачи ПА и его оптимальных геометрических размеров

4.4.1. Целью расчета ПА является определение максимального коэффициента эжекции u^{max} , расхода рабочего пара $G_р$ и основных геометрических размеров его проточной части: $d_{рк}$, $d_{р1}$, d_2 , d_3 , d_4 , $L_{сж}$, $L_{см}$, $L_{диф}$, L_3 , обеспечивающих работу ПА в режиме его максимальной подачи с максимальным коэффициентом эжекции.

4.4.2. Все параметры, приведенные в п.4.4, относятся к ПА любой i -й ступени МПЭ, работающему в режиме максимальной подачи, поэтому для удобства чтения формул индексы "i" и "$*$" в обозначениях опущены.

4.4.3. Исходными данными для газодинамического расчета ПА i -й ступени являются следующие величины:

$P_р$, $K_р$, $I_р$, $a_р$ – параметры рабочего пара перед соплом;

$p_н$, $k_н$, $I_{лн}$, $a_н$ – параметры эжектируемой ПГС;
p_c и w_{c4} – давление сжатой ПГС на выходе из диффузора и ее скорость;
$G_в$, $G_г$, $G_{пн}$ – расходы воздуха, горючей смеси и водяного пара в эжектируемой ПГС;
$\gamma = (d_2/d_3)^2$ – степень сужения конической части камеры смешения;
$\varphi_н$, $\varphi_{с3}$, $\varphi_{с4}$, $\varphi_{н2}$ – коэффициенты, учитывающие потери на трение в элементах проточной части ПА.

4.4.4. Для определения u^{max} рассчитывается зависимость $u = f(\lambda_{с3})$, выбирается максимальное значение u и соответствующее ему оптимальное значение $\lambda_{с3}$.

4.4.5. Определение коэффициента эжекции, который может иметь ПА при заданной скорости ПГС на входе в диффузор ($\lambda_{с3}$), сводится к решению нижеследующей системы нелинейных алгебраических уравнений, полученной с использованием уравнений сохранения количества движения, расхода и газодинамических функций:

$$u' = \frac{k_1 \lambda_{рн} \frac{a_р}{a_с} - k_3 \lambda_{с3}}{k_4 \lambda_{с3} - k_2 \lambda_{н2} \frac{a_н}{a_с}}; \qquad (4.16)$$

$$a_с = \sqrt{\frac{a_р^2 + u' a_н^2}{1 + u'}}; \qquad (4.17)$$

$$K_э = 1 + \frac{\varphi_{с4} \frac{a_р}{a_с} \Pi_{н2} p_н}{k_р \Pi_{рн} \lambda_{с3} q_{рн} p_р} \left\{ \frac{\Pi_{с3}}{\Pi_{с2}} - \frac{\gamma}{\Pi_{н2}} + \frac{1}{3} \left[\frac{I}{\Phi_1} + \frac{I}{I_2} \left(\frac{p_с}{p_н} \right)^{1-\gamma} \left(\frac{\Pi_{с3}}{\Pi_{с2}} \right)^{1-\gamma} \right] \right\}; \qquad (4.18)$$

$$K_\phi = 1 + \frac{\varphi_{cr}\frac{a_н}{a_c}\Pi_{н2}}{K_н \Pi_{н*}\lambda_{c3} q_{н2}\gamma}\left\{\frac{\Pi_{c3}}{\Pi_{c2}} - \gamma + \frac{1}{3}\left[\Phi_1^I + \Phi_2^I\left(\frac{R_c}{R_н}\right)^{1-\varepsilon}\left(\frac{\Pi_{c2}}{\Pi_{c2}}\right)^{1-\varepsilon}\right]\right\}; \quad (4.19)$$

$$q_{c3} = \left(\frac{K_c+1}{2}\right)^{1/(K_c-1)}\lambda_{c3}\left(1 - \frac{K_c-1}{K_c+1}\lambda_{c3}^2\right)^{1/(K_c-1)}; \quad (4.20)$$

$$\Pi_{c3} = \left(1 - \frac{K_c-1}{K_c+1}\lambda_{c3}^2\right)^{K_c/(K_c-1)}; \quad (4.21)$$

$$\Pi_{н2} = \left(1 - \frac{K_н-1}{K_н+1}\lambda_{н2}^2\right)^{K_н/(K_н-1)}; \quad (4.22)$$

$$K_c = \frac{\frac{K_p}{K_p-1} + \frac{K_н}{K_н+1}\cdot\frac{R_н}{R_п}\cdot H'}{\frac{1}{K_p-1} + \frac{1}{K_н-1}\cdot\frac{R_н}{R_п}\cdot H'}; \quad (4.23)$$

$$q_{н2} = \frac{H'}{\gamma(1+H')\frac{a_c}{a_н}\frac{K_н}{K_c}\frac{\Pi_{н*}}{\Pi_{c*}}\frac{P_н}{P_c}\frac{1}{q_{c2}} - \frac{a_p}{a_н}\frac{K_н}{K_p}\frac{\Pi_{н*}}{\Pi_{p*}}\frac{P_н}{P_p}\frac{1}{q_{pн}}}; \quad (4.24)$$

$$q_{н2} = \left(\frac{K_н+1}{2}\right)^{1/(K_н-1)}\lambda_{н2}\left(1 - \frac{K_н-1}{K_н+1}\lambda_{н2}^2\right)^{1/(K_н-1)}; \quad (4.25)$$

$$\Pi_{c*} = \left(\frac{2}{k_c + 1}\right)^{k_c/(k_c-1)}; \qquad (4.26)$$

$$\Pi_{c2} = \Pi_{H2}(p_H / p_c); \qquad (4.27)$$

$$\tau = 0{,}65 - 0{,}0004\,\frac{p_p}{p_H} - 2{,}3\,u'. \qquad (4.28)$$

4.4.6. Неизвестными в этой системе являются: u', K_3, K_4, a_c, λ_{H2}, Π_{H2}, Π_{c3}, Π_{c*}, q_{H2}, k_c, q_{c3}, τ, Π_{c2}.

4.4.7. Значения k_p, $R_п$, p_p, φ_{c4}, γ задаются в исходных данных и сохраняют неизменность в процессе расчета.

4.4.8. Значения a_p, $a_н$, Π_{p*}, Φ_1, Φ_2, $\lambda_{pн}$, $q_{pн}$, K_1, K_2, p_c, $p_н$ также неизменны для каждого ПА. Они рассчитываются по формулам:

$$K_1 = \varphi_{p1}\,\varphi_{c3}\,\varphi_{c4}; \qquad (4.29)$$

$$K_2 = \varphi_{c3}\,\varphi_{c4}\,\varphi_{H2}; \qquad (4.30)$$

$$\Phi_1 = 2\gamma - \sqrt{\gamma} - 1; \qquad (4.31)$$

$$\Phi_2 = \gamma + \sqrt{\gamma} - 2; \qquad (4.32)$$

$$\Pi_{p\kappa} = \left(2/(k_p+1)\right)^{k_p/(k_p-1)}; \qquad (4.33)$$

$$\Pi_{н\kappa} = \left(2/(k_н+1)\right)^{k_н/(k_н-1)}; \qquad (4.34)$$

$$\lambda_{p\kappa} = \sqrt{\frac{k_p+1}{k_p-1}\left[1-\left(\frac{p_н}{p_p}\right)^{\frac{k_p-1}{k_p}}\right]}; \qquad (4.35)$$

$$q_{p\kappa} = \left(\frac{k_p+1}{2}\right)^{1/(k_p-1)} \lambda_{p\kappa}\left(1-\frac{k_p-1}{k_p+1}\lambda_{p\kappa}^2\right)^{1/(k_p-1)}; \qquad (4.36)$$

$$\rho_c = \rho_н(\rho_c/\rho_н). \qquad (4.37)$$

Значения $k_н$, $\rho_н$, $a_н$, a_p определяются по формулам п.4.3.

4.4.9. Относительная адиабатная скорость $\lambda_{сз}$, являющаяся коэффициентом приведенной выше системы уравнений, меняется от 0 до I с шагом, заложенным в программе.

4.4.I0. После расчета зависимости $u' = f(\lambda_{сз})$ вычисляются геометрические размеры сопла и камеры смешения ПА при тех же значениях $\lambda_{сз}$ и полученных в результате решения

системы уравнений (4.16) + (4.28) значениях K_c , Π_{c*} , a_c , q_{c3} и u' . В результате имеем ряд ПА, геометрические размеры сопл и камер смешения которых определены без учета предельного режима.

4.4.11. Значение основного геометрического параметра ПА рассчитывается по формуле:

$$\left(\frac{f_3}{f_{p*}}\right)' = \frac{k_p}{K_c}\,\frac{\Pi_{p*}}{\Pi_{c*}}\,\frac{P_p}{P_c}\,\frac{a_c}{a_p}\,\frac{1+u'}{q_{c3}} . \qquad (4.38)$$

4.4.12. Геометрический параметр рабочего сопла ПА вычисляется при условии равенства статического давления рабочего пара на срезе сопла P_{p1} в расчетном режиме и полного давления эжектируемой ПГС $P_н$ по формуле:

$$\frac{f_{pн}}{f_{p*}} = \frac{1}{q_{pн}} . \qquad (4.39)$$

4.4.13. Расход рабочего пара G_p' на ПА определяется по вычисленному коэффициенту эжекции u', заданным в исходной информации расходам воздуха $G_в$ и газа $G_г$ и вычисленному расходу пара в эжектируемой ПГС ($G_{пн}$):

$$G_p' = (G_в + G_г + G_{пн})/u' . \qquad (4.40)$$

4.4.14. Диаметр критического сечения сопла (рис.3,а) рассчитывается по формуле:

$$d_{p*}' = \sqrt{\frac{4\,G_p'\,a_p}{k_p\,\Pi_{p*}\,P_p\,3.14}} . \qquad (4.41)$$

4.4.15. Выходной диаметр сопла рассчитывается исходя из геометрического параметра сопла и диаметра его критического сечения по формуле:

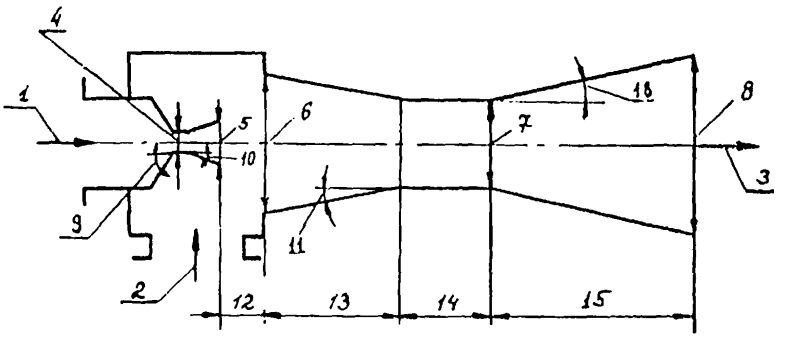

Рис.3 Схема пароструйного аппарата

I – рабочий пар; 2 – эжектируемая ПГС; 3 – смесь рабочего пара и эжектируемой ПГС; 4 – $d_{рж}$; 5 – $d_{р}$; 6 – $d_{г}$; 7 – $d_{з}$; 8 – d_{4} ; 9 – $\theta_{сс}$; I0 – $\theta_{рс}$; II – $\theta_{кмн}$; I2 – $L_{с4}$; I3 – $L_{кмн}$; I4 – $L_{кмл}$; I5 – L_{2} ; I6 – θ_{2}.

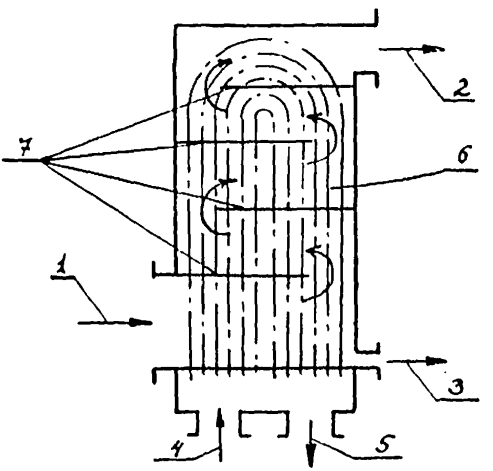

Рис.4 Схема теплообменника

$$d_{p1}' = \sqrt{f_{p1}/f_{p*}} \cdot d_{p*}' . \qquad (4.42)$$

4.4.16. Длина конической расширяющейся выходной части сопла рассчитывается по формуле:

$$L_{pc}' = (d_{p1}' - d_{p*}')/(2 \cdot tg\,\theta_{pc}), \qquad (4.43)$$

где угол θ_{pc} следует принимать равным 5-7°.

4.4.17. Диаметр цилиндрической части камеры смешения рассчитывается по основному геометрическому параметру аппарата и диаметру критического сечения сопла по формуле:

$$d_3' = d_{p*}' \sqrt{(f_3/f_{p*})'} . \qquad (4.44)$$

4.4.18. Диаметр входного сечения камеры смешения вычисляется по заданной в исходной информации степени сужения конической части камеры смешения γ и диаметру d_3' по формуле:

$$d_2' = \sqrt{\gamma} \cdot d_3' . \qquad (4.45)$$

4.4.19. Длина конической части камеры смешения рассчитывается по ее входному и выходному диаметрам и углу между осью аппарата и образующей конической части камеры смешения $\theta_{кон}$ по формуле:

$$L_{кон}' = (d_2' - d_3')/(2 \cdot tg\,\theta_{кон}), \qquad (4.46)$$

где угол $\theta_{кон}$ следует принимать равным 5°.

4.4.20. Длина цилиндрической части камеры смешения

$L'_{цил}$ должна быть равна 5 диаметрам $d'_з$.

4.4.21. Расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения камеры смешения $L'_{ск}$ рассчитывается с помощью величин L и d, которые вычисляются следующим образом:

при $U' \le 0{,}5$

$$L = (\sqrt{0{,}083 + 0{,}76U'} - 0{,}29)\, d_р / 0{,}16, \qquad (4.47)$$

$$d = d'_{р1}\sqrt{0{,}083 + 0{,}76U'}; \qquad (4.48)$$

при $U' > 0{,}5$

$$L = (0{,}37 + U')/0{,}352 \cdot d'_р, \qquad (4.49)$$

$$d = 1{,}55\, d'_р (1 + U'). \qquad (4.50)$$

Если $d'_з > d$, то $L'_{ск} = L$, иначе $L'_{ск} = L + \frac{d - d'_з}{2}$.

4.4.22. Для каждого варианта геометрии ПА (каждого значения $\lambda_{сз}$) рассчитывается предельный коэффициент инжекции, то есть находится зависимость $U'' = f(\lambda_{сз})$. Вычисление U'' производится по формулам п.4.6.

4.4.23. Точки кривой $U = f(\lambda_{сз})$ могут соответствовать как предельному (диапазон $\lambda_{сз}$, в котором $U'' < U'$), так и допредельному (диапазон $\lambda_{сз}$, в котором $U'' > U'$) режимам. Соответственно U может быть равен предельному или допредельному значению.

4.4.24. После выбора максимального значения коэффициента эжекции U^{max} (п.4.4.4.), по формулам (4.38) ÷ (4.50) вычисляются геометрические размеры сопла и камеры смешения ПА, а также расход рабочего пара при $U' = U^{max}$.

4.4.25. Диаметр выходного сечения диффузора определяется по заданному в исходной информации значению скорости ПГС $w_{сf}$, расходам $G_б$, $G_г$, $G_{лн}$, $G_р$ и термодинамическим параметрам на выходе из диффузора ($\rho_{сf}$, $I_{пf}$, $v_{пf}$, $\rho_{пf}$, $\varepsilon_{сf}$).

4.4.26. Энтальпия пара в ПГС на выходе из диффузора вычисляется в предположении отсутствия тепловых потерь:

$$I_{пf} = (I_р G_р + I_{пн} G_{лн})/(G_р + G_{лн}). \qquad (4.51)$$

4.4.27. Парциальное давление пара в ПГС вычисляется по формуле:

$$\rho_{пf} = \rho_{сf} \frac{1-\varepsilon_{сf}}{1-(1-R_{бг}/R_п)\varepsilon_{сf}}, \qquad (4.52)$$

где $\rho_{сf}$ принимается равным $\rho_с$; $\varepsilon_{сf}$ определяется по формуле:

$$\varepsilon_{сf} = \frac{G_б + G_г}{G_б + G_г + G_{лн} + G_р}. \qquad (4.53)$$

4.4.28. Удельный парциальный объем пара в ПГС $v_{пf}$ определяется по рассчитанным значениям $\rho_{пf}$ и $I_{пf}$ с помощью таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара.

4.4.29. Диаметр выходного сечения диффузора рассчитывается по формуле:

$$d_f = \sqrt{\frac{4 v_{пf} (G_р + G_{лн})}{w_{сf} \cdot 3.14}}. \qquad (4.54)$$

4.4.30. Длина диффузора вычисляется по формуле:

$$L_д = (d_4 - d_3)/(2 \cdot tg\,\theta_д), \qquad (4.55)$$

где $\theta_д$ – угол между осью аппарата и образующей диффузора следует принимать равным 5^0.

4.4.31. Следует отметить, что расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения камеры смешения $L_{ск}$ вычисляется на основании формул для затопленной струи, истекающей в неограниченное пространство. Это можно принять в качестве первого приближения, поэтому значение $L_{ск}$, следует использовать как ориентировочное для конструктивного выполнения узла крепления сопла, который должен позволить произвести экспериментальную наладку для выбора оптимального значения $L_{ск}$.

4.4.32. Приемная камера ПА должна иметь сечение, ортогональное его оси, по площади равное не менее чем четырем площадям сечения входа в камеру смешения.

4.5. Расчет теплообменников

4.5.1. Целью расчета Т является выбор такой их конструкции, которая обеспечивает отвод из МПЭ требуемого количества пара, соответствующего заданной степени конденсации ψ, использованной при расчете ПА.

4.5.2. Т рассчитываются при максимальном расходе воздуха или неконденсирующихся газов в эжектируемой ПГС.

4.5.3. Параметры, используемые в формулах и тексте п.4.5, относятся только к режиму максимальной рабочей подачи МПЭ по воздуху, поэтому для удобства чтения верхний индекс " * " опущен.

4.5.4. Количество пара $(G_{пт})_i$, поступающего в составе ПГС на вход в Т i-й ступени, определяется следующим образом:

$$(G_{пч})_i = (G_р)_i + (G_{пн})_i \,, \qquad (4.56)$$

для Т I ступени ($i = 1$);

$$(G_{пч})_i = (G_р)_i + (G_{пт})_{(i-1)} \,, \qquad (4.57)$$

для Т II ступени ($i > 1$),
где $(G_р)_i$ получены из расчета ПА (п.4.4), $(G_{пн})_i$ – из расчета расхода и параметров ПГС, эжектируемой ПА (п.4.3), а $(G_{пт})_{(i-1)}$ является результатом расчета процесса теплообмена в Т ($i - 1$) ступени.

4.5.5. Давления ПГС $(P_с)_i$ и энтальпия водяного пара в ней $(I_{пч})_i$ на входе в i – й Т выбираются из результатов расчета ПА (п.4.4).

4.5.6. Расход охлаждающей воды на МПЭ зависит от числа МПЭ (при параллельном их включении) и определяется по формуле:

$$G_в = G_к / Э \,, \qquad (4.58)$$

где $Э$ – число эжекторов; $G_к$ – расход основного конденсата в номинальном режиме работы турбоустановки.

4.5.7. Температура охлаждающей воды на входе в МПЭ принимается равной температуре основного конденсата при максимальной температуре циркуляционной воды за год для климатической зоны, где расположена электростанция.

4.5.8. В пусковых режимах работы турбоустановки и в режимах ее работы с нагрузкой меньше номинальной, когда количества конденсата, прокачиваемого через Т, недостаточно для эффективного охлаждения ПГС, следует использовать рециркуляцию конденсата.

4.5.9. Количество сконденсировавшегося пара, параметры ПГС и нагрев охлаждающей воды в Т рассчитываются на каждом из участков, на которые разбивается общая поверхность теплообмена.

4.5.10. Расчет процесса теплообмена на участке поверхности, расположенном на входе ПГС в Т (j =1), выполняется с использованием заданных в исходной информации расходов и параметров ПГС и охлаждающей воды.

4.5.11. Для каждого последующего участка поверхности исходными данными являются результаты расчета предыдущего.

4.5.12. Процесс конденсации пара из ПГС на j -м участке поверхности рассчитывается с помощью решения следующей системы нелинейных алгеброических уравнений (параметры в этой системе уравнений относятся только к j - му участку, поэтому для удобства чтения формул индекс " j " опущен).

$$q = \beta(P_c - P_{п.ф})\tau ; \tag{4.59}$$

$$q = \alpha_к(t_{ф} - t_{ст}) ; \tag{4.60}$$

$$q = \frac{t_{ст} - t_0}{d_н/(2\lambda_{тр})\ln(d_н/d_{вн}) + 1/\alpha_0 + R_з} ; \tag{4.61}$$

$$\beta = \beta_{нн}\left[\varepsilon + 0{,}4(P_п - P_{п.ф})/P_c\right]^{-1} ; \tag{4.62}$$

$$\alpha_к = \alpha_{нн}\left(1 - K_6 K_5^{N1}\right) \times (B_n)_i ; \tag{4.63}$$

$$\alpha_{нн} = 0{,}943 \frac{\lambda_к^{0.75} \rho_к^{1.7} \tau_к^{0.25}}{[\mu_к L_н (t_{гр} - t_{ст})]^{0.25}} ; \qquad (4.64)$$

$$K_S = w_c^2 \lambda_к (t_{гр} - t_{ст}) / (d_н \mu_к \tau) ; \qquad (4.65)$$

$$\alpha_о = 0{,}021 Re_о^{0.8} Pr_о^{0.43} \frac{\lambda_о}{d_{вн}} \left(\frac{Pr_о}{Pr_{о.ст}} \right)^{0.25} ; \qquad (4.66)$$

$$t_{о.вых} = N \frac{\Delta G_п \tau}{(G_о)_i c_о} + t_{о.вх} ; \qquad (4.67)$$

$$t_о = 0{,}5 (t_{о.вх} + t_{о.вых}) ; \qquad (4.68)$$

$$Re_о = (w_о)_i \rho_о d_{вн} / \mu_о ; \qquad (4.69)$$

$$\Delta G_п = q (f_н)_i \tau_ц / (\tau N) ; \qquad (4.70)$$

$$t_к = t_{ст} + 0{,}3 (t_{гр} - t_{ст}) ; \qquad (4.71)$$

$$\lambda = 0{,}474 + 0{,}00225\,t - 0{,}0000118\,t^2 ; \qquad (4.72)$$

$$\mu = 10^{-6}/(0{,}0025\,t + 0{,}0055) ; \qquad (4.73)$$

$$Pr_0 = 10/(0{,}051\,t + 0{,}6) ; \qquad (4.74)$$

$$\rho = \rho(t) ; \qquad (4.75)$$

$$r = r(t) ; \qquad (4.76)$$

$$p = p(t) ; \qquad (4.77)$$

В уравнении (4.63) коэффициенты K_6 и m_1 зависят от K_5 : если $K_5 \leq 5$, то $K_6 = 0{,}31$ и $m_1 = 0{,}33$, если $K_5 > 5$, то $K_6 = 0{,}24$ и $m_1 = 0{,}5$.

4.5.I3. Уравнения (4.75) + (4.77) выражают зависимости плотности воды, давления насыщения водяного пара и его скрытой теплоты конденсации от температуры, приведенные в таблицах термодинамических свойств воды и водяного пара.

4.5.I4. Зависимости (4.72), (4.73) и (4.75) используются для расчета свойств конденсата и охлаждающей воды, поэтому число уравнений в системе увеличивается на три. Уравнение (4.74) используется для расчета чисел Прандтля охлаждающей воды при температуре t_0 и $t_{сн}$ (Pr_0 и $Pr_{0.сн}$).

4.5.I5. В этой системе уравнений неизвестные t_0 , $t_{в.вых}$,

ρ_0 , $\mathcal{M}_0$, λ_0 , Re_0 , Pr_0 , α_0 , t_{cm} , $t_к$, $Pr_{0.cm}$, $\rho_к$, $\lambda_к$, $\mathcal{M}_к$, $t_{гр}$, τ , $\rho_{п.гр}$, $\alpha_{нн}$, K_5 , $\alpha_к$, β , q , $\Delta G_п$; коэффициенты – P_c , $d_{вн}$, $d_н$, $\lambda_{тр}$, $R_з$, $\beta_{нн}$, ε , m_1 , K_6 , $(W_0)_i$, $И$, $(G_0)_i$, $t_{0вх}$, $(B_н)_i$, $\frac{d}{S}$, $(f_н)_i$, C_0 .

4.5.16. Расчет каждого Т i – й ступени начинается с определения расхода охлаждающей воды, прокачиваемой через его трубную систему (G_0)$_i$, и ее температуры на входе ($t_{0.вх}$)$_i$.

4.5.17. В зависимости от схемы соединения Т по охлаждающей воде $ж$ ее расход через каждый Т и температура на входе в него определяются различными способами:

при последовательном соединении (рис.5,а)

$$(G_0)_i = G_0 ; (t_{0.вх})_i = t_{1.0} ; (t_{0.вх})_{i>1} = (t_{0.вых})_{(i-1)} ;$$

при параллельном соединении (рис.5,б)

$$(G_0)_i = G_0 / \left(1 + \frac{N_{(i+1)}}{N_i} + \frac{N_{(i+2)}}{N_i} + \ldots + \frac{N_N}{N_i}\right); (t_{0.вх})_i = t_{1.0} ;$$

при смешанном соединении для трехступенчатого МПЭ (рис.5, в).

$$(G_0)_1 = G_0 ; (G_0)_2 = G_0 / (1 + N_3/N_2) ; (G_0)_3 = G_0 / (1 + N_2/N_3) ;$$

$$(t_{0.вх})_1 = t_{1.0} ; (t_{0.вх})_{i>1} = (t_{0.вых})_{(i-1)} .$$

4.5.18. Скорость охлаждающей воды в трубках i – го Т (при $\rho_0 \approx$ 1000 кг/м^3)

$$(W_0)_i = 4(G_0)_i z_i / (3.14 N_i d_{вн}^2) . \qquad (4.78)$$

4.5.19. Перед расчетом процесса теплообмена в каждом $И$ – м ходе ПТС вычисляются:

площадь поверхности в пределах $И$ – го хода

$$(f_И)_i = (L_И)_i \, 3.14 N_i d_н ; \qquad (4.79)$$

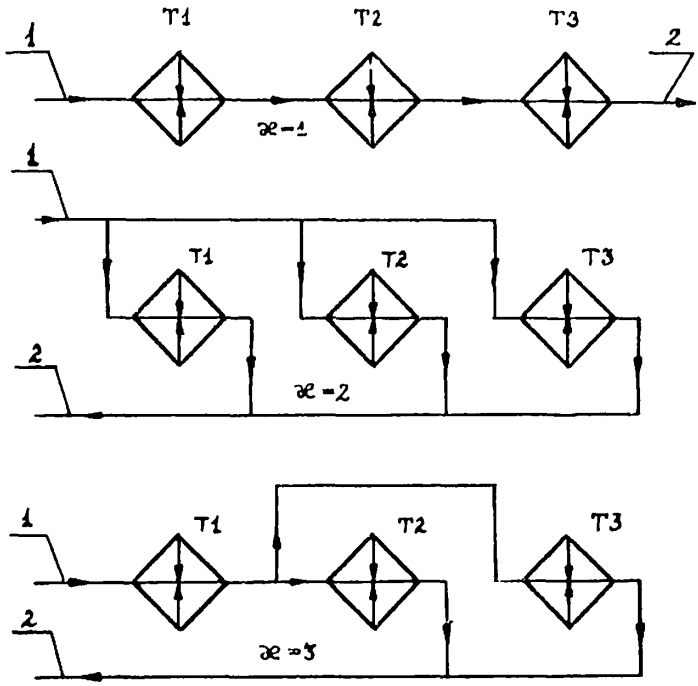

Рис.5 Схемы соединения теплообменников по охлаждающей воде.
(на примере трехступенчатого эжектора)

Т1, Т2, Т3 - теплообменники I, II и III ступеней;
1 - вход охлаждающей воды;
2 - выход охлаждающей воды.

коэффициент, учитывающий влияние на значение $\alpha_к$ натекания конденсата

$$(\beta_п)_i = \left(\frac{\sum_1^{n} L_н - \sum_1^{n-1} L_н}{L_н} \right)^{-0,1} . \qquad (4.80)$$

4.5.20. Перед расчетом процесса теплообмена на каждом j - м участке определяются:

расход пара в ПГС

$$(G_п)_j = (G_{пн})_i - \sum_1^{n} \left[\sum_1^{j-1} (\Delta G_н)_j \right]_п ; \qquad (4.81)$$

относительное объемное содержание пара в ПГС

$$\varepsilon_j = 1/\left[1 + R_{бг}/R_п \cdot (G_п)_j/(G_б + G_г)\right] ; \qquad (4.82)$$

парциальное давление пара в ПГС

$$(P_п)_j = (P_с)_j (1 - \varepsilon_j) ; \qquad (4.83)$$

температура ПГС $(t_с)_j$ определяется по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара: если пар насыщенный, то по давлению $(P_п)_j$, если пар перегретый, то по энтальпии пара $(I_{пн})_i$ и его парциальному давлению $(P_{пн})_i$ (значения $(I_{пн})_i$ и $(P_{пн})_i$ вычислены в п.4.4);

плотность ПГС

$$(\rho_с)_j = \frac{(P_с)_j (1 + R_{бг} \varepsilon_j / R_п)}{(t_с + 273.15)_j R_п} ; \qquad (4.84)$$

скорость ПГС

$$(w_c)_j = \frac{(G_n)_j + G_B + G_r}{(\rho_c)_j (L_n)_i (N_i/M_i + 1)(S_1 - d_N)} ; \qquad (4.85)$$

динамический коэффициент вязкости

$$(\mu_c)_j = \frac{(1 - \varepsilon_j)(\mu_n)_j + (1 + R_n/R_{Br})\varepsilon_j (\mu_{Br})_j}{1 + R_n \varepsilon_j / R_{Br}} ; \qquad (4.86)$$

где $(\mu_n)_j = \mu_n(t, P)$ и $(\mu_{Br})_j = \mu_{Br}(t, P)$

задаются в табличном виде, а $(\mu_n)_j$ и $(\mu_{Br})_j$ определяются с помощью интерполяции;

число Рейнольдса ПГС

$$(Re_c)_j = (w_c)_j d_N (\rho_c)_j / (\mu_c)_j ; \qquad (4.87)$$

давление ПГС перед рассчитываемым j – м участком вычисляется с учетом газодинамического сопротивления пучка труб предыдущего (j – I) участка

$$(P_c)_j = (P_c)_{(j-1)} - 1.42\left(\frac{S_1}{d_N} - 1\right)^{0.33} (Re_c)_j^{-0.15} \frac{M_i}{N} \left(\frac{P_c w_c^2}{2}\right)_{(j-1)} + \Delta\left(\frac{P_c w_c^2}{2}\right)_j ; \qquad (4.88)$$

при $N = j = I$, $(P_c)_j = (P_{c*})_j$;

коэффициент диффузии пара в ПГС, отнесенный к градиенту парциального давления

$$\mathcal{D}_j = \frac{0.459 \cdot 10^{-6}}{(P_c)_j} \cdot \left(\frac{t_c + 273}{273}\right)_j^{11} ; \qquad (4.89)$$

диффузионный критерий Прандтля ПГС

$$(Sc)_j = (\mu_c)_j / [(\rho_c)_j \mathcal{D}_j R_n (t_c + 273)] ; \qquad (4.90)$$

коэффициент массоотдачи в ПГС при полной аналогии между явлениями тепло-и массообмена

$$\beta_{HH} = \frac{\mathcal{D}_j}{d_H} 0{,}35 \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{0.20} (Re_c)_j^{0.60} (Sc)_j^{0.36} ; \qquad (4.91)$$

$$(t_{a.вх})_j = t_{1.0} \text{ при } H = 1 \text{ и } (t_{a.вх})_j = (t_{a.вых})_j \text{ при } H > 1 \qquad (4.92)$$

4.5.21. В основу алгоритма решения системы уравнений (4.59) + (4.77) положен метод Ньютона–Рихмана.

4.5.22. Поверочный расчет системы Т начинается с расчета Т I ступени, затем II и так далее.

4.5.23. Количество пара в ПГС на выходе из Т ($G_{пт}$)$_i$ определяется по формуле (4.81) при $j = И$ и $H = Н$.

4.5.24. Критерием выбора конструкции Т из рассчитываемой серии является равенство с заданной точностью значений расходов пара в ПГС на выходе из Т i – й ступени ($G_{пт}$)$_i$ и расхода пара в ПГС, эжектируемой (i + I)– й ступенью сжатия ($G_{пн}$)$_{(i+1}$), что означает совпадение полученной степени конденсации пара в Т с заданной в исходных данных и использованной в расчете ПА.

4.6. Расчет предельного коэффициента эжекции ПА и давления ПГС на входе в МПЭ при нормированном расходе воздуха.

4.6.I. Предельный коэффициент эжекции $И''$ и давление ПГС $\rho_н$ рассчитываются с использованием одной системы

уравнений. В случае расчета u'', давление ПГС на входе в МПЭ $p_н$ принимается равным $(p_н^*)_I$ и используется как коэффициент этой системы уравнений. В случае расчета $p_н$ коэффициент эжекции u'' не вычисляется. Уравнение для его расчета заменяется на уравнение для расчета $p_н$.

4.6.2. Исходными данными для вычисления u'' являются:

результаты расчета геометрических размеров сопла и камеры смешения ПА I ступени: $d_{р*}'(\tau_{р*}')$, $d_н'(\tau_{рi}')$, $d_2'(\tau_2')$, $d_3'(\tau_3')$, $L_{кон}'$, $L_{сж}'$, $\vartheta_{кон}$,
а также расход рабочего пара $G_р'$ при всех значениях $\lambda_{сж}$.

температура $(t_н^*)_1$, парциальное давление $(p_{пн}^*)_1$ в эжектируемой ПГС и критические скорости смеси неконденсирующихся газов $a_{бг}^*$ и рабочего пара $a_р$, определенные по формулам п.4.3;

расходы воздуха $G_б^*$ и газа $G_г$ в эжектируемой ПГС;

газовые постоянные смеси неконденсирующихся газов в ПГС $R_{бг}^*$ и пара $R_п$;

показатели адиабаты пара $\kappa_п$ и смеси неконденсирующихся газов $\kappa_{бг}^*$;

давление рабочего пара $P_р$.

4.6.3. Все параметры, использованные в п.4.6.5. ÷ 4.6.8 относятся к режиму работы ПА I ступени при расходе воздуха $G_б^*$, поэтому для удобства чтения формул индексы верхний " * " и нижний "1" опущены. Геометрические размеры по этой же причине также используются без верхнего индекса "'".

4.6.4. Расчет u'' производится при тех же значениях $\lambda_{сж}$, что и расчет u' (п.4.4).

4.6.5. Расчет начинается с вычисления площади выходного сечения сопла и газодинамических параметров рабочего пара в нем:

площадь сечения $f_{р1} = 3,14\, d_{р1}^2/4$; (4.93)

газодинамическая функция $q_{pH} = (d_{pH}/d_{pr})^2$; (4.94)

относительная адиабатная скорость λ_{p1} определяется из формулы

$$q_{p1} = \left(\frac{k_p+1}{2}\right)^{1/(k_p-1)} \lambda_{p1} \left(1 - \frac{k_p-1}{k_p+1}\lambda_{p1}^2\right)^{1/(k_p-1)}; \quad (4.95)$$

относительное давление

$$\Pi_{p1} = \left[1 - (k_p-1)\lambda_{p1}^2/(k_p+1)\right]^{k_p/(k_p-1)}; \quad (4.96)$$

статическое давление $p_{p1} = \Pi_{p1} \cdot p_p$; (4.97)

число Маха

$$M_{p1} = \lambda_{p1} \Big/ \sqrt{(k_p+1)/2 - (k_p-1)\lambda_{p1}^2/2}; \quad (4.98)$$

газодинамическая функция $Z_{p1} = \lambda_{p1} + 1/\lambda_{p1}$; (4.99)

4.6.6. Затем решается нижеприведенная система уравнений, которую можно разделить на несколько групп.

Уравнения для определения показателя адиабаты и критической скорости эжектируемой ПГС:

$$V_H = (G_\ell + G_r)(t_H + 273.15)R_{\ell r}/(p_H - p_{nH}); \quad (4.100)$$

$$G_{nH} = p_{nH} V_H / [R_n (t_H + 273.15)]; \quad (4.101)$$

$$a_H = \sqrt{\left[a_{\ell r}^2 (G_\ell + G_r) + a_{nH}^2 G_{nH}\right] / (G_\ell + G_r + G_{nH})}; \quad (4.102)$$

$$K_{и}=\frac{\frac{K_{п}}{K_{п}-1}+\frac{G_{в}+G_{г}}{G_{пн}}\times\frac{K_{вг}}{K_{вг}-1}\times\frac{R_{вг}}{R_{п}}}{\frac{1}{K_{п}-1}+\frac{G_{в}+G_{г}}{G_{пк}}\times\frac{1}{K_{вг}-1}\times\frac{R_{вг}}{R_{п}}}; \qquad (4.103)$$

Уравнения для определения размеров максимального сечения рабочей струи:

$$\bar{x}_{рм}=\bar{x}_{р1}+\left(\frac{K_{р}+1}{2}\right)^{1/(K_{р}-1)}\frac{\left(\bar{f}_{рм}/\bar{f}_{р1}-1\right)P_{н}^{\varphi}}{P_{р}\,q_{р1}}; \qquad (4.104)$$

$$\frac{\bar{f}_{рм}}{\bar{f}_{р1}}=\frac{\lambda_{р1}\Pi_{р1}^{1/K_{р}}}{\lambda_{рм}\left[1-(K_{р}-1)\lambda_{рм}^{2}/(K_{р}+1)\right]^{1/(K_{р}-1)}}; \qquad (4.105)$$

$$\lambda_{рм}^{2}-\lambda_{рм}\bar{x}_{рм}+1=0; \qquad (4.106)$$

$$r_{рм}=\sqrt{\bar{f}_{рм}/3.14}; \qquad (4.107)$$

Уравнения для вычисления геометрических параметров $\bar{x}_{рм}$ и $\bar{y}_{рм}$, определяющих профиль рабочей струи, а также уравнения для расчета минимального кольцевого сечения, в котором эжектируемая ПГС движется с критической скоростью:

$$\bar{x}_{рм}=1{,}55K_{z}\bar{r}_{р1}M_{рм}^{0{,}2}\left[\left(\frac{P_{р1}}{P_{н}}M_{рм}^{2}-1\right)^{0{,}5}-\left(M_{рм}^{2}-1\right)^{0{,}5}\right]+\bar{r}_{м}\left(M_{рм}^{2}-1\right)^{0{,}5}K_{z}, \qquad (4.108)$$

где $K_{z}=1$ при $P_{р1}/P_{н}\geq 2$ и $K_{z}=(0{,}5P_{р1}/P_{н})^{m_{z}}$ при $P_{р1}/P_{н}<2$;

$m_{z}=0{,}52\sqrt{M_{рм}}$ при $M_{р1}\leq 1{,}5$ и $m_{z}=0{,}451-0{,}18M_{р1}$ при $M_{р1}>1{,}5$; (4.109)

$$\bar{y}_{рм}=0{,}5\left(\bar{x}_{рм}^{2}+\bar{r}_{р1}^{2}-\bar{r}_{рм}^{2}\right)/\left(\bar{r}_{рм}-\bar{r}_{р1}\right);$$

$$x_s = \left(x_{pm} + r_2 \operatorname{tg}\theta_{kc} + L_{ck} \operatorname{tg}^2\theta_{kc} + y_{pm} \operatorname{tg}\theta_{kc}\right)/\left(1 + \operatorname{tg}\theta_{kc}\right); \quad (4.110)$$

$$(r_{kc})_s = r_2 - (x_s - L_{ck}) \operatorname{tg}\theta_{kon} \text{ при } x_{pm} < (L_{ck} + L_{kon}); \quad (4.111, а)$$

$$(r_{kc})_s = r_3 \text{ при } x_{pm} \geq (L_{ck} + L_{kon}); \quad (4.111, б)$$

$$r_{ps} = \sqrt{(y_{pm} + r_{pm})^2 - (x_{pm} - x_s)^2} - y_{pm}; \quad (4.112)$$

$$f_{нж} = \left\{3.14\left\{r_{ps} + \left[(r_{kc})_s - r_{ps}\right]\cos^2\theta_{kc}\right\}^2 - r_{ps}^2\right\}/\cos\theta_{kc}; \quad (4.113)$$

В формулах (4.110) и (4.113) $\theta_{kc} = \theta_{kon}$ при $x_s < (L_{ck} + L_{kon})$ и $\theta_{kc} = 0$ при $x_s \geq (L_{ck} + L_{kon})$.

Уравнения для определения среднего давления на боковую поверхность рабочей струи от сечения I–I до M–M:

$$(r_{kc})_h = r_2 - (x_h - L_{ck}) \operatorname{tg}\theta_{kon} \text{ при } x_h < (L_{ck} + L_{kon}); \quad (4.114, а)$$

$$(r_{kc})_h = r_3 \text{ при } x_h \geq (L_{ck} + L_{kon}); \quad (4.114, б)$$

$$r_{ph} = \sqrt{(y_{pm} + r_{pm})^2 - (x_{pm} - x_h)^2} - y_{pm}; \quad (4.115)$$

$$f_{нh} = 3.14\left[(r_{kc})_h^2 - r_{ph}\right]; \quad (4.116)$$

$$q_{N(k-1)} = q_{Nk} f_{Nk} / f_{N(k-1)} \; ; \tag{4.117}$$

$$q_{Nk} = \left[(K_N+1)/2\right]^{1/(K_N-1)} \lambda_{Nk} \left[1-(K_N-1)\lambda_{Nk}^2/(K_N+1)\right]^{1/(K_N-1)} ; \tag{4.118}$$

$$\rho_{Nk} = \rho_N \left[1-(K_N-1)\lambda_{Nk}^2/(K_N+1)\right]^{K_N/(K_N-1)} ; \tag{4.119}$$

$$\rho_{Nk}^{cp} = 0{,}5\left[\rho_{Nk} + \rho_{N(k-1)}\right] \; ; \tag{4.120}$$

$$\rho_N^{cp} = \frac{0{,}5\left[\rho_N + \rho_{N(k=0)}\right](f_{p(k=0)} - f_{p1}) + 3.14 \sum_{k=1}^{k=\mathcal{H}} \rho_{Nk}^{cp}\left[r_{pk}^2 - r_{p(k-1)}^2\right]}{f_{pm} - f_{p1}} . \tag{4.121}$$

Уравнения (4.114) ÷ (4.120) решаются при ($\mathcal{H}$ + 1) значениях x в диапазоне от $x = x_{pm}$ до $x = L_{ск}$. Начальные значения параметров для решения этих уравнений и вычисления ρ_N^{cp} по уравнению (4.121) приняты следующими:

$$x_{\mathcal{H}} = x_{pm} \; ;$$

$$(r_{kc})_{\mathcal{H}} = r_2 - (x_{\mathcal{H}} - L_{ск}) tg\,\theta_{кон} \text{ при } x_{pm} < (L_{ск} + L_{кан}) \text{ и}$$

$$(r_{kc})_{\mathcal{H}} = r_3 \text{ при } x_{pm} \geq (L_{ск} + L_{кан}) ;$$

$$r_{p\mathcal{H}} = \sqrt{f_{pm}/3.14} \; ;$$

$$f_{N\mathcal{H}} = 3.14 (r_{kc})_{\mathcal{H}}^2 - f_{pm} ;$$

$$q_{н\mathcal{H}} = f_{н*} / (3.14(\tau_{кс})^2_{\mathcal{H}} - f_{рм});$$

При $h=0$ $X_{h=0}=0=L_{ск}$ и $f_р(h=0)=3,14\,\tau_2^2 - f_н(h=0)$.

Количество кольцевых сечений, на которые разбивается боковая поверхность рабочей струи от сечения I-I до М-М ($\mathcal{H}$), принято равным I0.

Уравнение для расчета коэффициента эжекции на предельном режиме:

$$u'' = K_н \Pi_{н*} p_н f_{н*} / (G_р a_н); \qquad (4.122а)$$

При расчете зависимости $u'' = f(\lambda_{сз})$ давление $p_н$ является коэффициентом системы уравнений и равно $(p_н^*)_1$.

При расчете давления эжектируемой ПГС для режима с нормированным расходом воздуха используются геометрические размеры ПА и расход рабочего пара, полученные при максимальном коэффициенте инжекции u^{max} (п.4.4).

Уравнения для расчета давления эжектируемой ПГС:

$$p_н = a_н(G_{пн} + G_в + G_г)/(K_н \Pi_{н*} f_{н*}). \qquad (4.122,б)$$

4.6.7. Неизвестными в системе уравнений (4.100) ÷ (4.122) являются: $V_н$, $G_{пн}$, $a_н$, $K_н$, $z_{рм}$, $x_{рм}$, $\lambda_{рм}$, $f_{рм}$, $\tau_{рм}$, $y_{рм}$, x_s, $\tau_{рs}$, $(\tau_{кс})_s$, $f_{н*}$, $p_н^{\varphi}$, u'' или $p_н$.

4.6.8. Коэффициенты системы уравнений (4.100) ÷ (4.122): $f_{р1}$, $q_{р1}$, $p_р$, $p_{р1}$, $K_п$, $z_{р1}$, $M_{р1}$, $\lambda_{р1}$, $\Pi_{р1}$, $G_в$, $G_г$, $K_{вг}$, $R_{вг}$, $R_п$, $a_{вг}$, $t_н$, $a_{пн}$, $\theta_{ксн}$, $L_{ск}$, τ_2, τ_3, $\tau_{р1}$ и, для случая расчета u'', $G_р$ и $p_н$.

4.6.9. Система уравнений (4.100) ÷ (4.122) решается итеративным способом, аналогичным методу Зейделя для решения систем линейных алгебраических уравнений.

5. Краткое описание программ и подготовки исходных данных для расчета МПЭ

5.1. В процессе расчета МПЭ используются две автономные программы: *SEVERE* и *HONEST*. В программах используется подпрограмма для расчета термодинамических свойств воды и водяного пара, с высокой точностью аппроксимирующая табличные данные.

5.2. Программа *SEVERE* применяется на первом этапе расчета МПЭ. Она реализует алгоритм расчета максимального коэффициента эжекции ПА и его оптимальной геометрии (п.4.4).

5.3. В зависимости от требований пользователя программой *SEVERE*, результаты расчетов печатаются, либо при каждом варианте сочетания степеней повышения давления в ПА, либо только при оптимальном сочетании.

5.4. Программа *HONEST* применяется на втором этапе расчета МПЭ, когда проводятся поверочные расчеты систем Т.

5.5. Программы *SEVERE* и *HONEST* имеются в ВТИ им.Ф.Э.Дзержинского и могут быть переданы заинтересованным организациям по их запросам.

5.6. На первом этапе расчета МПЭ для программы *SEVERE* подготавливается комплект исходных данных, включающий следующие параметры:

число ступеней МПЭ N;

температуру циркуляционной воды $t_{1.4}$, ^{o}C;

нормированное значение расхода воздуха в эжектируемой ПГС G_{δ}^{o}, кг/ч (из таблицы п.3.2);

давление эжектируемой ПГС на входе в МПЭ при нормированном расходе воздуха ($p_{н}^{o}$)[;

расход греющей смеси в эжектируемой ПГС $G_{г}$, кг/ч (из проекта реактора);

максимальную рабочую подачу (по воздуху) G_{δ}^{*}, кг/ч;

давление ПГС на выходе из МпЭ при работе его с максимальной подачей по воздуху (p_c^*)$_{вых}$, МПа;

давление рабочего пара p_p , МПа;

температуру рабочего пара t_p , °С;

степень конденсации пара в Т ψ_1^*, ..., ψ_N^* (рекомендуется задавать одинаковыми и равными 0,95);

для эжекторов одноконтурных АЭС значения ψ уточняется в процессе расчета с тем, чтобы концентрация гремучей смеси в ПГС на выходах из Т не превышала нижний предел взрываемости);

потери давления ПГС в Т (Δp_T)$_I$, ... , (Δp_T)$_N$, (рекомендуется задавать одинаковыми и равными значениям от 0,25 до 0,5 кПа);

коэффициент запаса по концентрации гремучей смеси $z \cdot K$ (рекомендуется задавать равным 3; для МПЭ ТЭС и двухконтурных АЭС $z \cdot K$ = 0);

скорость ПГС на выходе из диффузоров w_{c4} , м/с (рекомендуется задавать равной 50 м/с);

степень сужения конической части камеры смешения γ_1 , ... , γ_N ;

давление эжектируемой ПГС на входе в МПЭ при работе его в режиме максимальной рабочей подачи по воздуху ($p_н^*$)$_I$, кПа (для условий работы МПЭ в комплекте вспомогательного оборудования турбоустановки ($p_н^*$)$_I$ рекомендуется задавать от 2 до 6 кПа, обычно 4,5 значений в указанном диапазоне).

5.7. В результате расчета по программе *SEVERE* при всех сочетаниях одного значения ($p_н^*$)$_I$ со всеми значениями степеней повышения давления ПГС в ПА I ступени ($p_c^*/p_н^*$), которые заложены в программе, имеем геометрические размеры ПА, значения давления эжектируемой ПГС при нормированном расходе воздуха ($p_н$)$_I$ и расходы рабочего пара на ПА I ступени (G_p)$_I$.

5.8. Выбирается такое сочетание $(P_H^*)_I$ с $(P_c^*/P_H^*)_I$, при котором давление эжектируемой ПГС $(P_H)_I$ равно с заданной точностью (например, 0,1 кПа) $P_H^p = 0{,}92 \cdot P_K$ и расход рабочего пара минимален $(G_p)_I^{min}$.

5.9. В случае, если в результате расчетов давление эжектируемой ПГС $(P_H)_I$ не будет равно P_H^p с заданной точностью или будет равно, но не при минимальном расходе рабочего пара, необходимо изменить значение $(P_H^*)_I$ в исходных данных и снова провести расчет.

5.10. После окончания расчета ПА I ступени при одном значении $(P_H^*)_I$ программа автоматически начинает расчет ПА II-ой и последующих ступеней при различных значениях (P_c^*/P_H^*). В результате определяются расходы рабочего пара на МПЭ в целом при различных степенях повышения давления в ПА. Выбирается вариант сочетания $(P_c^*/P_H^*)_i$, при котором суммарный расход рабочего пара минимален $\left[\sum_1^I (G_p)_i\right]^{min}$. Далее определяются геометрические размеры ПА II-й и последующих ступеней МПЭ, обеспечивающие оптимальный вариант сочетания степеней повышения давления ПГС в ПА, а также параметры и расходы ПГС на входах и выходах из ПА.

5.11. В качестве исходных данных для расчета процесса теплообмена в системе Т МПЭ задаются следующие величины:

число ступеней МПЭ N;

геометрические параметры теплообменников;

число трубок $N_1, \ldots, N_N$;

число рядов трубок в одном ходе ПГС $M_1, \ldots M_N$;

наружний и внутренний диаметры трубок d_H, d_{bH}, м;

число ходов охлаждающей воды Z;

число ходов ПГС $H_1, \ldots, H_N$;

поперечний и продольный шаги трубного пучка S_1, S_2, м;

высота трубок по ходам ПГС $[L_1, \ldots, L_{H_1}], \ldots, [L_1, \ldots, L_{H_N}]_N$, м;

параметры ПГС на входах в Т:

давление $(P_c^*)_I, \ldots, (P_c^*)_N$, кПа;

энтальпия пара $(I_{п4}^*)_I, \ldots, (I_{п4}^*)_N$, кДж/кг;

расходы пара через сопла ПА $(G_P)_I, \ldots, (G_P)_N$, кг/ч;

расход пара в ПГС, эжектируемой МПЭ $(G_{пн}^*)_I$, кг/ч;

расход охлаждающей воды G_o, т/ч;

температура охлаждающей воды на входе в МПЭ $t_{1,0}$; °С;

расход воздуха в ПГС $G_в^*$, кг/ч;

расход горючей смеси в ПГС $G_г$, кг/ч;

коэффициент использования теплообменной поверхности с парогазовой стороны ψ (рекомендуется задавать 0,7 ÷ 0,9);

термическое сопротивление загрязнений $R_з$, м²град/Вт;

коэффициент теплопроводности материала трубок $\lambda_т$, Вт/(м· град);

признак схемы соединения Т по охлаждающей воде $ж$;

число рассчитываемых участков в одном ходе ПГС $И$ (должно быть кратным М);

5.12. В результате расчета процесса теплообмена в Т МПЭ по программе *HONEST* получаем расходы пара в ПГС $G_{пт}$.

5.13. Сравниваем расходы пара, полученные на первом этапе расчета МПЭ по программе *SEVERE* ($G_{пн}$), и расходы пара, полученные в результате расчета на втором этапе расчета по программе расчета *HONEST* ($G_{пт}$).

Если расход пара в ПГС, эжектируемой i-й ступенью МПЭ $(G_{пн})_i$ совпадает с заданной точностью (например 1 кг/ч) с расходом пара в ПГС на выходе из Т $(i-1)$-й ступени $(G_{пт})_{(i-1)}$, то это показывает, что Т обеспечивает требуемую степень конденсации пара ψ.

В случае если расходы пара $(G_{пт})_{(i-1)}$ и $(G_{пн})_i$ не совпадают, необходимо изменить конструкцию Т и снова провести расчет.

Приложение
Справочное

Пример расчета трехступенчатого пароструйного эжектора для турбины К-500-240/3000

I. Исходные данные для расчета.

Число ступеней МПЭ N =3.

Температура циркуляционной воды $t_{ц.в.}$ =I5°С.

Нормированное значение расхода воздуха в эжектируемой ПГС $G_в^{н}$ =50 кг/ч.

Давление эжектируемой ПГС на входе в МПЭ при нормированном расходе воздуха ($P_н^{г}$)$_I$ =3,22 кПа.

Расход гремучей смеси в эжектируемой ПГС $G_г$ =0.

Максимальная рабочая подача по воздуху $G_в^{*}$ =I50 кг/ч.

Давление ПГС на выходе из МПЭ при работе МПЭ в режиме максимальной рабочей подачи ($P_с^{*}$)$_{вых}$ =0,I2 МПа.

Давление рабочего пара $P_р$ = 0,5 МПа.

Температура рабочего пара $t_р$=I60°С.

Степень конденсации пара в Т ψ_1^{*} = ψ_2^{*} = ψ_3^{*}=0,95.

Потери давления ПГС в Т $(\Delta P_т^{*})_1$ = $(\Delta P_т^{*})_2$ = $(\Delta P_т^{*})_3$= =0,5 МПа.

Коэффициент запаса по концентрации гремучей смеси $_3K$=0.

Скорость ПГС на выходе из диффузоров $w_{сг}$ =50 м/с.

Степень сужения конической части камеры смешения γ_1 = γ_2 = γ_3 =2,0.

Давление эжектируемой ПГС на входе в МПЭ при работе его в режиме максимальной рабочей подачи по воздуху $(P_н^{*})_1$ =4,0;4,5; 5,0 кПа (варианты А,Б,Д).

Степени повышения давления ПГС в ПА первых двух ступеней МПЭ, заложенные в программе SEVERE , имели следующие значения:

($P_с^{*}/P_н^{*}$)$_I$=5,0; 4,5; 4,0; 3,5; 3,0 и

$(P_c^* / P_H^*)_2$ =3,0; 3,5; 4,5.

2. В результате проведенных расчетов по программе *SEVERE* получены геометрические размеры ПА II ступени, требуемые расходы рабочего пара на него, а также давления ПГС на входе в МПЭ при нормированном расходе воздуха $(P_H)_I$ и пяти значений $(P_c^* / P_H^*)_I$ для каждого из трех $(P_H^*)_I$, всего 15 вариантов.

На рис.I приведены характеристики ПА I ступени вида $P_H = f(G_в)$, построенные по двум точкам с координатами $G_в^r$, $(P_H)_I$ и $G_в^{**}$, $(P_H^*)_I$. Как видно из этого рисунка, при значениях $(P_H^*)_I$ равных 4; 4,5 и 5 кПа ни одна из характеристик не проходит через точку с косрдинатами $G_в^r$ и $(P_H^r)_I$, поэтому проведен еще один дополнительный расчет по программе *SEVERE* при новом значении $(P_H^*)_I$ =4,2 кПа. Одна из характеристик ПА I ступени (вариант с $(P_c^* / P_H^*)_I$ =3,5) при новом значении $(P_H^*)_I$ проходит через точку с нормированным расходом воздуха ($G_в^r$) и давлением ПГС $(P_H)_I = (P_H^r)_I$ =0,92×$P_к$ =3,22 кПа.

При этих условиях расход рабочего пара на ПА I ступени ПМЭ составил $(G_р)_I$ I2I7 кг/ч.

В табл.I приведены значения расходов рабочего пара для всех ПА при $(P_c^* / P_H^*)_I$ =3;5 и различном распределении степеней повышения давления в ПА II и III ступеней и $(P_H^*)_I$ = 4,2 кПа.

таблица I

№ ступени	I	II				III			
№ варианта	ВИ	А	Б	В	Д	А	Б	В	Д
P_c^* / P_H^*	3,5	3	3,5	4	4,5	4,77	3,97	3,4	2,98
$G_р$, кг/ч	I2I7	378	507	665	860	I350	892	683	568

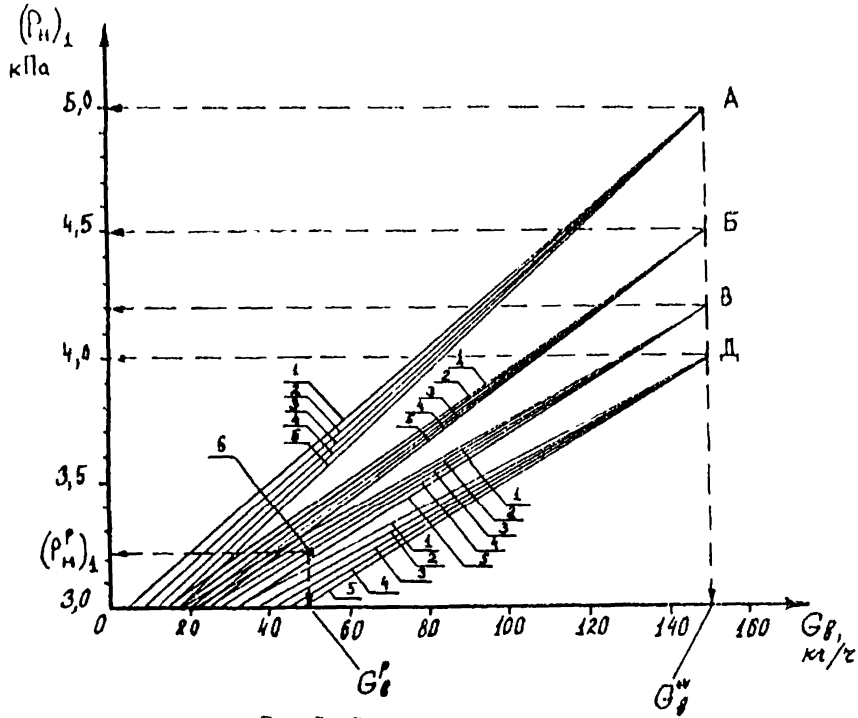

Рис. I. Расчетные характеристики $(P_н)_I = f(G_в)$ I ступени эжектора при различных значениях $(P_н^*)_I$ и $(P_с^*/P_н^*)_I$.

А, Б, В, Д – различные значения $(P_н^*)_I$;

Номер кривой I	2	3	4	5
$(P_с^*/P_н^*)_I$ 5	4,5	4	3,5	3

6 – режим с нормированным расходом воздуха.

На рис.2 изображена зависимость расхода рабочего пара на МПЭ ($\Sigma G_р$) от степени повышения давления ПГС в ПА II ступени ($P_c^* / P_н^*$)$_2$ при ($P_c^* / P_н^*$)$_1$ =3,5. Минимальный расход рабочего пара на МПЭ ($\Sigma G_р)^{min}$ =2570 кг/ч обеспечивается при ($P_c^* / P_н^*$)$_2$ =4 и ($P_c^* / P_н^*$)$_3$ =3,5.

Параметры и расходы эжектируемой ПГС для выбранного варианта распределения степеней повышения давления ПГС в ПА МПЭ приведены в табл.2

Таблица 2

Режим	$G_б$ кг/ч	$P_н$ кПа	$t_н$ °С	$G_{тн}$ кг/ч	$V_н$ м^3/ч	P_c^* кПа	$I_{пу}$ кДж/кг	U
Нормированной подачи								
I ступени	50	3,22	23,7	396	I8650	–	–	0,367
Максимальной подачи								
I ступени	I50	4,2	25,6	496	I9800	I4,7	2703	0,53I
II ступени	I50	9,7	3I,0	86	2590	38,8	275I	0,362
III ступени	I50	33,8	44,0	38	6I5	I25,0	2727	0,289

Оптимальные геометрические размеры в мм ПА указаны в табл.3

Таблица 3

Номер ступени	$d_{р*}$	$d_{р1}$	d_2	d_3	d_4	$L_{ск}$	$L_{кам}$	$L_{цил}$
I	24,6	98	280	I98	250	270	470	900
II	I8,2	52	I20	84	I50	II2	200	450
III	I8,4	33	65	46	I00	62	II0	250

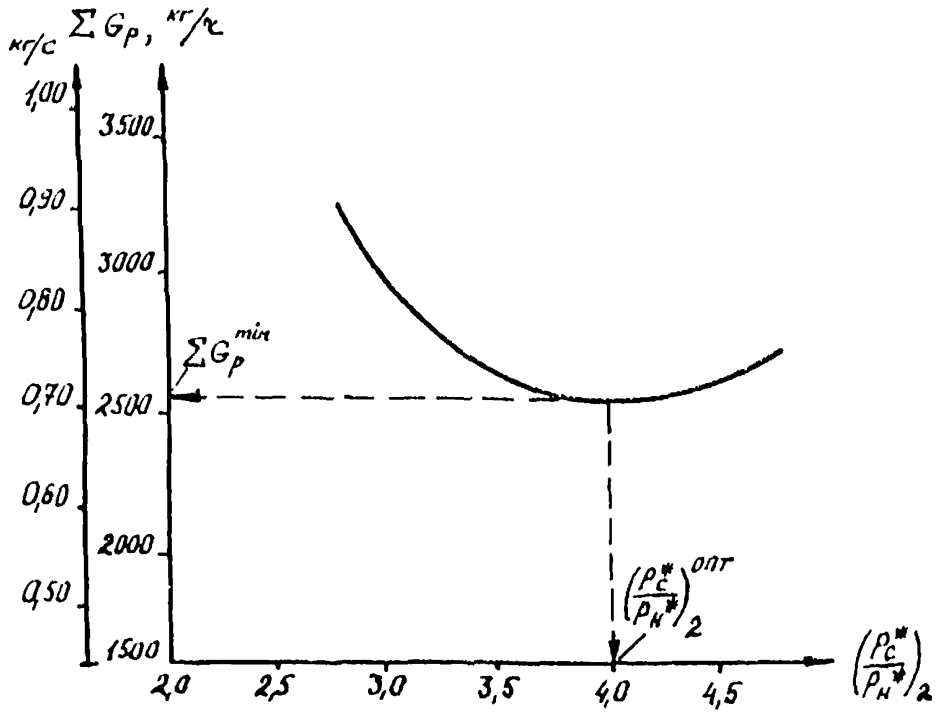

Рис.2 Зависимость расхода рабочего пара на эжектор ($\sum G_p$) от степени повышения давления во II ступени $(P_c^*/P_н^*)_2$ при оптимальном значении степени повышения давления в I ступени $(P_c^*/P_н^*)_I$ = 3,5.

Условия расчета

P_p =0,5 МПа; t_p =160°С; K_p =1,3;
G_I^* = 150 кг/ч; $(P_н^*)_I$ =4,2 кПа; $(t_н^*)_I$ =26,6°С;
G_I' =50 кг/ч; $(P_н')_I$ =3,22 кПа; $(t_н')_I$ =23,7°С;
$\Delta P_т^*$ =0,5 кПА; φ^* =0,95; $(P_c^*)_{вых}$ =0,12 Мпа;
$t_{х.в.}$ =15°С.

Получены следующие расходы рабочего пара на ПА МПЭ: $(G_р)_1$ =I2I7 кг/ч, $(G_р)_2$ =665 кг/ч, $(G_р)_3$ =683 кг/ч.

Расходы пара в ПГС на входах в Т: $(G_{пк}^{*})_1$ =I7I3 кг/ч, $(G_{пс}^{*})_2$ =749 кг/ч, $(G_{пс}^{*})_3$ =729 кг/ч.

Далее рассчитываем Т МПЭ (второй этап расчета).

3. Принята конструкция Т, характеризуемая следующими параметрами (предварительные значения).

Число ступеней N =3.

Число трубок N_1 =200, N_2 =I50, N_3 =I00.

Число рядов трубок в одном ходе ПГС-M_I=I5, M_2 =I2, M_3=9.

Наружный и внутренний диаметры трубок $d_н$ =0,0I9 м, $d_{вн}$ =0,0I7 м.

Число ходов охлаждающей воды z =2.

Число ходов ПГС H_I =H_2 =H_3 =5.

Поперечный и продольный шаги трубного пучка S_1 =0,028 м, S_2 =0,025 м.

Высота трубок по ходам ПГС в м:

Номер теплообменника	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5
I	0,5	0,45	0,42	0,4	0,45
II	0,5	0,45	0,42	0,4	0,45
III	0,5	0,45	0,42	0,4	0,45

Параметры ПГС на входах в Т получены в результате расчетов на первом этапе:

давление ПГС перед Т $(P_c^{*})_I$ =I4,7 кПА, $(P_c^{*})_2$ =38,8 кПа, $(P_c^{*})_3$ =I25 кПа; энтальпия пара $(I_{пч}^{*})_I$ =2703 кДж/кг, $(I_{пч}^{*})_2$ =275I кДж/кг, $(I_{пч}^{*})_3$ =2727 кДж/кг.

Расходы пара через сопла ПА $(G_р)_I$ =I2I7 кг/ч, $(G_р)_2$ =665 кг/ч, $(G_р)_3$ =683 кг/ч.

Расход пара в ПГС, эжектируемой МПЭ ($G^{*}_{пн}$)$_{I}$ =496 кг/ч.
Расход охлаждающей воды $G_{в}$ =435 т/ч.
Температура охлаждающей воды на входе в МПЭ $t_{1ц}$ =40°С.
Расход воздуха в ПГС $G^{*}_{в}$ =150 кг/ч.
Расход гремучей смеси в ПГС $G_{г}$ =0.
Коэффициент φ =0,8.
Термическое сопротивление $R_{з}$ =0,0002 м град./Вт.
Коэффициент теплопроводности $\lambda_{тр}$ =57 Вт/(м град).
Признак $\varkappa$ =2 (параллельное).
Число рассчитываемых участков $И$ =3.

4. В результате проведенных поверочных расчетов Т по программе *HONEST* получены следующие значения расходов пара на выходах из Т ($G^{*}_{пт}$) : 157 кг/ч, 76 кг/ч, 32 кг/ч.

Как видно из этих результатов, значения $G^{*}_{пт}$ I и II ступеней превышают требуемые по первому этапу расчета ($G^{*}_{пн}$).

ПГС из Т III ступени направляется в помещение машзала и расход пара в ней не влияет на работу аппарата, поэтому конструкцию Т III ступени можно не изменять.

Для того, чтобы снизить расходы пара на выходе из Т I и II ступеней, изменяем конструкцию этих Т. Увеличиваем число ходов ПГС до шести (Н=6) не изменяя общей высоты трубок. Высота трубок в м по ходам ПГС принята следующей (одинаковой для обоих Т): 0,5; 0,45; 0,4; 0,35; 0,3; 0,22.

Во втором варианте конструкции Т уменьшена высота трубок по ходам ПГС. Это приводит к сужению проходного сечения для ПГС, увеличению ее скорости и интенсификации процесса теплообмена.

В результате расчета Т измененной конструкции получены следующие расходы пара на их выходах: ($G^{*}_{пт}$)$_{I}$ =82,7 кг/ч, ($G^{*}_{пт}$)$_{2}$ =36,7 кг/ч.

Новые значения расходов пара несколько ниже требуемых. Это дает некоторый запас по подаче аппарата.

Содержание.

1. Условные обозначения.....1
2. Термины и определения.....5
3. Требования, предъявляемые к МПЭ.....7
4. Методика расчета
4.1. Основные положения.....8
4.2. Выбор оптимального распределения степеней повышения в ПА МПЭ и давления ПГС на входе в аппарат....9
4.3. Определение расходов и параметров ПГС, эжектируемой ПА, и параметров рабочего пара.....12
4.4. Расчет максимальной подачи ПА и его оптимальных геометрических размеров.....16
4.5. Расчет теплообменников.....26
4.6. Расчет предельного коэффициента эжекции ПА и давления ПГС на входе в МПЭ при нормированном расходе воздуха.....35
5. Краткое описание программ и подготовки исходных данных для расчета МПЭ.....42
Приложение. Пример расчета.....46

gost.e-ecolog.ru