

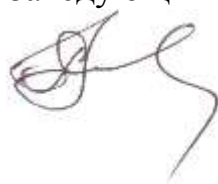
МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Тульский государственный университет»

Институт горного дела и строительства  
Кафедра «Санитарно-технических системы»

Утверждено на заседании кафедры  
«Санитарно-технических системы»  
«20» января 2022 г., протокол № 5

Заведующий кафедрой



Р.А. Ковалев

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**  
**по выполнению курсового проекта**  
**по дисциплине (модулю)**  
**«Тепломассообмен»**

**основной профессиональной образовательной программы**  
**высшего образования – программы бакалавриата**

по направлению подготовки  
**08.03.01 – "Строительство"**

с направленностью (профилем)  
**" Теплогазоснабжение и вентиляция "**

Форма(ы) обучения: *очная, заочная, очно-заочная*

Идентификационный номер образовательной программы: 080301-06-22

Тула 2022год

**ЛИСТ СОГЛАСОВАНИЯ**  
**рабочей программы дисциплины (модуля)**

**Разработчик:**

Солодков С.А. доцент, к.т.н.,  
(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание)



\_\_\_\_\_  
(подпись)

### *Введение*

Курсовой проект состоит из теплового и гидравлического расчетов пластинчатого водонагревателя и смесительного теплообменного аппарата (деаэратора), соответствующих типичному режиму работы этих аппаратов в тепловой схеме котельной.

Пластинчатые теплообменники имеют ряд преимуществ по сравнению с трубчатыми и начинают широко применяться в отечественных системах теплоснабжения. Их значительная стоимость определяет целесообразность по возможности полного использования располагаемых напоров применением многоходовых схем движения теплоносителей с целью уменьшения требуемой поверхности теплообмена. В соответствии с содержанием курсовой работы пластинчатый водонагреватель предназначен для предварительного нагрева химочищенной воды перед подачей ее в деаэратор. Это позволяет уменьшить тепловую нагрузку на деаэратор, сократить расход пара и уменьшить часть активного объема колонки деаэратора на догрев воды, соответственно увеличивая эффективность десорбции растворенных в ней газов.

Деаэрация является заключительной стадией подготовки питательной и подпиточной воды, ее назначение заключается в удалении растворенных в воде коррозионно- активных газов: двуокиси углерода и кислорода. Струйные деаэраторы являются наиболее распространенной конструкцией, применяемой в схемах водоподготовки систем теплоснабжения. Нагреваемая вода и греющий пар движутся в деаэраторе противоточно: по мере движения вверх пар конденсируется, скорость его уменьшается, вода движется вниз, постепенно повышая температуру и понижая содержание растворенных газов.

### *1. Цели и задачи выполнения курсового проекта*

Выполнение проекта предполагает практическое закрепление знаний, полученных студентом при изучении курсов “Тепломассообмен”, “Термодинамика”; приобретаются навыки выполнения конструкторского и поверочного расчетов теплообменных аппаратов. Выполнение курсовой работы предназначено также подготовить студента к последующему выполнению курсового проекта по дисциплине “Теплогенерирующие установки”.

### *2. Содержание пояснительной записки*

Пояснительная записка курсового проекта должна содержать:

- расчет пластинчатого водонагревателя с определением поверхности теплообмена, числа пластин, числа ходов и скоростей теплоносителей, потерь давления, температур;
- теплотехнический и конструктивный расчеты струйного деаэратора, расчет десорбции кислорода в отсеках деаэратора.
- графический материал: схему движения теплоносителей в пластинчатом водонагревателе, чертежи разреза колонки деаэратора и ситчатой тарелки.
- задание на курсовой проект

### 3. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Студент \_\_\_\_\_ Группа \_\_\_\_\_

1.Тема: Расчет пластинчатого водонагревателя и струйного деаэратора

2.Исходные данные для проектирования:

- Расход некипящего потока воды  $G_X = G_{H.П} =$  , температура на входе  $t_{X1} =$  ;
- на выходе  $t_{X2} = t_{H.П} =$  ; допустимые потери давления:  $\Delta P_{X.Д} =$  ;
- Допустимые расход и потери давления греющего теплоносителя:  
 $G_{Г.Д} =$  ,  $\Delta P_{Г.Д} =$  ; начальная температура  $t_{Г.1} =$  ;
- Конструктивные данные пластины  $F_1$  и коэффициенты для расчета теплообмена и гидродинамики :
- Номинальный расход деаэрированной воды  $G_D =$  ;
- Давление в деаэраторе  $P_D =$  ;
- Начальное содержание кислорода в деаэрируемой воде  $C_{O2} =$  ;
- Давление греющего пара  $P_{ГП} =$  .

Руководитель работы

## Варианты заданий

№	$\Delta P_{\text{хд}}$ кПа	$\Delta P_{\text{г.д}}$ кПа	$t_{\text{х1}}$ , °C	$\Gamma_{\text{ип}}$ ласт. м <sup>2</sup>	$P_{\text{д}}$ , мПа	$G_{\text{ип}}$ т/ч	$t_{\text{ип}}$ °C	$G_{\text{кп}}$ т/ч	$t_{\text{кп}}$ °C	$P_{\text{гп}}$ мПа	$C_{\text{O2}}$ мг/кг
1	50	70	20	0,3	0,15	2,5	70	2	140	0,3	8,5
2	60	75	25	0,5	0,14	5	80	4	135	0,2	8,0
3	70	80	22	0,6	0,13	7	90	6	130	0,4	7,6
4	80	85	23	0,24	0,12	12	100	7,0	125	0,3	6,7
5	75	80	24	0,3	0,11	18	65	3,0	110	0,45	5,8
6	65	80	18	0,24	0,12	50	75	2,0	120	0,25	5,3
7	55	70	20	0,3	0,13	70	85	4,5	115	0,5	7,9
8	45	60	22	0,24	0,14	110	95	7,5	150	0,55	7,5
9	40	60	24	0,5	0,13	140	60	5,0	145	0,35	7,1
10	50	60	25	0,3	0,12	190	70	7,0	130	0,2	6,8
11	60	70	23	0,24	0,11	150	80	3,0	125	0,4	6,2
12	70	80	21	0,3	0,15	75	90	6,0	115	0,5	5,7
13	65	15	20	0,3	0,11	70	67	2,5	105	0,3	5,2
14	55	65	18	0,24	0,13	36	74	3,0	150	0,4	8,2
15	50	70	19	0,3	0,14	22	82	4,5	125	0,4	7,4
16	45	65	17	0,5	0,13	10	94	4,2	120	0,5	7,0
17	40	50	21	0,6	0,12	2,5	59	4,1	110	0,3	6,6
18	45	55	22	0,3	0,11	6	69	3	115	0,4	6,0
19	50	70	23	0,24	0,12	1,5	83	3	118	0,5	5,5
20	35	50	25	0,24	0,13	14	95	1,5	135	0,2	5,0
21	30	45	24	0,3	0,14	6	76	3,8	140	0,15	4,9
22	50	55	25	0,24	0,12	50	85	3	140	0,4	6,5
23	50	55	25	0,3	0,11	23	70	1,2	120	0,4	7,0
24	60	58	27	0,24	0,12	12	75	1,4	125	0,45	7,5
25	40	45	30	0,24	0,15	8	80	1,5	130	0,5	13
26	30	40	26	0,24	0,14	4	90	0,8	135	0,55	6,5
27	40	50	24	0,3	0,15	45	85	3,0	140	0,6	7,0
28	50	60	28	0,5	0,14	70	82	3,5	145	0,3	7,5
29	60	68	29	0,6	0,13	92	76	6,2	150	0,4	8,0
30	50	58	27	0,6	0,12	140	82	8,5	130	0,5	5,2
31	40	48	24	0,6	0,11	185	80	7,9	135	0,6	5,8
32	30	38	26	0,3	0,14	20	70	2,4	140	0,5	6,2
33	20	28	25	0,24	0,13	3,5	76	0,8	145	0,4	6,8
34	25	30	23	0,24	0,12	8	72	1,2	130	0,45	7,2
35	35	42	22	0,3	0,13	12	74	3,2	125	0,35	7,8
376	45	52	21	0,3	0,14	23	85	3,6	135	0,3	8,0
37	55	62	23	0,5	0,15	45	78	4,5	145	0,4	6,8
38	50	65	24	0,5	0,15	68	80	5,2	140	0,45	7,5
39	40	52	25	0,5	0,14	91	82	7,5	135	0,5	7,6
40	35	45	26	0,6	0,13	143	84	3,5	130	0,4	8,0
41	35	50	25	0,24	0,14	40	25	5	135	0,2	5,0
42	70	80	25	0,24	0,15	45	80	6,5	120	0,3	7,0
43	40	80	22	0,24	0,15	3	75	1,5	125	0,4	7,5
44	45	90	24	0,3	0,12	3	80	1	130	0,6	6,5

45	65	100	20	0,3	0,13	5	85	2	135	0,5	8,0
46	75	95	21	0,24	0,14	8	82	2,5	140	0,55	9,0
47	85	90	23	0,3	0,17	15	78	8	145	0,35	10,0

#### Условные обозначения

$\Delta P_{\text{хд}}$  – допустимые потери давления

$\Delta P_{\text{гд}}$  – то же по греющему теплоносителю

$t_{\text{х1}}$  – начальная температура холодного теплоносителя,

$P_{\text{д}}$  – давление в деаэраторе

$G_{\text{нп}}$  – расход некипящего потока воды

$t_{\text{нп}}$  – температура некипящего потока воды

$G_{\text{кп}}$  – расход кипящего потока воды

$t_{\text{кп}}$  – температура кипящего потока воды

$P_{\text{гп}}$  – давление греющего пара

$C_{\text{O}_2}$  – начальная концентрация кислорода

#### 4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОВОГО И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТОВ ПЛАСТИНЧАТОГО ВОДОНАГРЕВАТЕЛЯ

Химочищенная вода перед деаэрацией нагревается с целью более быстрого догрева ее до температуры насыщения и, соответственно, увеличения части высоты деаэрационной колонки для удаления кислорода и двуокси углерода.

Расчет теплообменника выполняется по допустимым потерям давления теплоносителей. Целесообразность использования располагаемых давлений теплоносителей на интенсификацию теплообмена очевидна, поскольку она приводит к уменьшению теплообменной поверхности и стоимости теплообменника.

Располагаемый перепад давлений представляет собой допустимую величину потерь давления греющего теплоносителя  $\Delta P_{\text{г.д}}$  и нагреваемого  $\Delta P_{\text{х.д}}$ . Обязательными для обеспечения являются расход и конечная температура нагреваемого теплоносителя, тогда как располагаемые потери давления по обоим теплоносителям в результате расчета могут оказаться недоиспользованными.

Следует отметить, что добиваться абсолютного соответствия расчетной температуры нагретой воды заданной величине нецелесообразно, поскольку реальные условия эксплуатации не выдерживаются точно, оказывают влияние неучтенные факторы (фактическая интенсивность загрязнений), применяется регулирование.

Для предотвращения вскипания деаэрированной воды в насосных установках она несколько охлаждается, эта теплота отводится химочищенной водой в пластинчатом теплообменнике (см. схему на рис.1)

Температура греющего теплоносителя  $t_{\text{г1}}$  является температурой насыщения в деаэраторе и определяется величиной заданного давления в нем  $P_{\text{д}}$ .

Целью расчета пластинчатого водонагревателя является определение величины поверхности теплообмена скоростей движения и количества ходов теплоносителей.

Для расчета теплообменника температура нагретой воды принимается равной температуре некипящего потока :  $t_{\text{х2}}=t_{\text{нп}}$  ; расход греющего теплоносителя равен расходу деаэрированной воды:  $G_{\text{г}}=G_{\text{дв}}$  ; расход холодного теплоносителя равен расходу некипящего потока:  $G_{\text{х}}= G_{\text{нп}}$  ;расход деаэрированной воды равен сумме расходов:  $G_{\text{дв}}=G_{\text{кп}}+G_{\text{нп}}$

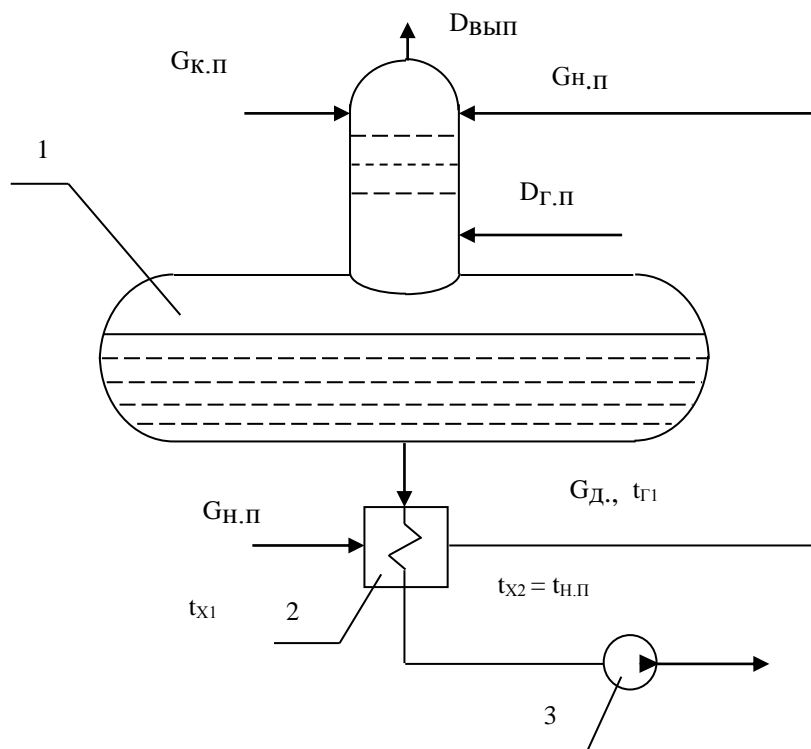


Рис.1 Схема подогрева химочищенной воды

1-деаэратор, 2-пластинчатый водонагреватель; 3- насос.

Межпластинные каналы пластинчатых теплообменников образованы смежными гофрированными пластинами, причем направление гофр у смежных пластин - противоположное. Тем самым создается равномерная сетка опорных точек, исключающих деформацию пластины в сторону канала с меньшим давлением теплоносителя.

В щелевидных каналах сложной формы теплоноситель совершает извилистое пространственное трехмерное движение, способствующее повышенной турбулизации потока. Несмотря на большое разнообразие типов гофрирования пластин, установлены некоторые общие закономерности, существенные для гидродинамических и теплообменных процессов.

Так, с увеличением угла наклона гофр к вертикали гидравлическое сопротивление и коэффициент теплоотдачи возрастают. Увеличение шага между гребнями гофр при неизменной их высоте приводит к более заметному уменьшению потерь давления на единицу длины пластины по сравнению с уменьшением коэффициента теплоотдачи.

Высота гофр, шаг их расположения определяется целью обеспечения оптимального гидродинамического режима работы теплообменника в заданных условиях эксплуатации.

Типичная зависимость гидравлического сопротивления и коэффициента теплоотдачи от скорости движения теплоносителя в межпластинных каналах показана на рис.

Глубина изменения температуры теплоносителя за один ход определяется длиной пластины. Благодаря высокой интенсивности теплообмена, тонкому слою теплоносителя между пластинами (3-7 мм) во многих случаях эта глубина соответствует заданной т.е. может быть применена одноходовая схема теплоносителей. Следует заметить, что, наряду с отмеченным ранее преимуществом, одноходовая схема движения теплоносителей приводит к увеличенным расходам теплоносителей в каналах, ближним к входным патрубкам. При многоходовых схемах движения теплоносителей неравномерность движения теплоносителей по межпластинным каналам уменьшается.

Ширина пластины определяет пропускную способность канала, влияет на выравнивание поля скоростей по сечению канала и, тем самым, на полноту использования теплообменной поверхности пластины.

Сложная геометрическая форма межпластинных каналов способствует высокой турбулизации потока, интенсивному теплообмену, уменьшению отложений частиц и солей, определяя, в то же время, значительные трудности теоретического изучения процессов гидродинамики и теплопереноса.

По этой причине практически единственным путем изучения этих процессов является экспериментальный. Резко уменьшает объем эксперимента применение известной аналогии переноса тепла и импульса [17], позволяющей по величине гидравлического сопротивления судить об интенсивности теплообмена. Авторам данной работы удалось показать для пластин с гофрами одного типа, но различным углом их наклона (30,45,60 градусов) удовлетворительное соответствие гидравлических потерь данным по теплообмену. Однако для других типов пластин достаточной точности расчета на основе этих результатов получить не удастся.

Коэффициенты гидравлического сопротивления пластинчатых теплообменников намного выше, чем в трубах при одинаковых числах Рейнольдса. Однако скорости течения потоков между пластинами значительно меньше и находятся в пределах от 0.1 до 1 м/с в зависимости от типа пластин и условий эксплуатации. Длина пути, необходимая для достижения требуемой температуры теплоносителя, в пластинчатых теплообменниках во много раз меньше, чем в трубах, так что потери давления в итоге оказываются нередко меньшими, чем в трубчатых теплообменниках.

Гидравлическое сопротивление многоходовых пластинчатых теплообменников отечественного и зарубежного производства, образованных из пластин различного типа, рассчитывается по уравнению вида:

$$\Delta P = \zeta \frac{w^2 \rho}{2} \frac{L_{\Pi}}{d_{\text{э}}} X, \quad (2.1)$$

где  $\zeta$  - условный коэффициент местного сопротивления;  $L_{\Pi}$ ,  $d_{\text{э}}$  - приведенная длина межпластинного канала и его эквивалентный диаметр;  $\rho$  - плотность теплоносителя;  $X$ ,  $w$  - число ходов и скорость движения теплоносителя.

Величиной  $\zeta$  учитываются местное сопротивление на входе и выходе из угловых отверстий пластин и сопротивление по длине канала. Коэффициент местного сопротивления  $\zeta$  зависит от типа пластины и режима движения теплоносителя (числа Рейнольдса  $Re$ ):

$$\zeta = \frac{A_2}{Re^{n_2}} = \frac{A_2}{w^{n_2}} \left( \frac{v}{d_{\text{э}}} \right)^{n_2}, \quad (2.2)$$



где  $A_2, n_2$  - величины, полученные экспериментально для каждого типа пластин;  $\nu$  - кинематическая вязкость теплоносителя.

Подставляя (2.2) в формулу (2.1), получим

$$\Delta P = B_2 X w^{2-n_2}, \quad (2.3)$$

где

$$B_2 = \frac{A_2 \rho}{2} \frac{L_n}{d_3} \left( \frac{\nu}{d_3} \right)^{n_2}. \quad (2.4)$$

Существенную долю общих потерь давления могут составлять потери во входных и выходных патрубках (при скорости теплоносителей в них свыше 2,5 м/с):

$$\Delta P_{ПТР} = \zeta_{ПТР} w_{ПТР}^2 \frac{\rho}{2}, \quad (2.5)$$

где  $\zeta_{ПТР}, w_{ПТР}$  - коэффициент местного сопротивления патрубка и скорость движения теплоносителя в нем. В соответствии с [2]  $\zeta_{ПТР} = 1.5$ .

Зависимость для расчета коэффициентов теплоотдачи от воды к стенке пластины  $\alpha$  в каналах теплообменника идентична зависимости для трубчатых теплообменников и имеет вид:

$$Nu = A_1 Re^{n_1} Pr^{m_1} \left( \frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^l \quad (2.6)$$

или

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_3} A_1 \left( \frac{w d_3}{\nu} \right)^{n_1} Pr^{m_1}, \quad (2.7)$$

где  $Nu, Re, Pr$  - числа подобия Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля;  $A_1, n_1, m_1, l$  - опытные величины, полученные экспериментально для каждого типа пластин и режима движения;  $\lambda, \nu$  - коэффициенты теплопроводности и кинематической вязкости теплоносителя.

Для большинства случаев можно принять  $m_1 = 0.4$ , а последним сомножителем в формуле (2.6) можно пренебречь, не рискуя допустить существенную ошибку. Это обусловлено тем обстоятельством, что в практических расчетах приходится, во-первых, округлять число ходов и пластин до целого числа, а во-вторых имеет место значительная неопределенность величины термического сопротивления загрязняющих отложений. Это делает нецелесообразным учет факторов, мало влияющих на теплоотдачу.

Для удобства расчета коэффициента теплоотдачи, особенно при нескольких значениях скоростей теплоносителя, формулу (2.7) целесообразно привести к виду:

$$\alpha = B_1 w^{n_1}, \quad (2.8)$$

где

$$B_1 = A_1 \frac{\lambda}{d_3} \left( \frac{d_3}{\nu} \right)^{n_1} Pr^{0.4} \quad (2.9)$$

- коэффициент, включающий в себя постоянные величины и теплофизические характеристики теплоносителя, практически постоянные для рассчитываемого температурного режима.

Термические сопротивления теплопроводности, как и в трубчатых теплообменниках, состоят из нескольких величин:

$$R_z = R_x + R_r + R_{CT}, \quad (2.10)$$

где  $R_x, R_r$  - термические сопротивления теплопроводности слоев загрязнений со стороны нагреваемого и греющего теплоносителей;  $R_{CT}$  - термическое сопротивление толщины стенки пластины.

$$R_{CT} = \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}}, \quad (2.11)$$

где  $\delta_{CT}, \lambda_{CT}$  - толщина и коэффициент теплопроводности материала стенки. Обычно это листовая нержавеющая сталь толщиной 0.5, 0.8, или 1.0 мм, с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_{CT} = 153 \text{ Вт/(мК)}$ .

Конкретные величины термических сопротивлений отложений накипи и других загрязнений выбираются по справочным данным в зависимости от степени очистки теплоносителей, температуры и скорости их движения.

Связь коэффициента теплопередачи  $k$  в пластинчатом теплообменнике с частными термическими сопротивлениями определяется выражением:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_x} + \frac{1}{\alpha_r} + R_z = \frac{1}{\alpha_x}(1+a) + R_z, \quad (2.12)$$

где соотношение коэффициентов теплоотдачи:

$$a = \frac{\alpha_x}{\alpha_r}. \quad (2.13)$$

С учетом (2.8):

$$\frac{1}{k} = \frac{1+a}{B_{1X} w_X^{n_1}} + R_z. \quad (2.14)$$

Подстановкой (2.8) в (2.13) получим:

$$a = \frac{B_{X1}}{B_{r1}} \left( \frac{w_X}{w_r} \right)^{n_1}. \quad (2.15)$$

Важной расчетной характеристикой является соотношение теплоемкостей потоков теплоносителей:

$$W_X = \frac{G_X c_X}{G_r c_r}, \quad (2.16)$$

где  $G_X, G_r, c_X, c_r$  - массовые расходы и удельные массовые теплоемкости холодного и горячего теплоносителей.

Для смежных межпластинных каналов соотношение теплоемкостей:

$$W_x^1 = \frac{w_x f_l \rho_x c_x}{w_\Gamma f_l \rho_\Gamma c_\Gamma} \quad (2.17)$$

где  $f_l$  – площадь сечения межпластинного канала.

При симметричной схеме движения теплоносителей соотношение теплоемкостей теплоносителей для смежных каналов равно соотношению для теплообменника в целом, т.е.:

$$W_x^1 = W_x$$

Несущественное различие средних плотностей и удельных теплоемкостей греющего и нагреваемого теплоносителей позволяют с незначительной погрешностью принять:

$$W_x = \frac{w_x}{w_\Gamma} \quad (2.18)$$

$$\text{и, соответственно,} \quad a = \frac{B_{x1}}{B_{\Gamma1}} (W_x)^{n_1}. \quad (2.15a)$$

При выполнении конструкторского расчета водонагревателя обычно заданными величинами являются не скорости, а допустимые потери давления в теплообменнике по каждому теплоносителю, поэтому целесообразно величину  $a$  определить по этим потерям.

Из (2.3), в предположении симметричной схемы движения теплоносителей следует:

$$\frac{\Delta P_x}{\Delta P_\Gamma} = \frac{B_{x2}}{B_{\Gamma2}} \left( \frac{w_x}{w_\Gamma} \right)^{2-n_2}, \quad (2.19)$$

откуда

$$\frac{w_x}{w_\Gamma} = W_x = \left( \frac{\Delta P_x B_{\Gamma2}}{\Delta P_\Gamma B_{x2}} \right)^{\frac{1}{2-n_2}}, \quad (2.20)$$

или

$$W_x = w_x \left( \frac{B_{\Gamma2}}{\Delta P_\Gamma \cdot D} \right)^{\frac{1}{2-n_2}} \quad (2.21)$$

и далее из (2.15) и (2.20) получаем:

$$a = \frac{B_{x1}}{B_{\Gamma1}} \left( \frac{\Delta P_x B_{\Gamma2}}{\Delta P_\Gamma B_{x2}} \right)^{\frac{n_1}{2-n_2}}, \quad (2.22)$$

или

$$a = \frac{B_{x1}}{B_{\Gamma1}} w_x^{n_1} \left( \frac{B_{\Gamma2}}{\Delta P_\Gamma} \right)^{\frac{n_1}{2-n_2}}. \quad (2.22a)$$

При использовании в качестве греющего теплоносителя насыщенного пара и температурном напоре между пленкой конденсата и стенкой пластины более  $10^\circ\text{C}$  коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле вида:

$$Nu_K = A_3 \text{Re}_K^{n_3} \text{Pr}_K^{0.4}. \quad (2.23)$$

Здесь число Рейнольдса:

$$\text{Re}_K = \frac{qL_{II}}{r\rho_K\nu_K}, \quad (2.24)$$

где  $q$  - плотность теплового потока;  $r, \rho_K, \nu_K$  - удельная теплота конденсации, плотность и коэффициент кинематической вязкости конденсата при температуре конденсации. Приведенная длина канала  $L_{II}$  принята в качестве характерного размера.

Плотность теплового потока:

$$q = \alpha_K \Delta t = \frac{\alpha_K \Delta t}{a} = \frac{Q}{F}, \quad (2.25)$$

где  $\alpha_K = \alpha_{\Gamma}$  - коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к стенке пластины (т.е. от греющего теплоносителя);  $\Delta t = t_{II} - t_{CT}$  - температурный напор между стенкой и пленкой конденсата;  $Q, F$  - тепловая нагрузка и поверхность теплообмена водонагревателя.

С учетом (2.24) и (2.25) выражение (2.23) может быть представлено в виде:

$$\frac{\alpha_K L_{II}}{\lambda_K} = A_3 \left( \frac{\alpha_K \Delta t}{r} \frac{L_{II}}{\rho_K \nu_K} \right)^{n_3} \text{Pr}_K^{0.4}, \quad (2.26)$$

откуда

$$\alpha_K = B_{\Gamma 3} \Delta t^{\frac{n_3}{1-n_3}}, \quad (2.27)$$

где

$$B_{\Gamma 3} = \frac{(A_3 \lambda_K)^{\frac{1}{1-n_3}}}{L_{II}} (r \rho_K \nu_K)^{\frac{n_3}{n_3-1}} \text{Pr}_K^{\frac{0.4}{1-n_3}}. \quad (2.28)$$

Коэффициентом  $B_{\Gamma 3}$  учитывается определяющий конструктивный параметр пластины  $L_{II}$  и теплофизические свойства пленки конденсата.

Плотность теплового потока с учетом (2.27):

$$q = B_{\Gamma 3} \Delta t^{\frac{1}{1-n_3}}. \quad (2.29)$$

При температурном напоре  $\Delta t_K \leq 10^\circ \text{C}$  коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по формуле:

$$\alpha_{K10} = 1.15 \left( \frac{\lambda_K^3 \rho_K r g}{\nu_K L_{II} \Delta t_K} \right)^{n_4} = B_{\Gamma 4} \Delta t_{K10}^{-n_4}, \quad (2.30)$$

и соответственно плотность теплового потока:

$$q = B_{\Gamma 4} \Delta t_{K10}^{1-n_4}, \quad (2.31)$$

где  $B_{\Gamma 4}$  - комплекс, учитывающий теплофизические свойства теплоносителя и определяющий конструктивный параметр пластины  $L_{II}$ .

$$B_{\Gamma^4} = 1.15 \left( \frac{\lambda_K^3 \rho_K r g}{\nu_K L_{II}} \right)^{n_4}. \quad (2.32)$$

Величины коэффициентов и показатели степени, используемые в приведенных формулах, а также конструктивные характеристики некоторых типов отечественных пластин приведены в приложении 4.

На поверхности пластин в процессе эксплуатации образуется слой загрязнений (отложений), термическое сопротивление которого ухудшает теплопередачу.

Загрязнения могут быть результатом кристаллизации солей жесткости, суспендирования и прилипания к поверхности продуктов коррозии и других микрочастиц.

В водонагревателях систем теплоснабжения основными компонентами загрязнений являются карбонат и сульфат кальция, силикаты, оксиды железа. Отложения, содержащие сульфат и силикат кальция характеризуются повышенной твердостью и прочностью соединения с поверхностью. Слой загрязнений формируется в течение некоторого промежутка времени и его характеристики зависят от скорости и температуры потока, температуры и шероховатости теплообменной поверхности, от концентрации загрязняющих веществ в воде. Повышенная турбулентность потоков теплоносителей, характерная для пластинчатых теплообменников, уменьшает интенсивность образования отложений, но и в этом случае их толщина может возрастать достаточно быстро при совместном “благоприятном” влиянии определяющих факторов.

С увеличением толщины отложений сечение межпластинного канала уменьшается, скорость движения теплоносителя возрастает и при некоторой ее величине дальнейшее нарастание отложений прекращается, приближаясь к асимптотической величине.

Для определения среднего за межпромысловый период коэффициента теплопередачи принимается расчетная величина толщины отложений или термического сопротивления, приведенная в приложении 5. В соответствии с расчетами, выполненными рядом авторов, высокая турбулизация потоков теплоносителей в межпластинных каналах способствует уменьшению отложений в них в 4-5 раз по сравнению с трубчатыми.

В соответствии с назначением водонагревателей расход нагреваемой воды является основным потоком, величина и температура которого обусловлена соответствующим расчетом, например, системы отопления или горячего водоснабжения. Величины расхода и конечной температуры греющего теплоносителя как вспомогательного потока могут изменяться, обеспечивая, однако, нагрев основного потока воды до заданной температуры.

Допустимые потери давления по «холодному» и греющему теплоносителям  $\Delta P_{х.д}$  и  $\Delta P_{г.д}$ , могут быть установлены по техническим или технико-экономическим соображениям.

Очевидна целесообразность использования располагаемых потерь давления на интенсификацию теплообмена, однако в полной мере это может быть реализовано лишь по одному теплоносителю, как правило, основному.

По вспомогательному теплоносителю расход и потери давления могут быть вынужденно уменьшены. Это уменьшение связано с тем обстоятельством, что в пластинчатых теплообменниках число каналов для прохода обоих теплоносителей одинаково, и, если оно определяется основным потоком теплоносителя, то, в общем случае, предельные расходы и потери давления обоих теплоносителей не могут быть

использованы полностью одновременно. По этой причине выбор скоростей движения каждого теплоносителя по соответствующей величине допустимых потерь давления не представляется корректным, хотя и встречается в литературе [5,10]. Аналогичное замечание справедливо и по отношению к использованию среднего температурного напора при выборе целесообразной скорости движения теплоносителя по той причине, что этот напор является переменной, зависящей от скорости.

Конструкторский расчет пластинчатого теплообменника связан с выбором скоростей и ходов по каждому теплоносителю, при этом поверхность теплообмена может изменяться практически непрерывно, что позволяет в максимальной степени использовать потенциалы заданных исходных данных.

Наиболее удобна для выполнения такого расчета методика, основанная на применении чисел единиц теплопереноса  $N$  и тепловой эффективности  $E$ , все шире применяющаяся в теплотехнической литературе [5,7,16,19]. Она позволяет определять конечные температуры теплоносителей и тепловую нагрузку по начальным температурам без итераций, неизбежных при расчете с использованием средней разности температур.

Коэффициенты эффективности теплообмена по нагреваемому холодному теплоносителю  $E_X$  и греющему теплоносителю  $E_\Gamma$  определяются по следующим зависимостям:

$$E_X = \frac{t_{X2} - t_{X1}}{t_{\Gamma1} - t_{X1}}, \quad E_\Gamma = \frac{t_{\Gamma1} - t_{\Gamma2}}{t_{\Gamma1} - t_{X1}}, \quad (2.33)$$

где  $t_{X1}, t_{\Gamma1}, t_{X2}, t_{\Gamma2}$  - начальные и конечные температуры холодного и горячего теплоносителей.

Соответственно тепловую нагрузку теплообменника можно рассчитать по формуле:

$$Q = E_X (t_{\Gamma1} - t_{X1}) G_X c_X. \quad (2.34)$$

Коэффициент эффективности является функцией числа единиц теплопереноса  $N$ , соотношения теплоемкостей потоков теплоносителей  $W$  схемы относительного движения теплоносителей. Он может быть рассчитан по гидродинамическим условиям теплообмена, а затем по начальным температурам теплоносителей могут быть определены искомые конечные температуры.

Число единиц теплопереноса по основному теплоносителю:

$$N_X = \frac{kF}{G_X c_X}, \quad (2.35)$$

где  $k, F$  - коэффициент теплопередачи и теплообменная поверхность;  $G_X, c_X$  - массовый расход и удельная теплоемкость нагреваемого теплоносителя.

Подставляя (2.12) и (2.8) в (2.30), получим:

$$\frac{1}{N_X} = \left[ \frac{1+a}{B_{1X} w_X^{n_1}} + R_Z \right] \frac{G_X c_X}{F}. \quad (2.36)$$

Так как каждый канал ограничен двумя пластинами, то полная теплообменная поверхность многоходового пластинчатого теплообменника определяется выражением:

$$F = 2F_1 n_k X = n_{nl} F_1, \quad (2.37)$$

и массовый расход теплоносителя  $G$  в межпластинных каналах можно выразить зависимостью:

$$G = w f_1 n_k \rho = \frac{w f_1 \rho n_{nl}}{2X} = \frac{w f_1 \rho F}{2X F_1}, \quad (2.38)$$

где  $f_1, n_k$  - площадь живого сечения одного канала и число каналов в пакете пластин (одном ходу);  $\rho$  - плотность теплоносителя;  $n_{nl}$  - число пластин в теплообменнике;  $F_1$  - поверхность теплообмена одной пластины;  $X$  - число пакетов (ходов) по данному теплоносителю.

Из (2.33), получим скорость потока теплоносителя:

$$w = \frac{2GX F_1}{F f_1 \rho}, \quad (2.39)$$

Подставив величину расхода нагреваемого теплоносителя в (2.31), получим:

$$\frac{1}{N_x} = \left( \frac{1+a}{B_{x1} w_x^{n_1}} + R_z \right) \frac{f_1 c_x \rho_x w_x}{2F_1 X_x}, \quad (2.40)$$

где  $X_x$  - число ходов по нагреваемому теплоносителю.

Величина скорости основного теплоносителя  $w_x$  в межпластинных каналах должна, с одной стороны, обеспечивать необходимый теплообмен, а с другой - не приводить к превышению допустимых потерь давления  $\Delta P_{x.d}$ .

Допустимое число ходов нагреваемого теплоносителя по последнему условию следует из (2.3):

$$X_x = \frac{\Delta P_{x.d}}{B_{x2} w_x^{2-n_2}}. \quad (2.41)$$

Подставляя (2.41) в (2.40), получим:

$$\frac{1}{N_x} = \left( \frac{1+a}{B_{x1} w_x^{n_1}} + R_z \right) \frac{B_{x2} w_x^{3-n_2} f_1 c_x \rho_x}{2\Delta P_{x.d} F_1}. \quad (2.42)$$

Решение данного уравнения относительно скорости движения теплоносителя  $w_x$  позволяет найти ее величину, удовлетворяющую заданным условиям по теплообмену и гидравлическому сопротивлению.

В общем случае, число ходов каждого теплоносителя может быть различным, т. е.  $X_x \neq X_\Gamma$ . Такая «несимметричная» схема движения теплоносителей позволяет более гибко использовать заданные величины допустимых потерь давления и расхода вспомогательного теплоносителя, особенно когда величины  $\Delta P_{x.d}$  и  $\Delta P_{\Gamma.d}$  существенно различны. Поэтому целесообразно после расчета величины поверхности

теплообмена и количества пластин  $n_{nl}$  по условиям основного теплоносителя определить количество ходов греющего теплоносителя  $X_\Gamma$ .

Подставляя в (2.3) скорость греющего теплоносителя  $w_\Gamma$  по (2.34), получим:

$$\Delta P_\Gamma = B_{\Gamma 2} X_\Gamma \left( \frac{2G_\Gamma X_\Gamma}{\rho_\Gamma n_{nl} f_1} \right)^{2-n_2}, \quad (2.43)$$

откуда, исходя из допустимой величины потерь давления  $\Delta P_{\Gamma,Д}$ , число ходов рассчитывается по формуле:

$$X_\Gamma = \left( \frac{\Delta P_{\Gamma,Д}}{B_{\Gamma 2}} \right)^{\frac{1}{3-n_2}} \left( \frac{\rho_\Gamma n_{nl} f_1}{2G_\Gamma} \right)^{\frac{2-n_2}{3-n_2}}. \quad (2.44)$$

Различное соотношение числа ходов  $X_X$  и  $X_\Gamma$  обуславливает необходимость применения различных зависимостей для расчета коэффициентов тепловой эффективности.

В простейшем случае  $X_X = X_\Gamma$  (см. рис.5), в этом случае по всем ходам принимается противоточная или прямоточная схема движения. Коэффициент эффективности по холодному теплоносителю при противоточном движении  $E_{X,ПВ}$  рассчитывается по формуле:

$$E_{X,ПВ} = \frac{1 - \exp(N_X W_X - N_X)}{1 - W_X \exp(N_X W_X - N_X)}. \quad (2.45)$$

Коэффициент эффективности при прямоточной схеме движения теплоносителей:

$$E_{X,ПМ} = \frac{1 - \exp(-N_X W_X - N_X)}{1 + W_X}. \quad (2.46)$$

При одинаковой теплоемкости потоков, т.е. при  $W_X = 1$ , получаем:

$$E_{X,ПВ} = \frac{N_X}{1 + N_X}, \quad (2.47)$$

$$E_{X,ПМ} = \frac{1 - \exp(-2N_X)}{2}. \quad (2.48)$$

При неизменной теплоемкости потока греющего теплоносителя, что имеет место, например, при конденсации пара в паровых водонагревателях, коэффициент эффективности определяется по формуле:

$$E_{X,К} = 1 - e^{-N_X}. \quad (2.49)$$

Обычно принимается как более эффективная противоточная схема. Из выражения (2.40) число единиц теплопереноса:

$$N_X = \frac{1}{1 - W_X} \ln \frac{1 - W_X E_{X,ПВ}}{1 - E_{X,ПВ}}. \quad (2.50)$$



При однокходовой схеме движения, т.е. при  $X_X = X_G = 1$ , скорость нагреваемого теплоносителя  $w_X$  является единственной независимой переменной, определяющей требуемую эффективность нагрева. Подставляя (2.50) в (2.42) получим уравнение для определения этой скорости:

$$\frac{1 - W_X}{\ln \frac{1 - W_X E_{X.ПВ}}{1 - E_{X.ПВ}}} = \left( \frac{1 + a}{B_{X1} w_X^{n_1}} + R_z \right) \frac{f_1 c_X \rho_X w_X}{2 F_1 X_X}, \quad (2.51)$$

где величины  $W_X$  и  $a$ , в соответствии с выражениями (2.21) и (2.22а) включают в себя искомую переменную  $w_X$ .

Если хотя бы по одному теплоносителю число ходов равно 1, а по другому - произвольное, то в такой схеме можно выделить блоки с прямоточным и противоточным движением. Соотношение теплоемкостей потоков теплоносителей  $W_X^1$  для одного блока будет, очевидно, отличаться от соотношения для теплообменника в целом.

Поскольку скорость движения каждого теплоносителя во всех каналах теплообменника одинакова, то соотношение теплоемкостей потоков для двух соседних каналов равно соотношению для каждого отдельного хода  $W^1$ .

В соответствии с (2.34) массовый расход теплоносителя, проходящего через сечение одного канала:

$$g = w f_1 \rho = \frac{2 X G}{n_{ni}}, \quad (2.52)$$

а соотношение теплоемкостей потоков для каждого хода по холодному теплоносителю:

$$W_X^1 = \frac{g_X c_X}{g_G c_G} = \frac{w_X}{w_G} = \frac{G_X c_X X_X}{G_G c_G X_G}, \quad (2.53)$$

а по горячему:

$$W_G^1 = \frac{1}{W_X^1}. \quad (2.53a)$$

Одинаковый гидродинамический режим определяет равную величину коэффициента теплопередачи по всем ходам, поэтому общее число единиц теплопереноса распределяется равномерно по всем ходам и для одного хода по холодному теплоносителю составит:

$$N_X^1 = \frac{N_X}{X_X} = \frac{k F}{G_X c_X X_X}, \quad (2.54)$$

а по горячему:

$$N_G^1 = N_X^1 W_X^1. \quad (2.54a)$$

Рассматриваемая схема движения теплоносителей в пластинчатом теплообменнике соответствует схеме последовательного соединения теплообменных аппаратов по одному теплоносителю, и параллельного - по другому. В такой схеме коэффициент

эффективности для теплоносителя с многоходовым движением в соответствии с [7] определяется выражением:

$$E = 1 - (1 - E_{ПВ}^1)^{X-r} (1 - E_{ПМ}^1)^r, \quad (2.55)$$

где  $E_{ПВ}^1$ ,  $E_{ПМ}^1$  - коэффициенты эффективности одного противоточного и прямоточного хода теплообменника;  $r$  - количество четных ходов;  $X$  - полное число ходов многоходового теплоносителя.

Коэффициенты эффективности ходов соответственно равны:

$$E_{ПВ}^1 = \frac{1 - \exp(-N^1 + N^1 W^1)}{1 - W^1 \exp(-N^1 + N^1 W^1)}, \quad (2.56)$$

$$E_{ПМ}^1 = \frac{1 - \exp(-N^1 - N^1 W^1)}{1 + W^1}. \quad (2.57)$$

В соответствии со следующим уравнением теплового баланса:

$$E_X(t_{Г1} - t_{Х1})G_X c_X = E_G(t_{Г1} - t_{Х1})G_G c_G, \quad (2.58)$$

пересчет коэффициента эффективности с одного теплоносителя на другой выполняется по формуле:

$$E_X W_X = E_G. \quad (2.59)$$

#### 4.2 РАСЧЕТ ВОДОНАГРЕВАТЕЛЯ ПО ДОПУСТИМЫМ ПОТЕРЯМ ДАВЛЕНИЯ И РАСХОДУ ГРЕЮЩЕГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Целесообразность использования располагаемых давлений теплоносителей на интенсификацию теплообмена очевидна, поскольку она приводит к уменьшению теплообменной поверхности и стоимости теплообменника.

Такая задача является типичной для водонагревателей, устанавливаемых в тепловых пунктах централизованных систем теплоснабжения. Располагаемый перепад давлений в подающей и обратной магистралях тепловой сети в месте установки водонагревателя представляет собой допустимую величину потерь давления греющего теплоносителя  $\Delta P_{Г.Д}$ .

Расход нагреваемого теплоносителя  $G_X$  определяется расчетом системы отопления, горячего водоснабжения, а для технологического водонагревателя - требованиями технологии. Величина допустимой потери давления  $\Delta P_{Х.Д}$  обусловлена установленным насосным оборудованием и потерями давления в контуре циркуляции данного теплоносителя.

Логикой расчета предусматривается определение поверхности теплообмена прежде всего исходя из заданных условий по основному, т.е. нагреваемому теплоносителю. При этом обязательными для обеспечения являются расход и конечная температура нагреваемого теплоносителя, тогда как располагаемые потери давления по обоим теплоносителям и расход греющего теплоносителя в результате расчета могут оказаться недоиспользованными.

*Последовательность расчета.*

1. Находится требуемый коэффициент эффективности нагрева холодного теплоносителя  $E_{х.пв}$  по формуле (2.33).
2. Определяется минимально возможное соотношение теплоемкостей потоков теплоносителей  $W_x$  для теплообменника в целом по (2.16).
3. Принимая противоточную схему движения теплоносителей, по (2.45) определяется число единиц теплопереноса  $N_x$ , обеспечивающее требуемую величину коэффициента эффективности  $E_{х.пв}$ .
4. Вычисляются комплексы величин  $B_{x1}, B_{x2}, B_{г1}, B_{г2}$  по (2.9) и (2.4).
5. По справочным данным (или приложению 2) принимаются расчетные величины термического сопротивления загрязнений  $R_x, R_g$  со стороны нагреваемого и греющего теплоносителей, определяются по (2.11) термическое сопротивление  $R_{ст}$ , а по (2.10) -  $R_z$ .
6. По справочным данным для выбранного типа пластин определяются диаметры патрубков теплоносителей, скорости движения теплоносителей в них по величинам расходов, (по греющему теплоносителю - ориентировочно), и, если скорости превышают 2.5 м/с, то по (2.5) находятся потери давления в патрубках и соответственно уменьшаются допустимые потери в теплообменнике  $\Delta P_{х.д}, \Delta P_{г.д}$ .
7. Вычисляется ожидаемое соотношение коэффициентов теплоотдачи  $a$  в предположении симметричной схемы движения по (2.15а).
8. Из уравнения (2.42) находится скорость движения нагреваемого теплоносителя в межпластинных каналах  $w_x$ , при которой обеспечиваются требуемое число единиц теплопереноса  $N_x$  и допустимые потери давления  $\Delta P_{х.д}$ .
9. Определяется число ходов  $X_x$  нагреваемого теплоносителя по (2.3), которое округляется до целого числа. Округление  $X_x$  в большую сторону до  $X_{х.б}$  приведет к увеличению длины пути теплоносителя в теплообменнике и, к необходимости уменьшения скорости по условию не превышения допустимых потерь давления  $\Delta P_{х.д}$ . Уменьшение скорости будет сопровождаться повышением числа единиц теплопереноса и температуры  $t_{х2}$  нагреваемого теплоносителя.
- Округление в меньшую сторону до  $X_{х.м}$  приведет к уменьшению длины пути теплоносителя и его недогреву. Поэтому необходимо соответственно уменьшить скорость теплоносителя  $w_x$ , увеличивая число единиц теплопереноса  $N_x$  по условию обеспечения требуемой температуры  $t_{х2}$ .
- Используемая часть допустимых потерь давления  $\Delta P_{х.д}$  при этом уменьшится.
10. По величинам  $X_{х.м}, X_{х.б}$  определяются соответствующие скорости движения нагреваемого теплоносителя  $w_{х.м}$  по зависимости (2.40) и  $w_{х.б}$  по (2.3).
11. По (2.38) рассчитываются поверхности теплообменника  $F_m$  и  $F_b$ , для дальнейшего расчета принимаются число ходов и скорость нагреваемого теплоносителя, соответствующие меньшей величине поверхности.
12. По принятым величинам  $w_x, X_x$  определяется число каналов в пакете  $n_{х.к}$  для движения холодного теплоносителя и также округляется до целого числа с последующим уточнением величины скорости  $w_x$ , числа пластин  $n_{пл}$  и поверхности теплообмена по (2.38).
13. Находится число ходов греющего теплоносителя  $X_g$  по (2.44), обусловленное величиной допустимых потерь давления  $\Delta P_{г.д}$  и числом пластин.

При  $X_r > 1$  число ходов округляется до целого числа в большую ( $X_{r.б}$ ) и в меньшую сторону ( $X_{r.м}$ ), находятся скорости  $w_{r.б}$  по (2.3) и  $w_{r.м}$  по (2.39). Округление в большую сторону соответствует полному использованию допустимых потерь давления  $\Delta P_{r.д}$  и уменьшенному расходу греющего теплоносителя, что не всегда допустимо и целесообразно.

*При расчете теплообменника – охладителя деаэрированной воды весь ее расход должен быть пропущен через теплообменник, поэтому принимается округление только в меньшую сторону, при этом используется лишь часть допустимых потерь давления.*

15. По величинам полученных скоростей движения теплоносителей  $w_x, w_{r.м}, w_{r.б}$  рассчитываются коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_x, \alpha_{r.м}, \alpha_{r.б}$  по (2.8), коэффициенты теплопередачи  $k_m, k_b$  по (2.12), соотношение теплоемкостей потоков теплоносителей в каналах  $W_{x.м}^1, W_{x.б}^1$  по (2.17), число единиц теплопереноса  $N_{x.м}, N_{x.б}$  по (2.35); уточняются величины расхода  $G_{r.м}, G_{r.б}$  по (2.38) и гидравлических потерь  $\Delta P_{r.м}, \Delta P_{r.б}$  по (2.3).

16. Сравниваются между собой числа ходов  $X_x$  и  $X_r$  и в зависимости от их соотношения, возможны симметричные и несимметричные схемы движения, т.е. с равным числом ходов теплоносителей и с различным. При  $X_x = X_r$  реализуется симметричная, обычно противоточная схема движения теплоносителей, расчет которой выполняется далее по п.16.1-16.2.

Несимметричная схема с  $X_x = 1$  и  $X_r \neq 1$  рассчитывается по п.17.1-17.6, схема с  $X_x \neq 1$  и  $X_r = 1$  - по п.18.1 - 18.5.

16.1 Рассчитывается коэффициент эффективности нагрева холодного теплоносителя  $E_{x.пв}$  по (2.45).

16.2 Определяется расчетная конечная температура теплоносителя  $t_{x2}$  по (2.33).

17. При несимметричной схеме с одноходовым движением по нагреваемому теплоносителю, т.е. при  $X_x = 1$ , одна часть ходов греющего теплоносителя оказывается противоточной, а другая - прямоточной, коэффициенты эффективности которых различны.

17.1 Рассчитывается число единиц теплопереноса  $N_x^1$ , приходящееся на один ход греющего теплоносителя по (2.54), и соотношение теплоемкостей потоков в соседних каналах  $W_x^1$  по (2.53).

17.2 Принимается число ходов  $r$  с прямотоком (четные ходы), и с противотоком  $X - r$  (нечетные ходы).

17.3 По (2.54а) и по (2.53а) находятся величины  $N_r^1, W_r^1$ , определяющие охлаждение греющего теплоносителя в ходах теплообменника.

17.4 Рассчитываются коэффициенты эффективности охлаждения греющего теплоносителя в прямоточном ходу по (2.57) и в противоточном ходу по (2.56).

17.5 Определяется коэффициент эффективности охлаждения теплоносителя  $E_r$  по (2.55), а по (2.59) пересчитывается в коэффициент эффективности нагрева холодного теплоносителя  $E_x$ .

17.6 По (2.33) рассчитывается температура нагретого теплоносителя  $t_{x2}$ .

При несимметричной схеме движения потоков теплоносителей с однокходовым движением по греющему теплоносителю ( $X_r = 1$ ) одна часть ходов нагреваемого теплоносителя также является прямоточной, а другая - противоточной.

18.1 Определяется число единиц теплопереноса  $N_X^1$ , приходящееся на один ход нагреваемого теплоносителя по (2.54).

18.2 Принимается число ходов  $r$  с прямотоком (четные ходы), и с противотоком  $X_X - r$  (нечетные ходы).

18.3 Рассчитываются коэффициенты эффективности нагрева холодного теплоносителя в прямоточном ходу по (2.57) и в противоточном по (2.56).

18.4 Определяется коэффициент эффективности нагрева  $E_X$  для теплообменника в целом по (2.55).

18.5 По (2.33) рассчитывается температура нагретого теплоносителя  $t_{X2}$ .

19. Полученные результаты, соответствующие скоростям движения греющего теплоносителя  $w_{Г.М}$  и  $w_{Г.Б}$ , сравниваются между собой и выбирается предпочтительный вариант.

Если же нагреваемый теплоноситель существенно не догревается до заданной температуры, то теплообменник следует пересчитать, увеличивая последовательно число каналов в пакете.

Следует отметить, что добиваться абсолютного соответствия расчетной температуры нагретой воды заданной величине нецелесообразно, поскольку реальные условия эксплуатации не выдерживаются точно, оказывают влияние неучтенные факторы (фактическая интенсивность загрязнений), применяется регулирование.

### *Пример расчета*

Рассчитать пластинчатый водонагреватель с пластинами типа 0.5 для системы отопления на следующие условия:

- расходы теплоносителей:

$$G_X = 6.5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; G_{Г.Д} = 10 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

- температуры теплоносителей:  $t_{X1} = 70^\circ \text{C}, t_{X2} = 105^\circ \text{C}, t_{Г1} = 130^\circ \text{C}$ ;

- допустимые потери давления:

$$\Delta P_{X.Д}^\circ = 0.8 \cdot 10^5 \text{ Па}, \Delta P_{Г.Д}^\circ = 1 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

- технические характеристики пластины:

$$F_1 = 0.5 \text{ м}^2, f_1 = 0.003 \text{ м}^2, d_3 = 0.0096 \text{ м}, \delta_{СТ} = 0.0005 \text{ м},$$

$$L_{П} = 0.84 \text{ м}, D_{ПАТР} = 0.2 \text{ м};$$

- теплофизические свойства теплоносителей при их средних температурах  $t_{X.СР} = 87.5^\circ \text{C}, t_{Г.СР} = 120^\circ \text{C}$ :

$$\rho_X = 965 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \nu_X = 0.326 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}, \lambda_X = 0.68 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}},$$

$$\text{Pr}_X = 1.95;$$

$$\rho_{Г} = 943.1 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \nu_{Г} = 0.252 \frac{\text{м}^2}{\text{с}}, \lambda_{Г} = 0.686 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}},$$

$$\text{Pr}_{Г} = 1.47;$$

- термическое сопротивление слоев загрязнений со стороны обоих теплоносителей:

$$R_x + R_{\Gamma} = 0.4 \cdot 10^{-4} \frac{m^2 K}{Bm}.$$

- коэффициенты расчетных уравнений:  
 $A_1 = 0.135$ ;  $A_2 = 28.8$ ;  $n_1 = 0.73$ ;  $n_2 = 0.25$ .

### **Результаты расчета**

1. Требуемый коэффициент эффективности теплообменника по нагреваемому теплоносителю:

$$E_x = 0.583$$

2. Минимально возможное соотношение теплоемкостей потоков теплоносителей:

$$W_x = 0.65$$

3. Число единиц теплопереноса по нагреваемому теплоносителю:

$$N_x = 1.14$$

4. Расчетные комплексы величин:

$$B_{x1} = 22.86 \frac{\kappa Bm}{m^2 K} \left( \frac{c}{m} \right)^{0.73}$$

$$B_{\Gamma 1} = 24,8 \frac{\kappa Bm}{m^2 K} \left( \frac{c}{m} \right)^{0.73}$$

$$B_{x2} = 92.9 \kappa Pa \left( \frac{c}{m} \right)^{1.75},$$

$$B_{\Gamma 2} = 85,1 \kappa Pa \left( \frac{c}{m} \right)^{1.75}$$

5. Термическое сопротивление стенки пластины:

$$R_{CT} = 0.327 \cdot 10^{-4} \frac{m^2 K}{Bm},$$

общее термическое сопротивление загрязнений и стенки пластины:

$$R_z = 0.727 \cdot 10^{-4} m^2 K / Bm$$

6. Скорости теплоносителей в патрубках теплообменника:

$$w_{x.ПАР} = \frac{6.5}{965 \cdot 0.785 \cdot 0.1^2} = 0.86 \frac{m}{c},$$

$$w_{\Gamma.ПАР} = \frac{10}{943 \cdot 0.785 \cdot 0.1^2} = 1.35 \frac{m}{c},$$

гидравлическое сопротивление патрубков:

$$\Delta P_{X.ПДП} = 1.5 \cdot 0.86^2 \cdot \frac{965}{2} = 0.54 \text{ кПа} ;$$

$$\Delta P_{Г.ПДП} = 1.5 \cdot 1.35^2 \cdot \frac{943}{2} = 1.29 \text{ кПа} ;$$

располагаемые потери давления по трактам теплоносителей:

$$\Delta P_{X.Д} = 0.8 \cdot 10^5 - 540 = 0.795 \cdot 10^5 \text{ Па} ,$$

$$\Delta P_{Г.Д} = 1 \cdot 10^5 - 1.29 \cdot 10^3 = 0.987 \cdot 10^5 \text{ Па} .$$

7. Предполагаемое соотношение коэффициентов теплоотдачи при симметричной схеме движения теплоносителей:

$$a = 0.812$$

8. Скорость нагреваемого теплоносителя, удовлетворяющая условиям требуемого теплообмена и допустимым потерям давления, определяется решением уравнения:

$$\frac{1}{1.14} = \left( \frac{1 + 0.812}{22.86 \cdot w_X^{0.73}} + 0.0727 \right) \frac{12.13 \cdot 92.9 \cdot w_X^{3-0.25}}{79.5} ,$$

откуда  $w_X = 0.67 \frac{\text{м}}{\text{с}} .$

9. Число ходов нагреваемого теплоносителя:

$$X_X = 1,725$$

Принимаем  $X_{X.Б} = 2, X_{X.М} = 1 .$

10. Скорости движения нагреваемого теплоносителя, соответствующие принятым числам ходов:

$$w_{X.Б} = 0.61 \text{ м/с}$$

$$w_{X.М} = 0.25 \frac{\text{м}}{\text{с}} .$$

11. Поверхности теплообмена, соответствующие скоростям:

$$F_M = 9 \text{ м}^2 , F_B = 7.4 \text{ м}^2 .$$

Ориентируясь на меньшую поверхность, для дальнейшего расчета принимаем

$$X_X = 2, w_{XB} = 0.61 \frac{\text{м}}{\text{с}} .$$

12. Число каналов в пакете (одном ходу) нагреваемого теплоносителя:

$$n_{K.X} = 3.68 ,$$

Принимаем

$$n_{K.X} = 4 ,$$

уточняем скорость:

$$w_X = 0.56 \frac{M}{c}.$$

Определяем поверхность теплообмена водонагревателя и число пластин:

$$F = 8m^2, \quad n_{пл} = \frac{8}{0.5} = 16$$

13. Число ходов греющего теплоносителя:

$$X_{Г.} = 1.77.$$

14. Принимаем  $X_{Г.М.}=1$ , чтобы обеспечить проход через теплообменник всего объема деаэрированной воды.

Соответственно скорость греющего теплоносителя:

$$w_{Г.М.} = 0.44 \frac{M}{c}$$

Фактические расходы греющего теплоносителя:

$$G_{Г.М.} = 10. \text{ кг/с}$$

Другие характеристики режима работы водонагревателя:

- коэффициент теплоотдачи со стороны нагреваемого теплоносителя:

$$\alpha_X = 22.86 \cdot 0.56^{0.73} = 14.97 \cong 15 \frac{кВт}{м^2 K};$$

- коэффициенты теплоотдачи со стороны греющего теплоносителя:

$$\alpha_{Г.М.} = 24.8 \cdot 0.44^{0.73} = 13.6 \frac{кВт}{м^2 K}$$

$$\alpha_{Г.Б.} = 24.8 \cdot 0.73^{0.73} = 19.7 \frac{кВт}{м^2 K},$$

- коэффициенты теплопередачи:

$$k_M = 4.69, кВт/м^2 K$$

$$k_B = 5.26, кВт/м^2 K$$

- числа единиц теплопереноса:

$$N_{X.М.} = \frac{4.69 \cdot 8}{6.5 \cdot 4.19} = 1.38, \quad N_{X.Б.} = \frac{5.26 \cdot 8}{6.5 \cdot 4.19} = 1.54,$$

- соотношение теплоемкостей потоков теплоносителей в соседних каналах:

$$W_{X.М.}^1 = \frac{6.5 \cdot 2}{10 \cdot 1} = 1.3, \quad W_{X.Б.}^1 = \frac{6.5 \cdot 2}{8.3 \cdot 2} = 0.785,$$

- гидравлические потери по трактам теплоносителей:

$$\Delta P_{Г.М.} = 85.1 \cdot 0.44^{2-0.25} = 20 \text{ кПа}$$

$$\Delta P_X = 92.9 \cdot 2 \cdot 0.56^{2-0.25} = 67.4 \text{ кПа}.$$

Принятые числа ходов теплоносителей  $X_X = 2, X_{Г.М.} = 1$ , определяют для дальнейшего рассмотрения одну схему с несимметричным движением ( $X_X = 2, X_{Г.М.} = 1$ , пункты методики расчета 18.1-18.5).



18.1 При несимметричной схеме движения число единиц теплопереноса, приходящееся на один ход нагреваемого теплоносителя:

$$N_X^1 = \frac{1.38}{2} = 0.69$$

18.2 Принимаем количество прямоточных ходов  $r = 1$ , количество противоточных ходов  $X - r = 2 - 1 = 1$ .

18.3 Коэффициент эффективности противоточного хода:

$$E_{X.ПВ}^1 = \frac{1 - \exp(-0.69 + 0.69 \cdot 1.38)}{1 - 1.38 \exp(-0.69 + 0.69 \cdot 1.38)} = 0.376, \text{ коэффициент эффективности}$$

прямоточного хода:

$$E_{X.ПМ}^1 = \frac{1 - \exp(-0.69 - 0.69 \cdot 1.38)}{1 + 1.38} = 0.34$$

18.4 Коэффициент эффективности нагрева холодного теплоносителя в теплообменнике:  $E_X = 1 - (1 - 0.376)(1 - 0.34) = 0.59$

18.5 Температура нагретого теплоносителя:

$$t_{x2} = 70 + 0.59(130 - 70) = 105.4$$

Полученные результаты сведены в следующую таблицу.

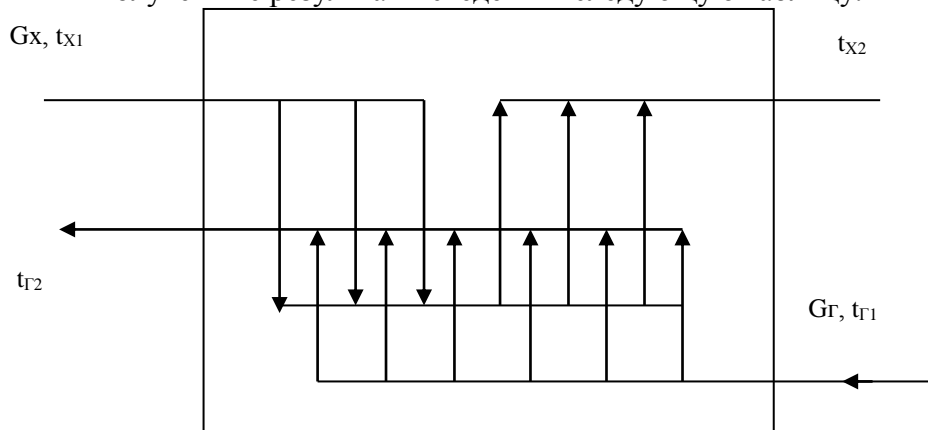


Рис.2 Схема движения теплоносителей

Наименование параметров	Величины параметров	
Число ходов греющего теплоносителя		1
Число ходов нагреваемого теплоносителя		2
Поверхность теплообмена, $m^2$		8
Скорость греющего теплоносителя, $m/c$		0.44
Скорость нагреваемого теплоносителя, $m/c$		0,56
Температура нагретого теплоносителя, $t_{x2}^{\circ}C$		105.4
Потери давления греющего теплоносителя, $кПа$		20

Потери давления нагреваемого теплоносителя, <i>кПа</i>		67.4
Расход греющего теплоносителя, <i>кг/с</i>		10

### 4.3. Расчет деаэратора

Конструктивная схема деаэрационной колонки представлена на рис. 3. Кипящие и некипящие потоки воды поступают на верхнюю ситчатую тарелку колонки; образующаяся смесь воды со средней температурой  $t^{(1)}_{ВХ}$  проходит через отверстия в объем верхнего (первого) отсека колонки. Поверхность струй представляет собой поверхность теплообмена между водой и потоком пара, перекрестно пересекающего струи воды.

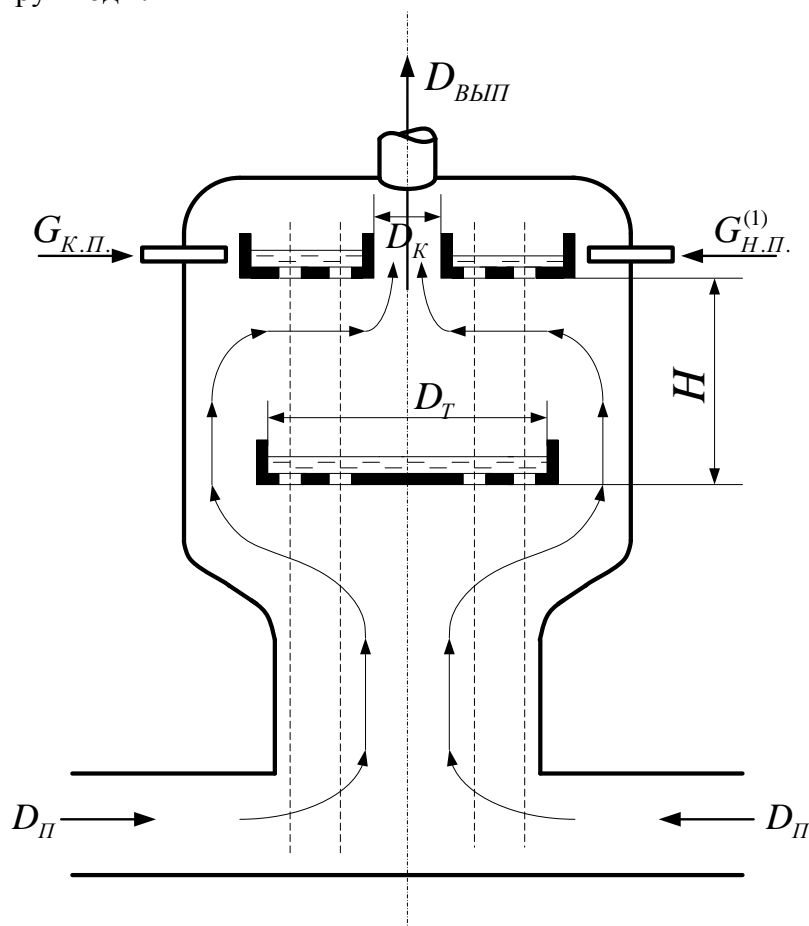


Рис.3 Расчетная схема деаэрационной колонки

Выделяющиеся из воды кислород и углекислый газ с частью пара образуют поток *выпара*, величина которого составляет примерно 0,002 от расхода деаэрируемой воды, который отводится из верхней части колонки.

Струи воды попадают затем на нижерасположенную тарелку нижнего отсека с температурой  $t^{(1)}_{ВЫХ}$ , которая увеличилась за счет конденсации на них пара. Дальнейшее повышение температуры воды происходит в нижнем отсеке с продольным обтеканием струй паром.

#### 4.3.1 Балансовые уравнения

1. Пренебрегая возможными потерями пара, материальный баланс по потокам теплоносителей определяется уравнением

$$D_{Г.П.} + \sum G_{К.П.} + \sum G_{Н.П.} = G_{Д.В.} + D_{ВЫП.}, \quad (4.1)$$

где  $D'_{\Pi}$ ,  $\sum G_{K.П.}$ ,  $\sum G_{H.П.}$ ,  $G_{Д.В.}$ ,  $D_{ВЫП}$  - расходы греющего пара, кипящих и некипящих потоков воды, деаэрированной воды и выпара.

Кипящие потоки  $\sum G_{K.П.}$  представляет собой воду, перегретую относительно температуры насыщения в деаэраторе, поэтому при поступлении в деаэратор, где давление ниже, поток воды вскипает, образуя вторичный пар. Вторичный пар конденсируется на поверхности воды некипящего потока, обеспечивая ее частичный нагрев. Догрев воды до требуемой температуры обеспечивается подачей греющего пара.

Расход греющего пара  $D'_{\Pi}$  обусловлен потребностями на догрев некипящих потоков воды до температуры насыщения в деаэраторе и на компенсацию удаляемого выпара. Расход деаэрированной воды  $G_{Д.В.}$  рассчитывается как сумма заданных потоков воды и сконденсировавшегося на их поверхности греющего пара.

Материальный баланс по удаляемому кислороду и углекислому газу имеет вид

$$G_{HП} \cdot C_{вх.co2} = G_{ДВ} \cdot C_{вых.co2} + D_{вып} \cdot C_{вып.co2},$$

Где  $C_{вх.o2}$ ,  $C_{вых.o2}$ ,  $C_{вып.o2}$  – содержание кислорода в поступающей воде, деаэрированной воде и выпаре; аналогично по углекислому газу

$$G_{HП} \cdot C_{вх.o2} = G_{ДВ} \cdot C_{вых.o2} + D_{вып} \cdot C_{вып.o2},$$

Поверочный расчет деаэрационной колонки заключается в определении температуры воды и концентрации растворенных газов в ней на выходе из верхнего и нижнего отсеков колонки

2. Количество вторичного пара  $D_{ВТ}$  может быть определено из уравнения теплового баланса

$$G_{K.П.} \cdot h_{K.П.} = D_{ВТ} \cdot h_s'' + (G_{K.П.} - D_{ВТ.}) \cdot h_{Д.В.} \quad (4.2)$$

где  $h_{K.П.}$ ,  $h_{Д.В.}$ ,  $h_s''$  - энтальпии кипящей, деаэрированной воды и насыщенного пара при давлении в деаэраторе. Из этого уравнения следует

$$D_{ВТ.} = \frac{G_{K.П.} \cdot (h_{K.П.} - h_{Д.В.})}{h_s'' - h_{Д.В.}} = \frac{G_{K.П.} \cdot (h_{K.П.} - h_{Д.В.})}{r} \quad (4.3)$$

где  $r$  - скрытая теплота парообразования при давлении в деаэраторе.

3. Тепловой поток, передаваемый вторичным и греющим паром и воспринимаемый водой в деаэраторе при нагреве ее до температуры насыщения,

$$Q_{D.} = \sum G_{H.П.} \cdot (h_{H.П.} + h_{Д.В.}) \quad (4.4)$$

$$Q_{Д.} = D_{ВТ.} \cdot r + D_{\Pi.} \cdot (h_{\Pi.} - h_s') \quad (4.5)$$

где  $h_{\Pi.}$ ,  $h_s'$  - энтальпии греющего пара и воды при температуре насыщения в деаэраторе (она равна энтальпии деаэрированной воды  $h_{Д.В.}$ ).

4. Расход греющего пара на догрев воды определяется из уравнений (4.4) и (4.5)

$$D_{\Pi.} = \frac{\sum G_{H.П.} \cdot (h_{Д.В.} - h_{H.П.}) - D_{ВТ.} \cdot r}{h_{\Pi.} - h_s'} \quad (4.6)$$

С учетом компенсации на выпар расход греющего пара составит

$$D_{\Pi.}' = D_{\Pi.} + D_{\text{вып.}} \quad (4.7)$$

Уравнения (4.1), (4.3), (4.6), (4.7) позволяют определить расход деаэрированной воды  $G_{\text{д.в.}}$ .

5. Средняя энтальпия смеси греющего и вторичного пара

$$h_{\Pi.\text{ср.}} = \frac{D_{\Pi.}' h_{\Pi.} + D_{\text{вт.}} h_{\text{с}}}{D_{\Pi.}' + D_{\text{вт.}}} \quad (4.8)$$

6. Расход воды через верхнюю тарелку т. е. поступающей в первый (верхний) отсек

$$G_B^{(1)} = G_{\text{нп.}} + G_{\text{кп.}} - D_{\text{вт.}} \quad (4.9)$$

7. Средняя температура смеси воды на верхней тарелке, с которой она поступает в первый (верхний) отсек,

$$t_{\text{вх}}^{(1)} = \frac{G_{\text{нп.}} t_{\text{нп.}} + (G_{\text{кп.}} - D_{\text{вт.}}) t_{\text{с}}}{G_{\text{нп.}} + G_{\text{кп.}} - D_{\text{вт.}}} \quad (4.10)$$

8. Количество пара, сконденсировавшегося в  $i$ -ом рассчитываемом отсеке,

$$D_{\Pi.}^{(i)} = \frac{G_B^{(i)} (h_{\text{вых.}}^{(i)} - h_{\text{вх.}}^{(i)})}{h_{\Pi.\text{ср.}} - h_{\text{вых.}}^{(i)}} \quad (4.11)$$

где  $G_B^{(1)}, h_{\text{вых.}}^{(1)}, h_{\text{вх.}}^{(1)}$  - расход воды, поступающей в рассчитываемый отсек, ее энтальпия на выходе и входе в отсек.

9. Расход воды на выходе из рассчитываемого отсека и на входе в следующий отсек увеличивается на расход сконденсировавшегося в расчетном отсеке пара:

$$G_B^{(i+1)} = G_B^{(i)} + D_{\Pi.}^{(i)} \quad (4.12)$$

10. Расход пара, поступающего в рассчитываемый отсек,

$$D_{\Pi.}^{(i)} = D_{\Pi.}^{(i-1)} + D_{\Pi.}^{(i)} \quad (4.13)$$

где  $D_{\Pi.}^{(i-1)}$  - расход пара, поступающего в вышерасположенный отсек «транзитом». Для верхнего отсека этот расход равен величине выпара  $D_{\text{вып.}}$ .

#### 4.3.2 Тепломассообмен в струйной деаэрационной колонке

Расчет тепломассообмена в деаэрационной колонке заключается в определении температуры воды и концентрации растворенных газов на выходе из отсеков колонки и расхода греющего пара. Тепловой расчет ведется последовательно, начиная с верхнего отсека.

Длина струи  $L$  принимается равной расстоянию между нижней плоскостью вышерасположенной тарелки и видимым (динамическим) уровнем воды  $h_2$  на нижерасположенной тарелке того же отсека.

Высота отсека  $H$  принимается по чертежу колонки

$$H = L + h_2 \quad (4.14)$$

Для деаэрационной колонки малой производительности принимают  $L = 350 - 500$  мм.

Диаметр отверстий в тарелках принимают в пределах  $d_0=5-8$  мм, причем отверстия располагают в вершинах треугольников с шагом  $S_d=18-20$  мм.

Теплообмен в отсеке определяется поверхностью раздела фаз и коэффициентами тепломассообмена или числом единиц теплопереноса между струями воды и потоком пара.

1. Число единиц теплопереноса в отсеке от пара к нагреваемой воде при поперечном обтекании струй паром

$$N_{t.nn} = 2.3A \frac{L}{d_0^{0.7}} w_0^{-0.3} w_n^{0.3}, \quad (4.15)$$

где  $w_0$ ,  $w_n$  – скорость истечения струй и потока пара,  $A$  – коэффициент,

$$A = 0.03 + 0.06(P_d - 0.1), \quad (4.16)$$

где  $P_d$  – давление в деаэраторе, МПа.

2. При продольном обтекании струй паром

$$N_{t.np} = 0.129 \left( \frac{L}{d_0^{0.7}} \right)^{0.5} w_0^{-0.3}. \quad (4.17)$$

3. Коэффициент эффективности теплообмена между водой и паром в отсеке

$$E_t = 1 - \exp(-N_t) = \frac{t_{\text{вблх}} - t_{\text{вх}}}{t_s - t_{\text{вх}}}, \quad (4.18)$$

где  $t_{\text{вх}}$ ,  $t_{\text{вблх}}$ ,  $t_s$  – температура воды на входе и выходе из отсека, температура насыщенного пара.

4. Скорость истечения струй воды определяется высотой гидростатического уровня воды на тарелке, который принимается обычно в пределах  $h_z = 50-80$  мм.

$$w_0 = a_1 \mu_0 (2gh_z)^{1/2}, \quad (4.19)$$

где  $a_1$  – коэффициент, учитывающий движение воды на тарелке, при диаметре отверстий 5-8 мм и толщине днища тарелки 4-6 мм величина  $a_1 = 0.9$ ,  $\mu_0$  – коэффициент расхода отверстия, ориентировочно  $\mu_0 = 0.75$ .

5. Скорость пара при поперечном входе в пучок струй первого отсека

$$w_{n.\text{вх}} = \frac{D_{\Pi}^1 + D_{\text{вблн}}}{\rho_n L (\pi D_1 - n_1 d_0)}, \quad (4.20)$$

а при выходе

$$w_{n.\text{вблх}} = \frac{D_{\text{вблн}}}{\rho_n L (\pi D_2 - n_2 d_0)}, \quad (4.21)$$

где  $D_1, D_2$  – диаметры внешней и внутренней окружностей размещения отверстий в тарелке,  $n_1, n_2$  – количество отверстий, размещенных на внешней и внутренней окружностях,  $\rho_n$  – плотность пара.

Средняя скорость пара  $w_n$  рассчитывается из условия :

$$\text{При } w_{n.\text{вх}}/w_{n.\text{вблх}} \leq 1.25 \quad w_n = (w_{n.\text{вх}} + w_{n.\text{вблх}})/2,$$

При  $w_{n\cdot ex}/w_{n\cdot exit} > 1.25$   $w_n = (w_{n\cdot ex} + w_{n\cdot exit}) / \ln(w_{n\cdot ex}/w_{n\cdot exit})$ . (4.22)

6. Коэффициент эффективности выделения кислорода из воды в отсеке

$$E_{o2} = \frac{c_{ex} - c_{exit}}{c_{ex}} = 1 - \exp(-N_{o2}), \quad (4.23)$$

где  $c_{ex}$ ,  $c_{exit}$  – концентрация кислорода в воде на входе и выходе из отсека,  $N_{o2}$  – число единиц массопереноса в отсеке.

7. При поперечном омывании струй паром под давлением больше атмосферного

$$N_{o2nn} = B \frac{9.2}{d_0^{0.7}} w_0^{-0.3} w_n^{0.3} \left( \frac{D_n^{(i)}}{G_e} \right)^{-0.5}, \quad (4.24)$$

где  $B$  – опытный коэффициент.

$$B = [10.5 + 45(P_d - 0.1)] / 10^4. \quad (4.25)$$

8. При продольном омывании

$$N_{o2np} = 0.0485 \left( \frac{L}{d_o} \right)^{0.5} w_o^{-0.3}. \quad (4.26)$$

9. Насыщенность воды газом

$$\varphi_n = c_{вых} / c_n, \quad (4.27)$$

где  $c_n$  – предельная концентрация газа в воде, соответствующая состоянию насыщения при данном давлении и температуре.

### 4.3.3 Зависимости для конструктивных расчетов

1. Общее количество отверстий в днище тарелки

$$N_{отв} = \frac{4G_{д.в.} a_2}{\pi d_0^2 w_0 \rho_{д.в.}}, \quad (4.28)$$

где  $a_2$  – коэффициент запаса на загрязнение, принимаемый в пределах 1-1.1,  $\rho_{д.в.}$  – плотность деаэрируемой воды.

2. Диаметр внешней окружности размещения отверстий

$$D_1 = D_m - 2S_d, \quad (4.29)$$

где  $D_m$  – внутренний диаметр тарелки.

3. Количество отверстий в днище, размещаемых на внешней окружности диаметром  $D_1$ :

$$n_1 = \pi D_1 / S_d. \quad (4.30)$$

3. Диаметр каждой следующей, ближе к центру, окружности для размещения отверстий

$$D_{i-1} = D_i - 1.72 S_d. \quad (4.31)$$

### 4.3.4. Последовательность расчета колонки

5.1 Рассчитываются величины  $D_{BT}$ ,  $D_{II}$ ,  $h_{II.CP}$ ,  $G_B^{(1)}$ ,  $t_{ex}^{(1)}$  по зависимостям (4.3), (4.7), (4.8), (4.9), (4.10).

5.2 Принимаются диаметр отверстий  $d_0$ , высота  $h_z$  и определяются величины  $L$ ,  $w_0$  по (4.14) и (4.19).

5.3 Вычисляются общее количество отверстий в днище тарелки  $N_{отв}$  по (4.27),  $D_I$  по (4.29),  $n_I$  по (4.30).

5.4 Определяются диаметры окружностей и их количество для размещения всех отверстий по (4.31). Количество отверстий  $n_2$  на окружности наименьшего диаметра дополняется до максимально возможного, соответственно увеличивается общее количество отверстий до  $N_0$  и уточняется уровень воды  $h_z$ .

5.5 Находится ориентировочно расход пара в верхнем отсеке  $D_{II}^{(1)} = \frac{D_{II} + D_{BT}}{2} + D_{ввп}$ , определяется его плотность по таблицам насыщенного пара, и по (4.20)-(4.23) определяется средняя скорость пара  $w_n$ .

5.6 Рассчитываются величины  $A$ ,  $N_{тнн}$ ,  $E_t$  по (4.16), (4.15), (4.18), затем определяется температура на выходе из первого отсека по (4.18) и количество пара, сконденсировавшегося в верхнем отсеке, по (4.11).

5.7 Определяются величины  $N_{т.нр}$ ,  $E_t$  по (4.13), (4.18), а затем находится температура воды на выходе из нижнего отсека по (4.18).

5.8 Для верхнего отсека рассчитываются величины  $B$ ,  $N_{o2нн}$ ,  $E_{o2}$ ,  $c_{вых}$ ,  $\varphi_n$  по зависимостям (4.25), (4.24), (4.23), (4.27).

5.9 Для нижнего отсека рассчитываются величины  $N_{o2нр}$ ,  $E_{o2, c_{вых}}$ ,  $\varphi_n$  по зависимостям (4.26), (4.23), (4.27).



## Приложения

### Приложение 1

#### Контрольные вопросы По расчету пластинчатого водонагревателя

1. Используя результаты расчета пластинчатого водонагревателя (ПВН) определить температуру нагреваемой воды при условии:
  - 1.1 полного удаления химической промывкой отложений накипи со стороны каждого теплоносителя;
  - 1.2 возрастания термического сопротивления отложений накипи в 2 раза;
  - 1.3 повышения температуры греющей воды на входе в ПВН на  $10^{\circ}\text{C}$ ;
  - 1.4 понижения начальной температуры нагреваемой воды на  $10^{\circ}\text{C}$ ;
  - 1.5 увеличения расхода греющей воды на 30% и сохранении неизменной величины коэффициента теплоотдачи;
  - 1.6 уменьшения расхода нагреваемой воды на 20% и сохранении неизменной величины коэффициента теплоотдачи;
  - 1.7 понижения коэффициента теплопередачи теплопередачи на 20%;
  - 1.8 уменьшения расхода греющего теплоносителя до величины  $G_2 c_2 = G_x c_x$  и сохранении величины коэффициента теплопередачи ;
  - 1.9 увеличения поверхности теплообмена на 20% и сохранении величины коэффициента теплопередачи;
  - 1.10 уменьшения поверхности теплообмена на 20% и сохранении величины коэффициента теплопередачи;
2. В чем заключается экономическая целесообразность полного использования располагаемых напоров теплоносителей ?
3. Каким способом можно повысить температуру нагрева воды без увеличения поверхности теплообмена ?
4. В чем заключаются результаты повышенной турбулизации потоков в пластинчатых водонагревателях ?
5. Как можно выразить число единиц теплопереноса  $N = kF/Gc$  через температуры теплоносителей ?
6. Как повлияет увеличение расхода нагреваемого теплоносителя на изменение коэффициента теплопередачи  $k$  и  $N$ ?
7. В чем заключается преимущество симметричной схемы движения теплоносителей по сравнению с несимметричной?
8. Объяснить, почему при одинаковых скоростях движения теплоносителей в пластинчатых ТА достигаются более высокие  $k$ , чем в трубчатых. Пояснить это по формуле общего вида  $Nu = A Re Pr$ .
9. Как обеспечивается изменение направления движения теплоносителей конструкцией «граничной пластины»?

#### По расчету колонки деаэратора

10. Обосновать по чертежу длину струи воды.
11. Объясните влияние конструктивных и режимных характеристик деаэратора ( $h_z, d_0, w_0, w_n, L, D_{map}, N_{ome}$ ) на температуру нагреваемой воды ?
12. Пояснить схему движения теплоносителей в колонке деаэратора перекрестную и

- продольную.
13. Предложить способ повышения эффективности нагрева воды во втором отсеке деаэратора.
  14. Объяснить различие коэффициентов эффективности нагрева воды в первом и во втором отсеках колонки деаэратора.
  15. Показать по чертежу возможные места замеров температур воды на входе в верхний отсек, на выходе из отсеков.
  16. По данным расчета получить точное количество воды, поступающей в бак-аккумулятор деаэрированной воды.
  17. От чего зависит количество сконденсировавшегося в отсеках пара ?
  18. В чем заключается назначение бака аккумулятора в деаэраторе ?
  19. Объяснить образование вторичного пара при подаче кипящего потока воды в деаэратор.
  20. С какой целью предусматривают не один, а несколько отсеков в колонке деаэратора ?

## Приложение2.

### Трудоемкость выполнения курсовой работы

Содержание работы	Учебные недели													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1. Расчет пластинчатого Водонагревателя														
1.1. Расчет скоростей теплоносителей и числа ходов	----	----												
1.2. Расчет конечных температур теплоносителей и поверхности теплообмена			—	—										
2. Расчет деаэратора														
2.1. Конструктивный расчет тарелки					----									
2.2. Расчет теплообмена в отсеках деаэратора						-----								
2.3. Расчет массообмена								-----						
2.4. Оформление пояснительной записки										-----				

## Приложение 3.

Растворимость кислорода в воде (мг/кг) в зависимости от температуры воды и давления насыщенной паровоздушной смеси над ней

Температура воды, °С	Давление сухого воздуха 735 мм рт.ст.	Давление насыщенной паровоздушной смеси, МПА			
		0,1	0,2	0,3	0,4
0	14,2	14,11	28,31	42,51	56,71
5	12,44	12,33	24,77	37,21	49,65
10	11,04	10,9	21,94	32,98	44,02
15	9,92	9,75	19,67	29,59	39,51
20	9,02	8,81	17,82	25,84	35,86
25	8,24	7,97	16,21	24,45	32,7
30	7,6	7,27	14,87	22,47	30
35	7,12	6,71	13,83	20,95	28,07
40	6,74	6,23	12,97	19,71	26,45
45	6,41	5,78	12,19	18,6	25,01
50	6,13	5,36	11,49	17,62	23,75
60	5,74	4,57	10,31	16,05	21,8
70	5,44	3,71	9,15	14,6	20,03
80	5,25	2,71	7,96	13,21	18,46
90	5,17	1,47	6,64	11,81	16,98
100	5,15	-	4,98	10,13	15,28
110	5,18	-	2,79	7,97	13,15
120	5,30	-	-	5,17	10,47
130	5,48	-	-	1,35	6,83
140	5,70	-	-	-	1,8

## Приложение 4.

## Характеристика теплообменных пластин водонагревателей

Наименование характеристики				
Поверхность теплообмена, $m^2$	0.3	0.5	0.6	0.24
Толщина, мм	1	1	1	0.5
Эквивалентный диаметр канала, мм	8	9.6	8.3	5.8
Площадь сечения канала, $m^2 \cdot 10^3$	1.1	3	2.45	1
Приведенная длина канала, м	1.1 2	0.8 4	1.01	0.72
<b>Расчетные коэффициенты:</b>				
$A_1 \cdot 10$	1	1.3 5	1.35	1.18
$A_2$	19. 3	15	15	10.5
$A_3$	322	201	240	
$n_1$	0.7 3	0.7 3	0.73	0.78
$n_2$	0.2 5	0.2 5	0.25	0.15
$n_3$	0.7	0.7	0.7	
$n_4$	0.2 5	0.2 5	0.25	

## Приложение 5

**Ориентировочные значения термических сопротивлений загрязнений  
поверхностей пластин водонагревателей [1]**

Теплоноситель	$R_z \cdot 10^4, \text{ м}^2\text{K/Bт}$
Вода жесткая	2.5
Вода речная	1.7
Вода котловая	0.4
Вода техническая	2.3
Вода техническая сильно загрязненная	5.5

## Приложение 6

**Теплофизические свойства воды на линии насыщения**

<b>t, C</b>	<b><math>P \cdot 10^{-5}</math> Па</b>	<b><math>\rho</math> кг/м<sup>3</sup></b>	<b><math>h</math>, кДж/кг</b>	<b><math>c_p</math>, кДж/(кгK)</b>	<b><math>\lambda</math>, Вт/(мK)</b>	<b><math>\nu \cdot 10^{-6}</math>, м<sup>2</sup>/с</b>	<b>Pr</b>
0	1.013	999.9	0	4.212	0.56	1.789	13.5
10	1.013	999.7	42	4.19	0.58	1.306	9.45
20	1.013	998.2	83.9	4.18	0.597	1.006	7.03
30	1.013	995.7	126	4.17	0.612	0.805	5.45
40	1.013	992.2	168	4.17	0.627	0.659	4.36
50	1.013	988.1	209	4.17	0.64	0.556	3.59
60	1.013	983.1	251	4.18	0.65	0.478	3.03
70	1.013	977.8	293	4.19	0.662	0.415	5.28
80	1.013	971.8	335	4.20	0.669	0.365	2.23
90	1.013	965.3	377	4.21	0.676	0.326	1.97
100	1.013	958.4	419	4.22	0.684	0.295	1.75
110	1.43	951.0	461	4.23	0.685	0.272	1.6
120	1.98	943.1	504	4.25	0.686	0.252	1.47
130	2.7	934.8	546	4.27	0.686	0.233	1.35
140	3.61	926.1	589	4.29	0.685	0.217	1.26
150	4.76	917.0	632	4.3	0.684	0.203	1.17