

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

**«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»
Высшая школа технологии и энергетики
Кафедра промышленной теплоэнергетики**

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ДЛЯ РЕКУПЕРАЦИИ ТЕПЛОТЫ

Выполнение контрольной работы

Методические указания для студентов заочной формы обучения
по направлениям подготовки
13.04.01 — Теплоэнергетика и теплотехника

Составитель
Л. М. Бойков

Санкт-Петербург
2024

Утверждено
на заседании кафедры ПТЭ
17.10.2024 г., протокол № 2

Рецензент В. Г. Казаков

Методические указания соответствуют программам и учебным планам дисциплины «Технические средства для рекуперации теплоты» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

В указаниях представлен порядок выполнения и оформления контрольной работы, состоящей из девяти задач. К каждой задаче дана таблица для выбора варианта задания в соответствии с шифром студента-заочника. Кроме того, к каждой задаче приведены пример решения и справочные данные теплофизических коэффициентов воздуха, воды и пара, необходимые для решения примеров.

Материал в примерах охватывает большинство разделов читаемого курса.

Методические указания предназначены для магистров заочной формы обучения.

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД в качестве
методических указаний

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016, по паролю.
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 26.12.2024 г. Рег.№ 5346/24

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2024

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ЭНТРОПИЯ.....	5
ЭКСЕРГИЯ.....	8
Задача 1. Эксергетический расчет калорифера	8
Задача 2. Расчет парового калорифера для системы приточной вентиляции цеха.....	10
Задача 3. Тепловой расчет пароводяного теплообменника для утилизации теплоты пара.....	13
Задача 4. Расчет сушильной части бумагоделательной машины.....	17
Задача 5. Расчет системы вентиляции бумагоделательной машины.....	27
Задача 6. Тепловой расчет трубчатого теплоуловителя для утилизации теплоты паровоздушной смеси в системе вентиляции бумагоделательных машин.....	33
Задача 7. Тепловой и конструктивный расчеты теплоуловителя из пластин с овалообразными выступами	40
Задача 8. Расчет сепаратора для разделения пароконденсатной смеси на две среды	45
Задача 9. Расчет расхода питательной воды для охлаждения пара в охладительном устройстве (ОУ).....	48
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	50
СПРАВОЧНЫЕ ТАБЛИЦЫ.....	51

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время на многих предприятиях производится реконструкция энерготехнологических установок, которые не соответствуют современным требованиям эксплуатации. Совершенствование тепломеханического оборудования различных отраслей промышленности связано с интенсификацией производства, внедрением более эффективных установок с малыми энергетическими и металлоемкими затратами, повышением коэффициента использования натурального топлива и вторичных энергетических ресурсов. В связи с этим на предприятиях отраслей особо актуальными являются мероприятия по экономии топливно-энергетических ресурсов за счет рекуперации теплоты. Одновременно с этим при реализации некоторых мероприятий по рекуперации теплоты значительная часть тепловой энергии, содержащейся в выбросах, может быть утилизирована в теплотехнологических процессах производства.

Технический прогресс в развитии теплоэнергетики за последние годы характеризуется следующими основными направлениями:

- дальнейшим укрупнением электростанций;
- увеличением единичной мощности агрегатов;
- освоением сверхкритического давления пара;
- развитием теплофикации;
- ускорением темпов строительства атомных станций;
- развитием программ мероприятий по рекуперации теплоты и охране окружающей среды;
- продвижением энергетики в восточные районы нашей страны.

Энергетика целлюлозно-бумажного производства (ЦБП) является своеобразной и уникальной, она в значительной степени отличается от энергетики других отраслей промышленности. Своеобразие заключается в протекающих процессах и конструктивных характеристиках теплообменных установок. Уникальность обусловлена наличием и использованием органических отходов при технологической переработке древесины.

В каждом разделе теплотехники и промышленной теплоэнергетики имеются тепловые устройства, в которых возможна рекуперация теплоты.

ЭНТРОПИЯ

Энтропия S широко используется в теплотехнических расчетах. Энтропия, как и энтальпия, не зависит от пути перехода газа из одного состояния в другое. Она является одной из функций состояния системы, которая определяется расчетным путем. Для количества теплоты dq

$$ds = \frac{dq}{T}.$$

Энтропия есть такая функция состояния, дифференциал которой равен отношению количества теплоты процесса к абсолютной температуре, при которой эта теплота подводится или отводится. При подводе теплоты $dq > 0$ и $ds > 0$, при отводе теплоты $dq < 0$ и $ds < 0$.

Физический смысл энтропии: в обратимых (равновесных) процессах энтропия – это тепловая координата, изменение которой показывает направление теплообмена; в необратимых (неравновесных) процессах энтропия является мерой необратимости и мерой потери работоспособности системы. Для рассматриваемого произвольного обратимого цикла можно записать:

$$S = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{q_i}{T_i} = 0, \text{ а при } n \rightarrow \infty \quad \oint \frac{dq}{T} = 0,$$

где n – количество циклов.

Приведенный интеграл по контуру носит название *интеграла Клаузиуса*. Он справедлив для любого обратимого цикла.

На рисунке 1 каждому состоянию тела соответствуют определенные значения T и S , а состоянию процесса – кривая линия 1–2. Заштрихованная элементарная площадь равна элементарному количеству теплоты $d q = T ds$, участвующей в процессе $M-M_0$. Площадь под кривой процесса 1–2 – это количество теплоты, участвующей в данном процессе.

Любой обратимый прямой цикл можно представить состоящим из бесконечного числа горячих и холодных источников теплоты с постоянными, но разными температурами T_1 и T_2 , между которыми осуществляются элементарные циклы Карно. Пусть задан любой обратимый прямой круговой процесс $a-b-c-d$, изображенный на рисунке 2. Выберем на его внешнем контуре ряд близко расположенных точек i, f, g и т. д. и проведем через них адиабаты $i-i'$, $f-f'$ и т. д. Из точек, расположенных в середине участков $i-f$, $f-g$ и т. д., проведем изотермы до пересечения их с адиабатами.

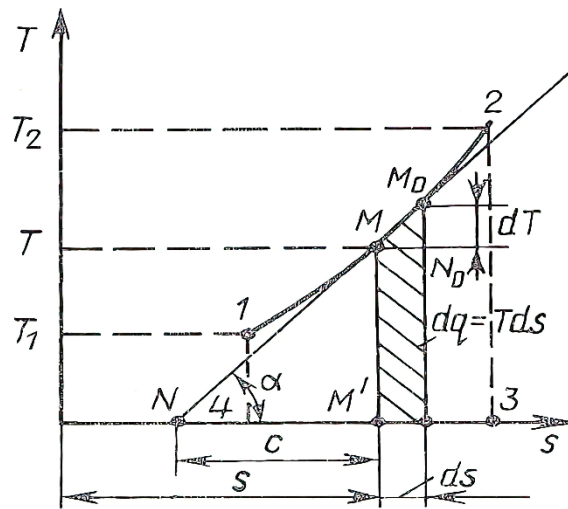


Рисунок 1 – T - s – диаграмма идеального га

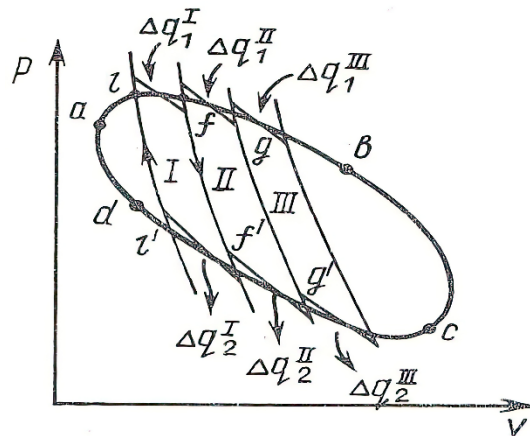


Рисунок 2 – Графическое изображение круговых процессов
в p - v -диаграмме

Таким образом, можно представить любой обратимый цикл в виде множества элементарных циклов Карно, для каждого из которых справедливо равенство $\sum q/T = 0$. Следовательно, для всех элементарных циклов Карно можно составить следующие уравнения:

— для первого цикла

$$\Delta q_1^I/T_1^I + \Delta q_2^I/T_2^I = 0;$$

— для второго цикла

$$\Delta q_1^{II}/T_1^{II} + \Delta q_2^{II}/T_2^{II} = 0;$$

— для n -го цикла

$$\Delta q_1^n/T_1^n + \Delta q_2^n/T_2^n = 0.$$

Тогда в общем виде

$$\sum_1^n \Delta q/T = 0.$$

Если число элементарных циклов Карно стремится к бесконечности, то пилообразный внешний контур сольется с контуром цикла, т. е. при $n \rightarrow \infty$

$$\lim \sum_1^n \frac{\Delta q}{T} = \oint \frac{dq}{T} = 0.$$

Если интеграл, взятый по замкнутому контуру, равен нулю, то под знаком интеграла стоит полный дифференциал некоторой функции, определяемой состоянием тела, которую обозначают буквой S и называют *энтропией*.

Из рассмотрения прямого и обратного циклов Карно можно сделать следующие выводы:

1) теплота холодного источника не может сама собой переходить к горячему;

2) в круговом процессе теплота горячего источника не может быть полностью превращена в работу, так как имеются потери теплоты;

3) для перевода теплоты в работу необходимо иметь, кроме горячего источника, холодный источник (холодильник), т. е. нужно обеспечить между ними температурный перепад;

4) теплота наиболее холодного тела в данной системе не может служить источником работы;

5) любой реальный самопроизвольный процесс является необратимым.

Если *первый закон термодинамики* характеризует процессы превращения энергии с *количественной* стороны и дает все необходимое для составления энергетического баланса процесса, то *второй закон термодинамики*, отражённый в этих формулировках, указывает на *качественную* сторону термодинамических процессов.

Особенность тепловых процессов заключается в том, что механическую, электрическую и другие виды энергии можно полностью превратить в теплоту. Теплота же может быть преобразована в механическую энергию только частично.

Формулы Гуй – Стодолы и физический смысл энтропии

Формулы, связывающие потерю работы (*эксергии*) с величиной возрастания энтропии системы вследствие необратимости протекающих в ней процессов, называются **формулами Гуй – Стодолы**:

$$L - L_{\text{необр}} = \Delta L_{\text{потерь}} = T_0 \Delta S_{\text{сист}};$$

$$\Delta E x = T_0 \Delta S_{\text{сист}},$$

где L – возможная работа; $L_{\text{необр}}$ – полученная работа; $\Delta L_{\text{потерь}}$ – недополученная работа из-за дополнительного отвода теплоты; T_0 – абсолютная температура окружающей среды (приемника); $\Delta E x$ – потеря эксергии; $\Delta S_{\text{сист}}$ –

возрастание энтропии системы вследствие необратимости происходящих в ней процессов.

Эти уравнения вскрывают физический смысл энтропии. Оказывается, что необратимые процессы, связанные с переходом теплоты с более высокого температурного уровня на более низкий, сопровождаются потерей работоспособности, т. е. деградацией энергии той системы, в которой они происходят, а соответствующее возрастание энтропии пропорционально этой потере работоспособности.

Таким образом, *энтропию* можно рассматривать как параметр состояния замкнутой системы, увеличение которого является количественной мерой потери работоспособности системы, имеющей место при протекании в ней необратимых процессов.

ЭКСЕРГИЯ

Эксергия – максимальная часть энергии системы, которая может быть превращена в работу, а также максимально возможная работа, которую можно получить за счет теплоты, если холодным приемником является окружающая среда. Эксергия системы, кДж/кг, зависит от параметров системы и окружающей среды

$$E_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q,$$

где E_Q – эксергия теплоты Q ; T_0 – абсолютная температура окружающей среды; T – абсолютная температура источника теплоты.

Эксергетический анализ позволяет оценить качественную сторону преобразования энергии и определить степень термодинамического совершенства процессов, циклов, различных установок и их **элементов**.

Эксергетический КПД установки, в которой не производится полезная работа, определяется по формуле:

$$\eta_{\text{ЭКС1}} = \frac{E_{\text{ВЫХ}}}{E_{\text{ВХ}}},$$

где $E_{\text{ВХ}}$, $E_{\text{ВЫХ}}$ – эксергия теплоты рабочего тела на входе и выходе из установки.

Эксергетический КПД установки, в которой совершается полезная работа L , определяется по формуле:

$$\eta_{\text{ЭКС2}} = \frac{L}{E_{\text{ВХ}} - E_{\text{ВЫХ}}}.$$

Задача 1. Эксергетический расчет калорифера

Определить эксергетический КПД и эксергетические потери для парового калорифера вторичного подогрева воздуха в кондиционере для холодного периода года.

Пусть воздух с расходом $G = 20000$ кг / ч нагревается в калорифере от $t_n = 16^\circ\text{C}$ до $t_k = 19^\circ\text{C}$ паром при его температуре $t_p = 100^\circ\text{C}$. Теплоёмкость воздуха $C_v = 0,92$ кДж / кг·град. Температура холодного теплоприемника $T_x = 245$ К. Процесс адиабатический (без отвода теплоты в окружающую среду).

Данные, необходимые для решения задачи, выбрать по таблице 1.

Таблица 1

Последняя цифра шифра	G, кг / ч	t_n , °C	t_k , °C	Предпоследняя цифра шифра	t_p , °C	T_x , К
0	2000	16	19	0	100	245
1	2050	10	50	1	120	250
2	2100	11	100	2	110	260
3	2150	11	50	3	120	270

Окончание табл. 1

4	2200	12	100	4	130	280
5	2250	12	25	5	140	290
6	2300	13	50	6	150	250
7	2350	13	75	7	90	260
8	2400	14	100	8	130	270
9	2450	14	125	9	110	280

Эксергетический баланс калорифера

Количество теплоты, подведенной к воздуху, от водяного пара:

$$Q_o = Q_k = G \cdot C_v \cdot (t_k - t_n) = 20000 \cdot 0,92 \cdot (19 - 16) = 55308 \text{ кДж / ч.}$$

Переданная эксергия водяным паром воздуху в калорифере:

$$\Delta E_o = Q_o \cdot (1 - T_x / T_o) = 55308 \cdot (1 - 245 / 373) = 18980 \text{ кДж / ч,}$$

где T_o – среднетермодинамическая температура конденсации водяного пара, $T_o = t_p = 373$ К.

Воспринятая эксергия воздухом в калорифере:

$$\Delta E_n = Q_k \cdot (1 - T_x / T_n) = 55308 \cdot (1 - 245 / 290,5) = 8663 \text{ кДж / ч,}$$

где T_n – среднетермодинамическая температура нагрева воздуха в калорифере:

$$T_n = [(t_k + t_n) / 2] + 273 = 290,5 \text{ К.}$$

Эксергетический КПД калорифера:

$$\eta = \Delta E_n / \Delta E_o = (8663 / 18980) \cdot 100 = 45,6 \text{ \%}.$$

Эксергетические потери в паровом калорифере:

$$\Pi = \Delta E_o - \Delta E_n = 18980 - 8663 = 10317 \text{ кДж / ч.}$$

Термодинамический анализ процесса в калорифере показывает, что он характеризуется низким эксергетическим КПД и большими эксергетическими потерями. Одним из возможных вариантов для повышения степени

термодинамического совершенства процесса в калорифере – замена теплоносителя на воду или на газообразный теплоноситель. Несмотря на низкий эксергетический КПД, такой процесс может быть экономически целесообразен, например, в случае использования в качестве теплоносителя отработанного водяного пара, который в альтернативном варианте отводится в окружающую среду. Некоторое затруднение вызывает определение приращения эксергии в процессах, осложненных массообменом. Можно привести тепловой процесс с массообменом к процессу в рекуперативном теплообменнике и идеальном смесителе (разделителе), которые работают последовательно. Такая условная схема (при сохранении материальных и энергетических балансов) позволяет относительно просто рассчитать приращения эксергий материальных потоков в тепловом процессе, осложненном массообменом.

Задача 2. Расчет парового калорифера для системы приточной вентиляции цеха

Исходные данные:

Количество подогреваемого воздуха $G_1 = 16000$ кг/ч.

Расчетная температура наружного воздуха:

$$t'_1 = -20 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура воздуха внутри помещения $t''_1 = 18 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Греющий теплоноситель – перегретый пар с давлением $P_{\text{П}} = 0,5$ МПа и температурой $t_{\text{П}} = 170 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Данные, необходимые для решения задачи, выбрать по таблице 2.

Таблица 2

Последняя цифра шифра	G_1 кг / ч	t'_1 $^\circ\text{C}$	t''_1 $^\circ\text{C}$	Предпоследняя цифра шифра	$P_{\text{П}}$, МПа	$t_{\text{П}}$, $^\circ\text{C}$
0	16000	-20	18	0	0,5	170
1	20000	-10	18	1	0,5	170
2	21000	-11	18	2	0,5	170
3	21500	-11	18	3	0,5	170
4	22000	-12	18	4	0,5	170
5	22500	-12	20	5	0,4	160
6	23000	-13	20	6	0,4	160
7	23500	-13	20	7	0,4	160
8	24000	-14	20	8	0,4	160
9	24500	-14	20	9	0,4	160

Тепловой расчет калорифера

Расход теплоты на вентиляцию определяем по выражению:

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} (t_1'' - t_1') = \frac{16000}{3600} \cdot 1000 [18 - (-20)] = \\ = 168888,9 \text{ Вт} = 168,9 \text{ кВт.}$$

Здесь $c_{p1} = 1000 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°C)}$ – теплоемкость воздуха при средней температуре $\bar{t}_1 = -1 \text{ °C}$ (Приложение 1).

Задаемся массовой скоростью воздуха:

$$(v \cdot \rho) = 3,6 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)},$$

где v – скорость воздуха, м/с; ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Определяем проходное сечение для воздуха:

$$f_{\text{в}} = \frac{G_1}{(v \cdot \rho)} = \frac{16000}{3600 \cdot 3,6} = 1,235 \text{ м}^2.$$

К установке предлагается многоходовой стальной, калорифер (для пара) типа **КП2-11 СК 01УЗМ** с площадью поверхности нагрева $F = 58,7 \text{ м}^2$. Проходное сечение: по воздуху $f_1 = 1,66 \text{ м}^2$; по пару $f_2 = 0,00532 \text{ м}^2$.

Устанавливаем один калорифер. Тогда действительное проходное сечение по воздуху $f_{\text{в}} = 1,66 \text{ м}^2$.

Действительная массовая скорость воздуха составит:

$$(v \cdot \rho) = \frac{G_1}{3600 \cdot f_{\text{в}}} = \frac{16000}{3600 \cdot 1,66} = 2,677 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Расход пара на калорифер:

$$D = \frac{Q}{(i_{\text{п}} - i_{\text{к}}) \eta} = \frac{168,9}{(2789,9 - 640,4) 0,98} = 0,08174 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 294,3 \text{ кг/ч.}$$

Здесь $i_{\text{п}} = 2788,9 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия пара при давлении $P_{\text{п}} = 0,5 \text{ МПа}$ и температуре $t_{\text{п}} = 170 \text{ °C}$ (Приложение 3); $\eta = 0,98$ – коэффициент использования теплоты, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Скорость движения воздуха в межтрубном пространстве:

$$v_{\text{в}} = \frac{(v \cdot \rho)}{\rho} = \frac{2,677}{1,293} = 2,07 \text{ м/с},$$

где $\rho = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха при температуре $\bar{t}_{\text{в}} = 0 \text{ °C}$ (Приложение 1).

Скорость пара в трубах калорифера:

$$\omega_{\text{п}} = \frac{D \cdot v_{\text{п}}}{3600 \cdot f_2} = \frac{294,3 \cdot 0,3942}{3600 \cdot 0,00532} = 6,06 \text{ м/с},$$

где $\nu_{\text{п}} = 0,3942 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объем пара при давлении $P_{\text{п}} = 0,5 \text{ МПа}$ (Приложение 3).

Коэффициент теплопередачи от пара к воздуху:

$$K = 18,6 \cdot (\nu \cdot \rho)^{0,439} = 18,6 \cdot 2,677^{0,439} = 28,66 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}$$

Расчетный коэффициент теплопередачи:

$$K_{\text{р}} = \varphi \cdot K = 0,75 \cdot 28,66 = 21,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}},$$

где $\varphi = 0,75$ – коэффициент использования теплоты.

Среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

где $\Delta t_{\text{б}}, \Delta t_{\text{м}}$ – бóльший и меньший температурные перепады

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{н.п}} - t_{\text{в}}' = 151,85 - (-20) = 171,85 \text{ } ^\circ\text{С};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{н.п}} - t_{\text{в}}'' = 151,85 - 18 = 133,85 \text{ } ^\circ\text{С};$$

$t_{\text{н.п}} = 151,85 \text{ } ^\circ\text{С}$ – температура насыщенного пара при давлении $P_{\text{п}} = 0,5 \text{ МПа}$ (Приложение 3).

$$\Delta \bar{t} = \frac{171,85 - 133,85}{\ln \frac{171,85}{133,85}} = 152,1 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Поверхность нагрева парового калорифера:

$$F = \frac{Q}{K_{\text{р}} \cdot \Delta \bar{t}} = \frac{168900}{21,5 \cdot 152,1} = 51,65 \text{ м}^2.$$

Принимаем к установке один калорифер типа **КП2-11 СК 01УЗМ** с площадью поверхности нагрева $F = 58,7 \text{ м}^2$.

Запас по поверхности нагрева составляет:

$$\Delta = \frac{58,7 - 51,65}{51,65} \cdot 100 \% = 13,65 \%,$$

что меньше допустимых 20 %.

Сопротивление одного калорифера:

$$\Delta P = 3,28 \cdot (\nu \cdot \rho)^{2,01} = 3,28 \cdot 2,677^{2,01} = 23,74 \text{ Па}.$$

Затраты мощности на преодоление сопротивления по стороне воздуха:

$$N = \frac{G_1 \cdot \Delta P}{\rho_1 \cdot \eta} = \frac{16000 \cdot 23,74}{3600 \cdot 1,293 \cdot 0,7 \cdot 1000} = 0,117 \text{ кВт},$$

где $\rho_1 = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха, определяемая при средней температуре $\bar{t}_1 = -1 \text{ }^\circ\text{C}$; $\eta = 0,7$ – коэффициент полезного действия вентилятора (принимается).

Задача 3. Тепловой расчет пароводяного теплообменника для утилизации теплоты пара

Исходные данные (рис. 3):

Расход насыщенного пара на теплообменник составляет $D_{\text{н.п}} = 774,7 \text{ кг/ч}$.

Давление пара в сепараторе составляет $P_C = 0,095 \text{ МПа}$.

Температура воды на входе в подогреватель $t'_в = 10^\circ\text{C}$.

Температура воды на выходе из подогревателя $t''_в = 50^\circ\text{C}$.

Трубки стальные диаметром $16 \times 1,4 \text{ мм}$.

Количество теплоты, передаваемой от пара к воде:

$$Q = D_{\text{н.п}} (i_{\text{н.п}} - i_{\text{кнд}}) \eta_{\text{и}} = 774,7 (2673,5 - 411,5) 0,98 = 1716659,0 \text{ кДж/ч} = 476849,7 \text{ Вт} = 476,9 \text{ кВт},$$

где $i_{\text{н.п}}$, $i_{\text{кнд}}$ – энтальпия насыщенного пара и конденсата при давлении $P_C = 0,095 \text{ МПа}$; $i_{\text{н.п}} = 2673,5 \text{ кДж/кг}$, $i_{\text{кнд}} = 411,5 \text{ кДж/кг}$ (Приложение 3); $\eta_{\text{и}}$ – поправочный коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду, $\eta_{\text{и}} = 0,98$.

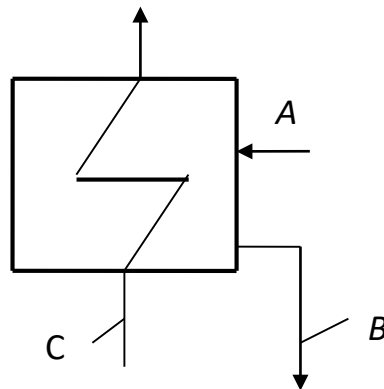


Рисунок 3 – Схема пароводяного теплообменника для утилизации теплоты пара:

A – поступление смеси пролетного пара и паров вторичного вскипания из сепаратора; B – удаление конденсата на вход конденсатного насоса; C – охлаждающая вода

Данные, необходимые для решения задачи, выбрать по таблице 3.

Таблица 3

Последняя цифра шифра	$D_{н.п.}$, кг/ч.	t'_B , °C	t''_B , °C.	Предпоследняя цифра шифра	P_c , МПа.	Трубки стальные
0	774,7	10	50	0	0,095	16 x 1,4 мм
1	700	5	60	1	0,1	16 x 1,4 мм
2	800	10	70	2	0,12	16 x 1,4 мм
3	900	15	50	3	0,14	16 x 1,4 мм
4	1000	5	60	4	0,15	16 x 1,4 мм
5	700	10	70	5	0,095	20 x 2,0 мм
6	800	15	50	6	0,1	20 x 2,0 мм
7	900	5	60	7	0,12	20 x 2,0 мм
8	1000	10	70	8	0,14	20 x 2,0 мм
9	1200	15	80	9	0,15	20 x 2,0 мм

Расход охлаждающей воды, прокачиваемой через теплообменник:

$$G_{\text{В}}^{\text{ПВТ}} = \frac{Q}{C_{\text{рв}} (t''_B - t'_B)} = \frac{1716659,0}{4,19 \cdot (50 - 10)} = 10242,6 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} = 10,29 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}},$$

где $C_{\text{рв}}$ – теплоемкость воды при ее средней температуре 30 °C, кДж/(кг·°C); $\rho_{\text{в}} = 995,7 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды при ее средней температуре (приложение 2).

Среднелогарифмический температурный напор

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

где $\Delta t_{\text{б}}, \Delta t_{\text{м}}$ – бóльший и меньший температурный перепады:

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{н.п}} - t'_B = 98,2 - 10 = 88,2 \text{ °C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{н.п}} - t''_B = 98,2 - 50 = 48,2 \text{ °C}.$$

Тогда получим

$$\Delta \bar{t} = \frac{88,2 - 48,2}{\ln \frac{88,2}{48,2}} = 66,2 \text{ °C}.$$

Средняя температура воды определяется по формуле:

$$\bar{t}_B = \frac{t''_B + t'_B}{2} = \frac{50 + 10}{2} = 30 \text{ °C}.$$

Температура стенки находится из выражения:б

$$t_c = \frac{t_{\text{н.п}} + \bar{t}_B}{2} = \frac{98,2 + 30}{2} = 64,1 \text{ °C}.$$

Температура пленки конденсата рассчитывается по уравнению:

$$t_{\text{пл}} = \frac{t_{\text{н.п}} + t_{\text{с}}}{2} = \frac{98,2 + 64,1}{2} = 81,15 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При температуре пленки $t_{\text{пл}}$ определяются теплофизические величины для пленки конденсата (Приложение 2):

$$\lambda = 0,669 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}; \nu = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \rho = 971,8 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теплота парообразования $r = 2262,0$ кДж/кг находится в зависимости от давления пара (Приложение 3).

Коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации на поверхности труб можно рассчитать по формуле Нуссельта:

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho \cdot \lambda^3 \cdot g \cdot r \cdot 10^3}{\nu \cdot L (t_{\text{н.п}} - t_{\text{с}})}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}},$$

где C – коэффициент, учитывающий влияние расположения труб: для вертикальных труб $C = 0,943$, для горизонтальных труб $C = 0,728$; ρ – плотность пленки конденсата, кг/м³; λ – коэффициент теплопроводности пленки, Вт/(м · °С); ν – кинематическая вязкость пленки, определяемая по температуре пленки $t_{\text{пл}}$, м²/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; r – теплота парообразования, определяемая по температуре насыщенного пара $t_{\text{н.п}}$ при соответствующем давлении, кДж/кг; L – определяющий линейный размер, м: для вертикальных труб – их высота H , для горизонтальных труб – их наружный диаметр $d_{\text{н}}$; $t_{\text{н.п}}$, $t_{\text{с}}$ – температуры насыщенного пара и стенки труб, °С.

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{971,8 \cdot 0,669^3 \cdot 9,8 \cdot 2262,0 \cdot 10^3}{0,365 \cdot 10^{-6} \cdot 0,016 \cdot (98,2 - 64,1)}} = 9765,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

С учетом различных факторов, снижающих теплообмен, расчетное значение коэффициента теплоотдачи от пара к стенкам трубок определяется по формуле:

$$\alpha_1^{\text{P}} = \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \alpha_1 = 0,8 \cdot 0,6 \cdot 9765,3 = 4687,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}},$$

где $\varphi_1 = 0,8$ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние состояния поверхности труб и чистоты пара; $\varphi_2 = 0,6$ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние наличия в паре неконденсирующихся газов (воздуха) и неравномерность обтекания потоком пара трубного пучка.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды α_2 рассчитывается по формуле конвективного теплообмена при скорости движения воды 2 м/с. При этой скорости воды в трубах режим течения является турбулентным, и расчет производится по формуле Михеева:

$$\alpha_2 = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{п}}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{п}}}{\text{Pr}_{\text{с}}} \right)^{0,25}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}},$$

где $\text{Re} = v_2 \cdot d_{\text{вн}} / \nu$ – число Рейнольдса; $\text{Pr}_{\text{п}} = \nu / \alpha$ – число Прандтля; индекс п – при температуре потока, индекс с – при температуре стенки; λ – коэффициент теплопроводности воды, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$; ν – кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$; α – коэффициент температуропроводности при средней температуре воды $\bar{t}_{\text{в}}$, $\text{м}^2/\text{с}$; v_2 – скорость движения воды, $\text{м}/\text{с}$; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр труб, м .

При средней температуре воды $\bar{t}_{\text{в}} = 30^\circ\text{С}$ находим теплофизические величины (Приложение 2):

$$\lambda = 0,612 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С}); \nu = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr}_{\text{п}} = 5,45.$$

При температуре стенки $t_{\text{с}} = 64,1^\circ\text{С}$ число Прандтля $\text{Pr}_{\text{с}} = 2,76$.

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,021 \cdot \frac{0,612}{0,0132} \left(\frac{2 \cdot 0,0132}{0,805 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 5,45^{0,43} \cdot \left(\frac{5,45}{2,76} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 46,3636 \cdot 32795,031^{0,8} \cdot 5,45^{0,43} \cdot 1,97464^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 46,3636 \cdot 4098,7 \cdot 2,073244 \cdot 1,1854 = 9807,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}. \end{aligned}$$

Расчетный коэффициент теплоотдачи от стенок труб к воде определяется из выражения:

$$\alpha_2^{\text{Р}} = \varphi_3 \cdot \alpha_2 = 0,75 \cdot 9807,5 = 7355,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}},$$

где $\varphi_3 = 0,75$ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние образования слоя накипи на внутренней поверхности труб.

Коэффициент теплопередачи рассчитывается с учетом всех термических коэффициентов:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^{\text{Р}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2^{\text{Р}}}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}},$$

где $\alpha_1^{\text{Р}}$ – расчетный коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации пара на поверхности труб, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$; δ – толщина стенки труб, м ; λ – коэффициент теплопроводности материала труб, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$; $\alpha_2^{\text{Р}}$ – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

Коэффициент теплопередачи от пара к охлаждающей воде:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{4687,4} + \frac{0,0014}{57} + \frac{1}{7355,6}} = 2674,87 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}$$

Требуемая поверхность теплообмена аппарата F определяется по уравнению:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{476849,7}{2674,87 \cdot 66,2} = 2,69 \text{ м}^2.$$

Подбираем теплообменник со следующими характеристиками: $F = 4,0 \text{ м}^2$; диаметр корпуса $168 \times 5 \text{ мм}$; длина труб – 2 м; количество труб – 37 штук; трубки стальные диаметром $16 \times 1,4 \text{ мм}$; проходные сечения: по воде – $0,00506 \text{ м}^2$, по пару – $0,0122 \text{ м}^2$.

Производим проверку работы теплообменника по скоростям.

Скорость движения воды:

$$v_{\text{В}} = \frac{G_{\text{В}}^{\text{ПВТ}}}{3600 \cdot f_{\text{тр}}} = \frac{10,3}{3600 \cdot 0,00506} = 0,57 \text{ м/с.}$$

Скорость движения пара:

$$v_{\text{П}} = \frac{D \cdot v}{3600 \cdot f_{\text{м.тр}}} = \frac{774,7 \cdot 1,7779}{3600 \cdot 0,0122} = 31,4 \text{ м/с.}$$

Таким образом, скорости теплоносителей в пароводяном теплообменнике находятся в пределах рекомендуемых значений.

Задача 4. Расчет сушильной части бумагоделательной машины

Расчет произведем на примере теплового расчета экономичной схемы пароконденсатной системы сушильной части БДМ с двумя паровыми группами сушильных цилиндров, ООО «УК, Объединенные бумажные фабрики», г. Полотняный Завод, Калужской области (рис. 4).

Исходные данные:

Вырабатываемая продукция – бумага для гофрирования (БГ) и картон для плоских слоев (КПС).

Сырье – макулатура 100 %.

Масса 1 м^2 полотна – $P_{\text{с.п}} = 80\text{--}140 \text{ г/м}^2$ (расчет на 125 г/м^2).

Обрезная ширина полотна – $b_{\text{п}} = 2,45 \text{ м}$.

Диаметр сушильного цилиндра – $D_{\text{ц}} = 1,5 \text{ м}$.

Угол обхвата цилиндра полотном – $\varphi_{\text{ц}} = 0,63$.

Число цилиндров, давление и температура насыщенного пара по паровым группам:

$$n_1 = 26 \text{ цилиндров}; \quad P_1 = 0,6 \text{ МПа}; \quad t_{\text{Н.П}}^{\text{P1}} = 158,8 \text{ } ^\circ\text{С};$$

$$n_2 = 4 \text{ цилиндра}; \quad P_2 = 0,3 \text{ МПа}; \quad t_{\text{Н.П}}^{\text{P2}} = 133,5 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Давление и температура пара, подаваемого из котельной:

$$P_K = 0,6 \text{ МПа}; \quad t_K = 170 \text{ }^\circ\text{C};$$

Сухость полотна:

- начальная (до сушильной установки) – $T_0 = 43 \%$;
- конечная (после сушильной установки) – $T_2 = 94 \%$.

Расчетная скорость движения полотна – $U_{\Pi} = 350 \text{ м/мин}$.

Производительность машины – $G_M = 5,625 \text{ т/ч} = 135 \text{ т/сутки}$.

Расход пара максимальный – $D_{\Pi}^{\max} = 10 \text{ т/ч}$.

Обозначения к предлагаемой схеме ПКС БДМ с двумя паровыми группами сушильных цилиндров (рис.4): А – подвод пара из котельной к сушильной установке; В – отвод конденсата от машины в котельную; С – подвод воды к теплообменникам; D – отвод воздуха из пароконденсатной системы с помощью пароструйного эжектора; Е – вторичный пар на вторую паровую группу; G – пар на пароводяной теплообменник; H – отвод воздуха на пароструйный эжектор; I – слив конденсата; J, K – конденсат от калориферов системы вентиляции и с производства; 1 п. г, 2 п. г – паровые группы № 1 и 2; C1, C2 – сепараторы № 1, 2; ВВТ-1, ВВТ-2 – водо-водяные теплообменники; ПВТ – пароводяной теплообменник; Ш-1, Ш-2 – дроссельные шайбы; ПЭ – пароструйный эжектор; КБ – конденсатный бак; РД – регулятор давления; РК, ОК – регулирующий и обратный клапаны; КН-1, КН-2 – конденсатные насосы; СРП, СК – счетчики расхода пара и конденсата; ОУ – охладительное устройство; АВК – автоматический воздушный клапан.

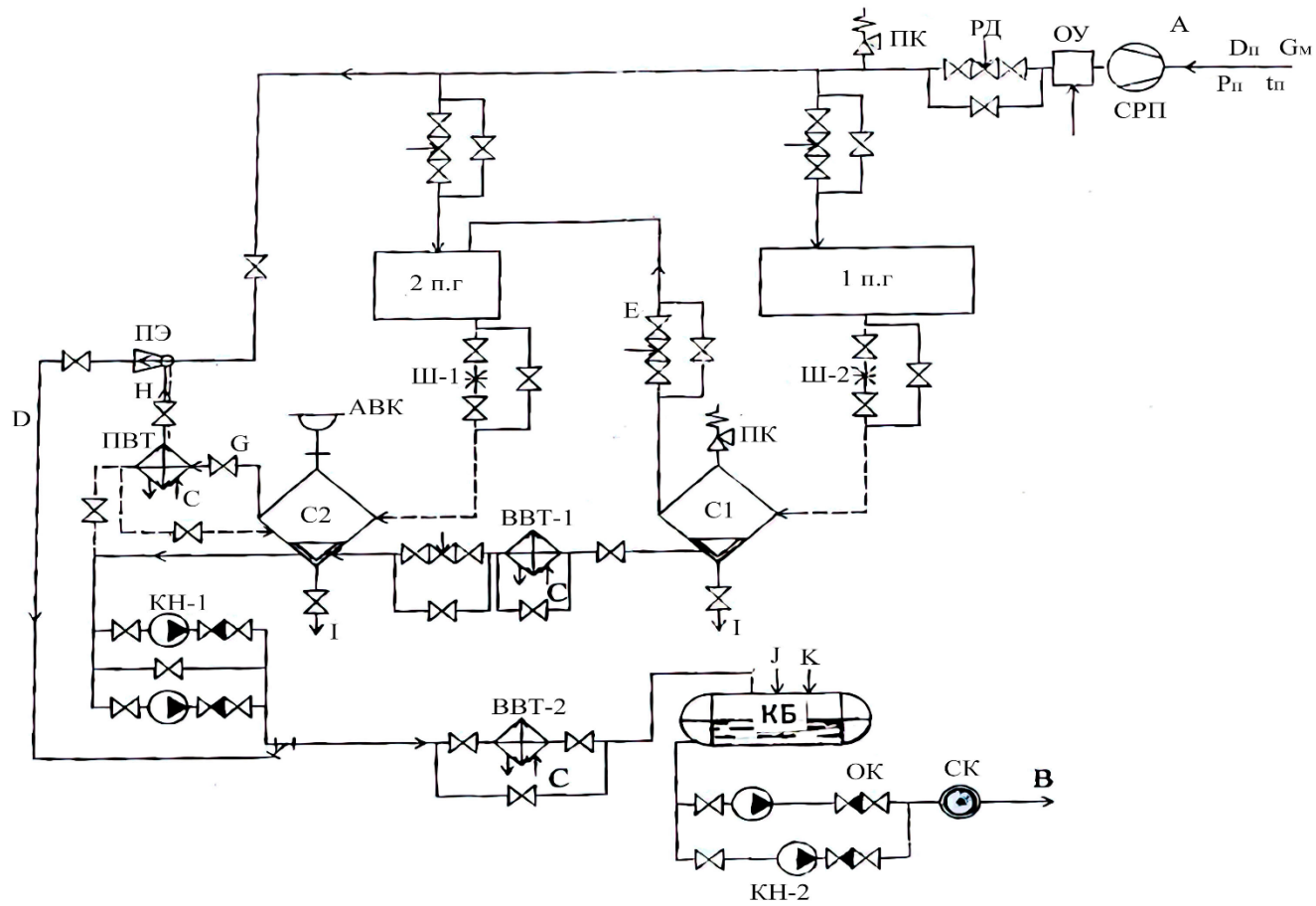


Рисунок 4 – Принципиальная схема ПКС сушильной установки БДМ с двумя паровыми группами сушильных цилиндров

Данные, необходимые для решения задачи, выбрать по таблице 4.

Таблица 4

Последняя цифра шифра	G_M , кг/ч.	T_0 , %	T_2 , %	Предпоследняя цифра шифра	P_1 , МПа	P_2 , МПа	Ширина полотна b_{Π} , м.
0	5625	43	94	0	0,6	0,3	2,45
1	5000	40	90	1	0,5	0,2	2,8
2	4000	41	95	2	0,52	0,15	3,6
3	3000	42	95	3	0,54	0,18	4,2
4	2000	43	90	4	0,55	0,22	2,2
5	1700	43	94	5	0,5	0,25	2,8
6	1800	40	90	6	0,52	0,3	3,6
7	1900	41	97	7	0,54	0,2	4,2
8	2000	42	95	8	0,55	0,15	2,2
9	2200	43	90	9	0,56	0,18	2,8

Остальные характеристики работы БДМ принимаются как в приведенном ниже расчете.

*Тепловой расчет сушильной установки БДМ
(выполняется по методике [3])*

Влагосодержание полотна:

— начальное

$$U_0 = \frac{100 - T_0}{T_0} = \frac{100 - 43}{43} = 1,326 \text{ кг влаги/кг бумаги};$$

— конечное

$$U_2 = \frac{100 - T_2}{T_2} = \frac{100 - 94}{94} = 0,064 \text{ кг влаги/кг бумаги}.$$

Производительность машины:

$$G_M = 60 \cdot v_{\Pi} \cdot b_{\Pi} \cdot P_{c.\Pi} = 60 \cdot 306,12 \cdot 2,45 \cdot 0,125 = 5625 \text{ кг/ч}.$$

Производительность машины по абсолютно сухому весу бумаги:

$$G_M^{a.c} = G_M \cdot \frac{T_2}{100} = 5625 \cdot 0,94 = 5287,5 \text{ кг/ч}.$$

Активная поверхность одного сушильного цилиндра:

$$h_{a.\Pi} = \pi \cdot D_{\Pi} \cdot b_{\Pi} \cdot \varphi_{\Pi} = 3,14 \cdot 1,5 \cdot 2,45 \cdot 0,63 = 7,27 \text{ м}^2.$$

Средняя температура бумажного полотна в отдельных периодах сушки:

— в периоде прогрева

$$\bar{t}_{\text{пр}} = \frac{t_0 + t_1}{2} = \frac{15 + 85}{2} = 50 \text{ } ^\circ\text{C};$$

— в первом периоде сушки $t_1 = 85^\circ\text{C}$ (принимается);

— во втором периоде сушки

$$\bar{t}_2 = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{85 + 144}{2} = 114,5 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где температура полотна в конце второго периода сушки

$$t_2 = t_{\text{Н.П}}^{\text{П1}} - 14,8 = 158,8 - 14,8 = 144 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплота парообразования:

— в первом периоде сушки

$$r_1 = 2493 + 1,97 \cdot t_1 - c_{\omega} \cdot t_1 =$$

$$= 2493 + 1,97 \cdot 85 - 4,19 \cdot 85 = 2304,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

— во втором периоде сушки

$$r_2 = 2493 + 1,97 \cdot t_2 - c_{\omega} \cdot t_1 =$$

$$= 2493 + 1,97 \cdot 114,5 - 4,19 \cdot 85 = 2362,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная величина теплоты прогрева полотна при конечном влагосодержании U_2 , отнесенная к 1 кг испаряемой влаги, определяется по уравнению:

$$\Delta q_{\text{м}} = \frac{(C_{\text{с.п}} + c_{\omega} \cdot U_2) \cdot (t_2 - t_1)}{U_{\text{к1}} - U_2} =$$
$$= \frac{(1,508 + 4,19 \cdot 0,064) \cdot (144 - 85)}{0,8 - 0,064} = 142,38 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

где $C_{\text{с.п}} = 1,508 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$ – теплоемкость сухого полотна бумаги; $c_{\omega} = 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$ – теплоемкость влаги; $U_{\text{к1}} = 0,8 \text{ кг/кг}$ – критическое влагосодержание (принимается).

Коэффициент, учитывающий увеличение удельного расхода теплоты на испарение влаги во втором периоде сушки:

$$m_r = \frac{(r_2 + \Delta q_{\text{м}}) \cdot \psi_1}{r_1 \cdot \psi_2} = \frac{(2362,4 + 142,38) \cdot 0,92}{2304,3 \cdot 0,83} = 1,20;$$

где $\psi_1 = 0,92$, $\psi_2 = 0,83$ – коэффициенты использования теплоты в первом и втором периодах сушки (принимаются).

Количество теплоты, необходимое для прогрева бумаги при коэффициенте $\psi_{\text{пр}} = 1,0$, определяется по уравнению:

$$\begin{aligned}
Q_{\text{пр}} &= \frac{1}{\psi_{\text{пр}}} \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}} (C_{\text{с.п}} + C_{\omega} \cdot U_0) \cdot (t_1 - t_0) = \\
&= \frac{1}{1,0} \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}} (1,508 + 4,19 \cdot 1,326) \cdot (85 - 15) = \\
&= 494,476 \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}}, \text{ кДж/ч.}
\end{aligned}$$

Расход теплоты на испарение влаги в первом периоде сушки вычисляется по уравнению:

$$\begin{aligned}
Q_1 &= \frac{1}{\psi_1} \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}} (U_0 - U_{\text{к1}}) \cdot r_1 = \\
&= \frac{1}{0,92} \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}} (1,326 - 0,8) \cdot 2304,3 = 1317,5 \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}}, \text{ кДж/ч.}
\end{aligned}$$

Расход теплоты на испарение влаги во втором периоде сушки:

$$\begin{aligned}
Q_2 &= \frac{1}{\psi_2} \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}} (U_{\text{к1}} - U_2) \cdot (r_2 + \Delta q_{\text{М}}) = \\
&= \frac{1}{0,83} \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}} (0,8 - 0,064) \cdot (2362,4 + 142,38) = \\
&= 2221,11 \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}}, \text{ кДж/ч.}
\end{aligned}$$

Коэффициент теплопередачи от пара к бумажному полотну находится из уравнения:

$$K = \frac{1-a}{\varphi_{\text{ц}}} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{с}}}{\lambda_{\text{с}}} + \frac{1-a}{\varphi_{\text{ц}} \cdot \alpha_2}} =$$

$$\frac{1-0,05}{0,63} \cdot \frac{1}{\frac{1}{3489} + \frac{0,025}{47,7} + \frac{1-0,05}{0,63 \cdot 748,11}} = 533,521 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}},$$

где $a = 0,05$ – доля теплоты, отдаваемой боковой поверхностью цилиндра воздуху; $\alpha_1 = 3489 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ – коэффициент теплообмена на внутренней поверхности цилиндра (принимается); $\alpha_2 = 748,11 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ – коэффициент теплообмена на наружной поверхности цилиндра (принимается); $\delta_{\text{с}} = 0,025 \text{ м}$ – толщина стенки цилиндра; $\lambda_{\text{с}} = 47,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$ – коэффициент теплопроводности стенки цилиндра.

Удельный тепловой поток на активной поверхности цилиндров в периоде прогрева полотна:

$$q_{\text{пр}} = K \cdot (t_{\text{н.п}}^{\text{р2}} - t_{\text{пр}}^{\text{ср}}) = 533,521 \cdot (133,5 - 50) = 44549,0 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Удельный тепловой поток на цилиндрах первого периода сушки:

$$q_1 = K \cdot (t_{н.п}^{P1} - t_1) = 533,521 \cdot (158,8 - 85) = 39373,8 \text{ Вт/м}^2.$$

Удельный тепловой поток на цилиндрах второго периода сушки:

$$q_2 = q_1 \cdot \bar{Z}_i \cdot m_r = 39373,8 \cdot 0,45 \cdot 1,205 = 21350,44 \text{ Вт/м}^2,$$

где $\bar{Z}_i = 0,45$ – среднеинтегральный коэффициент сушки бумаги.

Необходимое число цилиндров:

— в периоде прогрева полотна

$$\begin{aligned} n_{\text{пр}} &= \frac{Q_{\text{пр}}}{q_{\text{пр}} \cdot h_{\text{ац}}} = \frac{494,476 \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}}}{3,6 \cdot 44549,0 \cdot 7,27} = \\ &= 0,000424102 G_{\text{М}}^{\text{а.с}}, \text{ цилиндров;} \end{aligned}$$

— в первом периоде сушки

$$\begin{aligned} n_1 &= \frac{Q_1}{q_1 \cdot h_{\text{ац}}} = \frac{1317,5 \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}}}{3,6 \cdot 39373,8 \cdot 7,27} = \\ &= 0,001278517 G_{\text{М}}^{\text{а.с}}, \text{ цилиндров;} \end{aligned}$$

— во втором периоде сушки

$$\begin{aligned} n_2 &= \frac{Q_2}{q_2 \cdot h_{\text{ац}}} = \frac{2221,11 \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}}}{3,6 \cdot 21350,44 \cdot 7,27} = \\ &= 0,003974901 G_{\text{М}}^{\text{а.с}}, \text{ цилиндров.} \end{aligned}$$

Производительность сушильной установки находим из условия равенства расчетного числа цилиндров заданному количеству:

$$n_{\text{пр}} + n_1 + n_2 = n$$

$$\text{или } (0,000424102 + 0,001278517 + 0,003974901) \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}} = 30;$$

$$0,00567752 G_{\text{М}}^{\text{а.с}} = 30.$$

Расчетная производительность установки по абсолютно сухому полотну составит:

$$G_{\text{М}}^{\text{а.с}} = \frac{30}{0,00567752} = 5284,0 \text{ кг/ч.}$$

Расчетная производительность сушильной установки при конечной сухости полотна 6 %:

$$G_{\text{М}}^{\omega = 6\%} = \frac{G_{\text{М}}^{\text{а.с}}}{0,94} = \frac{5284,0}{0,94} = 5621,3 \text{ кг/ч} = 134,9 \text{ т бумаги/сутки.}$$

Скорость движения полотна:

$$v_{\text{п}} = \frac{G_{\text{м}}^{\omega = 6\%}}{60 \cdot b_{\text{п}} \cdot P_{\text{с.п}}} = \frac{5621,3}{60 \cdot 2,45 \cdot 0,125} = 305,9 \text{ м/мин.}$$

Количество испаряемой влаги из полотна:

$$M = G_{\text{м}}^{\text{а.с}} (U_0 - U_2) = 5284,0 (1,326 - 0,064) = 6668,4 \text{ кг/ч.}$$

Интенсивность сушки (удельный влагосъем)б

$$m = \frac{M}{n \cdot h_{\text{ац}}} = \frac{6668,4}{30 \cdot 7,27} = 30,6 \text{ кг влаги/(м}^2 \cdot \text{ч).}$$

Количество цилиндров по периодам сушки:

— в периоде прогрева полотна

$$n_{\text{пр}} = 0,000424102 \cdot 5284,0 = 2,24 \text{ цилиндра};$$

— в первом периоде сушки

$$n_1 = 0,001278517 \cdot 5284,0 = 6,76 \text{ цилиндров};$$

— во втором периоде сушки

$$n_2 = 0,003974902 \cdot 5284,0 = 21 \text{ цилиндр.}$$

Итого: $n = 2,24 + 6,76 + 21,0 = 30$ цилиндров.

В зависимости от количества цилиндров в каждом периоде сушки строим кинетику сушки бумаги для гофрирования (рис. 5).

Расход теплоты по периодам сушки:

— в периоде прогрева полотна

$$Q_{\text{пр}} = 494,476 \cdot 5284,0 = 2612811,2 \text{ кДж/ч};$$

— в первом периоде сушки

$$Q_1 = 1317,5 \cdot 5284,0 = 6961670,0 \text{ кДж/ч};$$

— во втором периоде сушки

$$Q_2 = 2221,11 \cdot 5284,0 = 11736345,2 \text{ кДж/ч.}$$

Расход греющего пара на сушку:

$$D = \left(\frac{Q_{\text{пр}}}{\eta_{\text{пр}}} + \frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2} \right) \cdot \frac{1}{i_{\text{п}}^{\text{р1}} - i_{\text{к}}^{\text{р3}}}, \text{ кг/ч,}$$

где $\eta_{\text{пр}}$, η_1 , η_2 – коэффициенты сохранения теплоты в периодах сушки полотна: при прогреве полотна, в первом и втором периодах; $i_{\text{п}}^{\text{р1}}$, $i_{\text{к}}^{\text{р3}}$ – энтальпия пара при давлении в первой паровой группе P_1 и конденсата при давлении пара в третьем сепараторе P_3 .

Расход пара на сушку бумаги для гофрирования:

$$D = \left(\frac{2612811,2}{0,95} + \frac{6961670,0}{0,9} + \frac{11736345,2}{0,85} \right) \times$$

$$\times \frac{1}{2756,4 - 411,5} = \frac{2750327,6 + 7735188,9 + 13807464,9}{2344,9} =$$

$$= \frac{Q_c}{2344,9} = \frac{24292981,4}{2344,9} = 10360 \text{ кг/ч};$$

$$D = 1172,9 + 3298,7 + 5888,3 = 10360 \text{ кг/ч.}$$

Удельный расход теплоты на сушку одной тонны бумаги для гофрирования (теоретический):

$$q_b^T = \frac{Q_c}{G_{\text{a.c.}}^M} = \frac{24292981,4}{5284,0 \cdot 10^3} = 4,598 \frac{\text{ГДж}}{\text{Т}} = 1,097 \text{ Гкал/т.}$$

Удельный расход пара (теоретический):

— на одну тонну абсолютно сухой бумаги для гофрирования

$$d_b^T = \frac{D}{G_{\text{a.c.}}^M} = \frac{10360}{5284} = 1,96 \text{ т пара/т бумаги};$$

— на одну тонну испаряемой влаги

$$d_{\text{вл}}^T = \frac{D}{M} = \frac{10360}{6668,4} = 1,554 \text{ т пара/т влаги.}$$

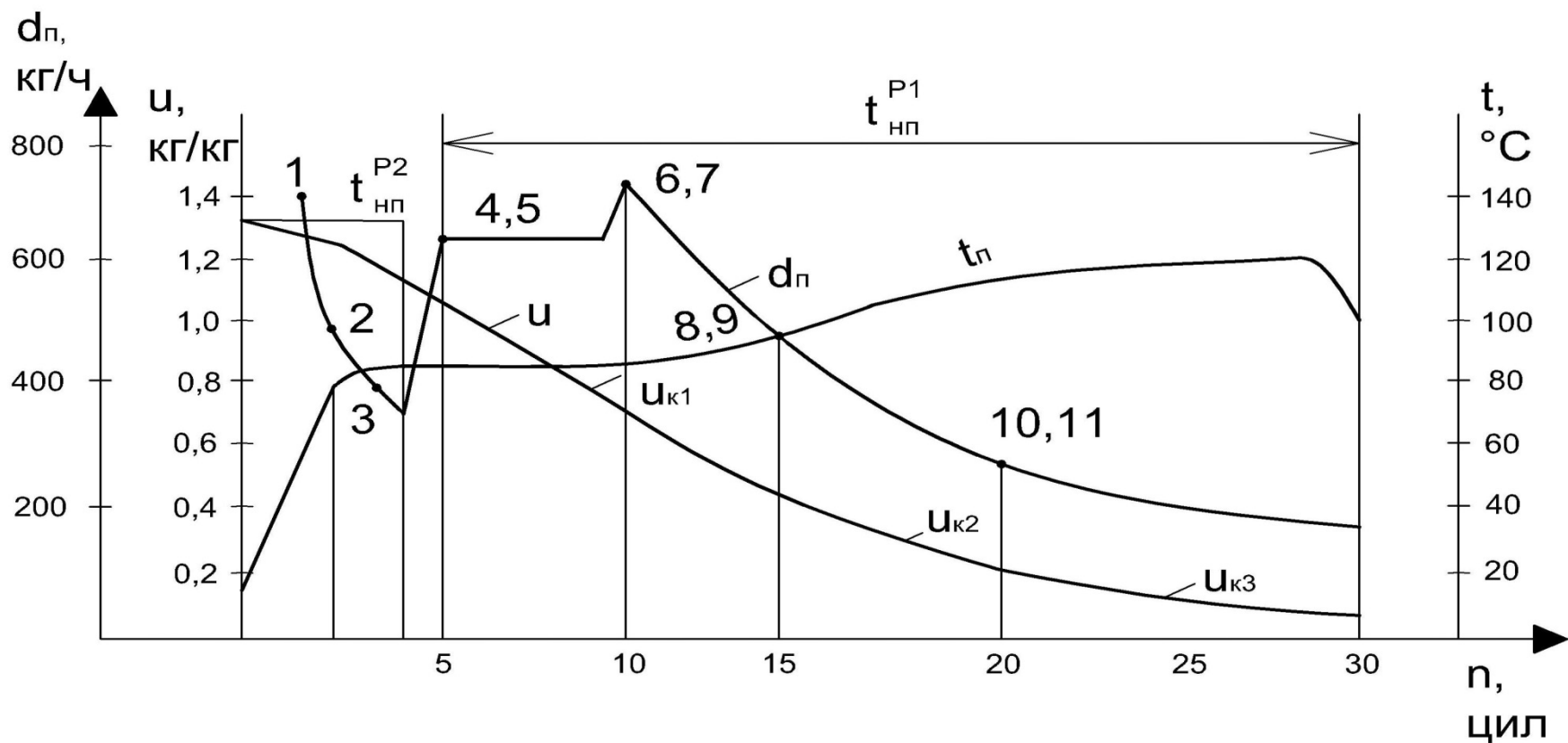


Рисунок 5 – Кинетика сушки бумаги для гофрирования в сушильной установке БДМ:
 U – кривая кинетики сушки; tП – температура полотна; dП – расход пара по цилиндрам;
 $t_{нп}^{P2}$ – температура насыщенного пара по паровым группам цилиндров; 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10,
 11 – объединение сушильных цилиндров по группам в дополнительные конденсатопроводы
 (см. табл. 4)

Задача 5. Расчет системы вентиляции бумагоделательной машины

Исходные данные:

Производительность сушильной установки по абсолютно сухому полотну $G_M^{ac} = 5284$ кг/ч.

Влагосодержание полотна:

- до сушильной установки $U_0 = 1,326$ кг влаги/кг сухой бумаги;
- после сушильной установки $U_2 = 0,064$ кг влаги/кг сухой бумаги.

Влагосодержание воздуха:

- до сушильной установки $d_2 = 0,015$ кг влаги/ кг воздуха;
- после сушильной установки $d_5 = 0,07$ кг влаги/ кг воздуха;

Данные, необходимые для решения задачи, выбрать по табл. 5.

Таблица 5

Последняя цифра шифра	G_M^{ac} , кг/ч	U_0 , кг/кг	U_2 , кг/кг	Предпоследняя цифра шифра	d_2 , кг/кг	d_5 , кг/кг
0	5284	1,326	0,064	0	0,015	0,07
1	5000	1,40	0,075	1	0,025	0,08
2	4000	1,30	0,07	2	0,020	0,09
3	3000	1,42	0,06	3	0,018	0,10
4	2000	1,43	0,05	4	0,020	0,12
5	1700	1,326	0,075	5	0,015	0,07
6	1800	1,40	0,07	6	0,025	0,08
7	1900	1,30	0,06	7	0,020	0,09
8	2000	1,42	0,05	8	0,018	0,10
9	2200	1,326	0,075	9	0,020	0,12

Остальные характеристики работы БДМ принимаются как в расчете.

Количество испаряемой влаги из полотна (из теплового расчета сушильной установки БДМ):

$$M = G_M^{ac}(U_0 - U_2) = 5284,0 (1,326 - 0,064) = 6668,4 \text{ кг/ч.}$$

Расход абсолютно сухого воздуха на сушку

$$L_c = \frac{M}{d_5 - d_2} = \frac{6668,4}{0,07 - 0,015} = 12124,6 \text{ кг/ч,}$$

где $d_2 = 0,015$ кг влаги /кг сухого воздуха – влагосодержание воздуха на входе в сушильную установку (принимается); $d_5 = 0,070$ кг влаги/кг сухого воздуха – влагосодержание воздуха на выходе из сушильной установки (принимается).

Расход воздуха, нагнетаемого вентиляторами приточного воздуха,

$$L_{\text{НАГН}} = 0,6 \cdot L_c = 0,6 \cdot 12124,6 = 7274,8 \text{ кг/ч.}$$

Расход воздуха, подсасываемого из зала,

$$L_{\text{ПДС}} = 121243,6 - 72746,2 = 48497,4 \text{ кг/ч.}$$

При температуре приточного воздуха $t_{\text{В}} = 80^\circ\text{C}$ плотность воздуха составит $\rho_{\text{В}} = 1,0 \text{ кг/м}^3$ (Приложение 1).

Тогда

$$L_{\text{НАГН}} = 72746,2 \text{ кг/ч} = 72750 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

К установке принимаем два центробежных вентилятора приточного воздуха типа Ц 4-70, № 12,5 со следующими характеристиками работы каждого:

- число оборотов $n = 530 \text{ об/мин}$;
- производительность $V = 40000 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- напор $H = 1000 \text{ Па}$.

Расход паровоздушной смеси, удаляемой из системы вентиляции машины,

$$L_{\text{ПВС}} = L_{\text{С}} + M = 121243,6 + 6668,4 = 127912 \text{ кг/ч.}$$

При температуре удаляемого вытяжного воздуха $t_{\text{В}} = 60^\circ\text{C}$ плотность воздуха составит $\rho_{\text{В}} = 1,06 \text{ кг/м}^3$ (приложение 1).

Тогда

$$L_{\text{НАГН}} = \frac{L_{\text{ПВС}}}{\rho_{\text{В}}} = \frac{127912}{1,06} = 120671,7 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

К установке принимаем два осевых вентилятора вытяжного воздуха типа ВО 25–188 со следующими характеристиками работы каждого:

- число оборотов $n = 1040 \text{ об/мин}$;
- производительность $V = 60000 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- напор $H = 1200 \text{ Па}$;
- к. п. д. $\eta = 0,85$;
- мощность двигателя $N = 30 \text{ кВт}$.

Расход теплоты на сушку бумаги для гофрирования (из теплового расчета сушильной установки БДМ).

$$\begin{aligned} Q_{\text{С}} &= Q_{\text{ПР}} + Q_1 + Q_2 = \\ &= 2612811,2 + 6961670,0 + 11736345,2 = 21310826,4 \text{ кДж/ч.} \end{aligned}$$

Расход теплоты на прогрев сухой бумаги

$$\begin{aligned} Q_{\text{ПР}} &= G_{\text{М}}^{\text{ac}} (C_{\text{С.П}} + C_{\text{В}} \cdot U_2) \cdot (t_2 - t_0) \\ &= 5284,0 \cdot (1,508 + 4,19 \cdot 0,064) \cdot (144 - 15) = 1210694,6 \text{ кДж/ч.} \end{aligned}$$

Потери теплоты в окружающую среду

$$Q_{\text{ОКР}} = H_{\text{ОГР}} \cdot K_{\text{ОГР}} (t_{\text{В}} - t_0),$$

где $H_{OГР} = 500 \text{ м}^2$ и $K_{OГР} = 1,163 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ – поверхность и коэффициент теплопередачи ограждений сушильной камеры (принимаются).

При средней температуре воздуха в сушильной камере $\bar{t}_B = 60 \text{ }^\circ\text{С}$ и в цехе $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{С}$ потери теплоты в окружающую среду

$$Q_{OКР} = 3,6 \cdot 500 \cdot 1,163 \cdot (60 - 20) = 83736 \text{ кДж/ч.}$$

Мощность двигателей сушильной установки определяем по формуле:

$$N_{ДВ} = K \cdot b_M \cdot \nu_{П} \cdot n_{Ц} \cdot D_{Ц},$$

где K – удельный показатель расхода мощности, отнесенный к 1 м диаметра цилиндра, $K = 0,002 \text{ кВт}/(\text{м} \cdot \text{мин})$; b_M – ширина машины.

Подставляя значения величин, получим

$$N_{ДВ} = 0,002 \cdot 2,45 \cdot 350 \cdot 30 \cdot 1,5 = 77,2 \text{ кВт.}$$

Теплота, выделяемая в подшипниках цилиндров

$$Q_{ДВ} = 3600 \cdot N_{ДВ} = 3600 \cdot 77,2 = 277920 \text{ кДж/ч.}$$

Тепловой баланс сушильной установки определяется уравнением:

$$Q_C + Q_{ДВ} - Q_{ПР} - Q_{OКР} = 0,6 \cdot L_c (I_5 - I_4) + 0,4 \cdot L_c (I_5 - I_2);$$

или

$$\begin{aligned} & 21310826,4 + 277920 - 1210694,6 - 83736 = \\ & = 0,6 \cdot 121243,6 \cdot (I_5 - 104,3) + 0,4 \cdot 121243,6 \cdot (I_5 - 73,4). \end{aligned}$$

Откуда получим

$$I_5 = 175,8 + 62,6 + 29,4 = 267,8 \text{ кДж/кг.}$$

Температура отработанного воздуха (по I - d -диаграмме) равна $82 \text{ }^\circ\text{С}$. Термодинамический процесс изменения состояния воздуха в вентиляционной системе сушильной установки БДМ для зимнего периода показан на рисунке 6.

Теплосодержание влажного воздуха представляет собой сумму теплосодержания сухой части воздуха и водяного пара

$$I_{В.В} = I_{С.В} + I_{В.П} = c_{С.В} \cdot t + (r + c_{П} \cdot t) \cdot \frac{d}{1000}, \text{ кДж/кг,}$$

где $c_{С.В}$ и $c_{П}$ – соответственно удельная теплоемкость сухого воздуха и водяного пара, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$; r – теплота парообразования водяного пара, кДж/кг ; d – влагосодержание влажного воздуха, г влаги/ кг воздуха.

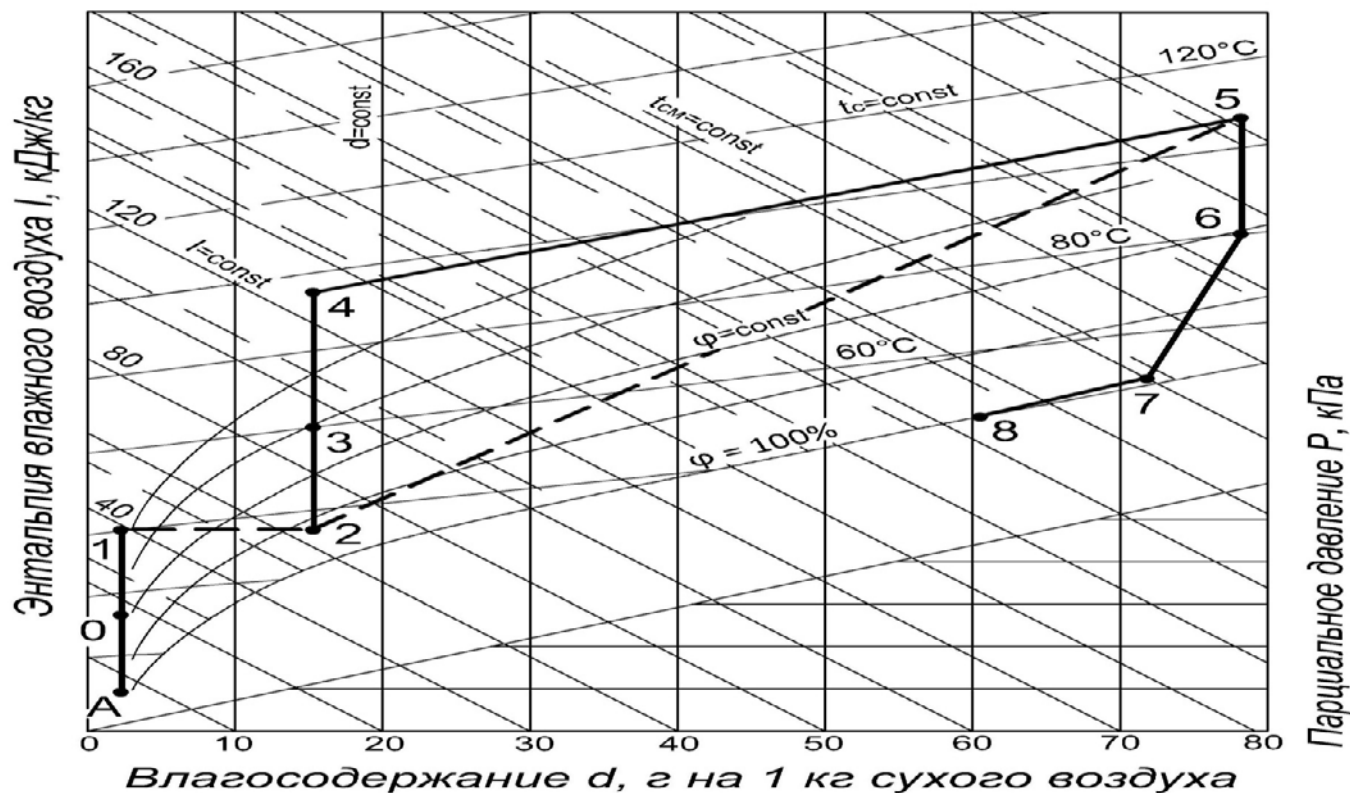


Рисунок 6 – Изменение состояния влажного воздуха в вентиляционной системе высокоскоростной широкоформатной бумагоделательной машины:

- Процессы: (А–0) – нагрев вентиляционного воздуха в теплоуловителе № 2; (0–1) – нагрев вентиляционного воздуха в калорифере; (1–2) – нагрев и увлажнение воздуха в зале бумагоделательных машин; (2–3) – нагрев сушильного воздуха в теплоуловителе № 1; (3–4) – нагрев сушильного воздуха в калорифере; (4–5) – нагрев и увлажнение сушильного воздуха в сушильной установке; (5–6) – охлаждение паровоздушной смеси в теплоуловителе № 1; (6–7) – охлаждение паровоздушной смеси в теплоуловителе № 2; (7–8) – охлаждение паровоздушной смеси и конденсация водяных паров в скруббере

Для практических инженерных расчетов можно принять:

$$c_{с.в} = 1,0 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{°C)}, c_{п} = 1,8 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{°C)}, r = 2500 \text{ кДж/кг.}$$

Тогда получим

$$I_{в.в} = 1,0 \cdot t + (2500 + 1,8 \cdot t) \cdot \frac{d}{1000}, \text{ кДж/кг.}$$

Вычислим значения теплосодержания влажного воздуха для всех точек процесса изменения состояния воздуха в вентиляционной системе бумагоделательной машины:

Точка А

$$I_{в.в}^A = 1,0 \cdot (-10) + [2500 + 1,8 \cdot (-10)] \cdot \frac{0,5}{1000} = -8,76 \text{ кДж/кг.}$$

Точка 0

$$I_{в.в}^0 = 1,0 \cdot 20 + (2500 + 1,8 \cdot 20) \cdot \frac{0,5}{1000} = 21,3 \text{ кДж/кг.}$$

Точка 1

$$I_{в.в}^1 = 1,0 \cdot 38 + (2500 + 1,8 \cdot 38) \cdot \frac{0,5}{1000} = 39,3 \text{ кДж/кг.}$$

Точка 2

$$I_{в.в}^2 = 1,0 \cdot 35 + (2500 + 1,8 \cdot 35) \cdot \frac{15}{1000} = 73,4 \text{ кДж/кг.}$$

Точка 3

$$I_{в.в}^3 = 1,0 \cdot 50 + (2500 + 1,8 \cdot 50) \cdot \frac{15}{1000} = 88,9 \text{ кДж/кг.}$$

Точка 4

$$I_{в.в}^4 = 1,0 \cdot 65 + (2500 + 1,8 \cdot 65) \cdot \frac{15}{1000} = 104,3 \text{ кДж/кг.}$$

Точка 5

$$I_{в.в}^5 = 1,0 \cdot 82 + (2500 + 1,8 \cdot 82) \cdot \frac{70}{1000} = 267,3 \text{ кДж/кг.}$$

Представим параметры влажного воздуха в табл. 6.

Таблица 6 – Основные параметры влажного воздуха в системе вентиляции бумагоделательной машины

Точки	Температура $t, \text{°C}$	Влаго- содержание $d, \text{г/кг}$	Тепло- содержание $I, \text{кДж/кг}$	Относительная влажность $\varphi, \%$
А	-10	0,5	-8,76	30
0	20	0,5	21,3	4
1	38	0,5	39,3	2

Точки	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Влаго- содержание $d, \text{г/кг}$	Тепло- содержание $I, \text{кДж/кг}$	Относительная влажность $\varphi, \%$
2	35	15	73,4	42
3	50	15	88,9	19
4	65	15	104,3	9
5	82	70	267,3	20
6	74	70	258,7	28
7	58	65	227,3	54

В целлюлозно-бумажной промышленности газо-газовые аппараты применяются в качестве теплоуловителей для утилизации теплоты паровоздушной смеси, отводимой от сушильной части бумагоделательных и картоноделательных машин. Эта теплота используется в теплорекуперационных агрегатах систем технологической и общеобменной вентиляции, что снижает удельный расход пара на единицу продукции.

Принципиальная схема агрегата представлена на рисунке 7.

Паровоздушная смесь из колпака сушильной части машины подается в ТУ-1, где отдает часть своей теплоты на нагрев сушильного воздуха. Подача воздуха осуществляется из цеха, а нагретый воздух после дополнительного подогрева в калорифере направляется в сушильную часть.

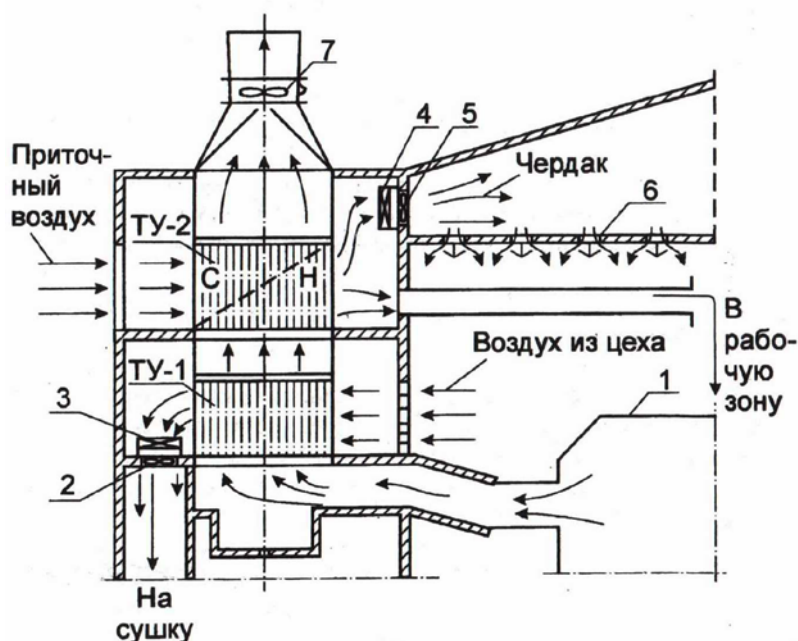


Рисунок 7 – Схема теплорекуперационного агрегата:

- 1 – колпак сушильной части бумагоделательной машины;
- 2 – вентилятор для подачи воздуха на сушку;
- 3, 4 – калориферы;
- 5 – вентилятор для подачи воздуха в чердачное помещение;
- 6 – потолочные плафоны;
- ТУ-1 и ТУ-2 – теплоуловители первой и второй ступени;
- 7 – вентилятор для удаления паровоздушной смеси

Пройдя теплоуловитель ТУ-1, паровоздушная смесь поступает в ТУ-2, где также отдает часть своей теплоты на нагрев приточного воздуха. Приточный воздух забирается с улицы. Условно в ТУ-2 образуется сухая и насыщенная зоны, обозначенные на схеме соответственно «с» и «н». Затем часть воздуха после предварительного нагрева в калорифере вентилятором подается в чердачное помещение и сбрасывается через потолочные плафоны в цех, а другая часть приточного воздуха посредством системы воздухораспределения подается в рабочую зону цеха.

Задача 6. Тепловой расчет трубчатого теплоуловителя для утилизации теплоты паровоздушной смеси в системе вентиляции бумагоделательных машин

Исходные данные:

Производительность сушильной установки по абсолютно сухому полотну $G_M^{ac} = 5284$ кг/ч.

Влагосодержание полотна:

- до сушильной установки $U_0 = 1,326$ кг влаги/кг сухой бумаги;
- после сушильной установки $U_2 = 0,064$ кг влаги/кг сухой бумаги.

Влагосодержание воздуха:

- до сушильной установки $d_2 = 0,015$ кг влаги/ кг воздуха;
- после сушильной установки $d_5 = 0,07$ кг влаги/ кг воздуха;

Данные, необходимые для решения задачи, выбрать по таблице 7.

Таблица 7

Последняя цифра шифра	G_M^{ac} , кг/ч	U_0 , кг/кг	U_2 , кг/кг	Предпоследняя цифра шифра	d_2 , кг/кг	d_5 , кг/кг
0	5284	1,326	0,064	0	0,015	0,07
1	5000	1,40	0,075	1	0,025	0,08
2	4000	1,30	0,07	2	0,020	0,09
3	3000	1,42	0,06	3	0,018	0,10
4	2000	1,43	0,05	4	0,020	0,12
5	1700	1,326	0,075	5	0,015	0,07
6	1800	1,40	0,07	6	0,025	0,08
7	1900	1,30	0,06	7	0,020	0,09
8	2000	1,42	0,05	8	0,018	0,10
9	2200	1,326	0,075	9	0,020	0,12

Остальные характеристики работы БДМ принимаются как в расчете.

Количество испаряемой влаги из полотна (из теплового расчета сушильной установки):

$$M = G_M^{ac} (U_0 - U_2) = 5284,0 \cdot (1,326 - 0,064) = 6668,4 \text{ кг/ч} = 1,85 \text{ кг/с.}$$

Расход абсолютно сухого воздуха на сушку:

$$L_c = \frac{M}{d_5 - d_2} = \frac{666,8}{0,07 - 0,015} = 121243,6 \text{ кг/ч} = 33,68 \text{ кг/с},$$

где $d_2 = 0,015$ кг влаги/кг сухого воздуха – влагосодержание воздуха на входе в сушильную установку (принимается); $d_5 = 0,070$ кг влаги/кг сухого воздуха – влагосодержание воздуха на выходе из сушильной установки (принимается).

Принимаем к установке два теплорекуперационных агрегата.

Тогда общее количество воздуха в расчете на один агрегат составит:

$$G_c^{\text{общ}} = \frac{L_c}{n} = \frac{33,68}{2} = 16,84 \text{ кг/с}.$$

Материальный баланс воздушных потоков системы технологической и общеобменной вентиляции цеха примем следующим:

— паровоздушная смесь

$$G_{\text{см}} = G_c^{\text{общ}} + \frac{M}{n} = 16,84 + \frac{1,85}{2} = 17,77 \text{ кг/с};$$

— сушильный воздух (ТУ-1)

$$G_{\text{суш}} = 0,6 \cdot G_c^{\text{общ}} = 0,6 \cdot 16,84 = 10,1 \text{ кг/с};$$

— приточный воздух (ТУ-2)

$$G_{\text{пр}} = 1,1 \cdot G_c^{\text{общ}} = 1,1 \cdot 16,84 = 18,5 \text{ кг/с}.$$

Выполнение дальнейшего расчета основано на построении процесса изменения параметров паровоздушной среды в $I-d$ – диаграмме, представленной на рисунке 8.

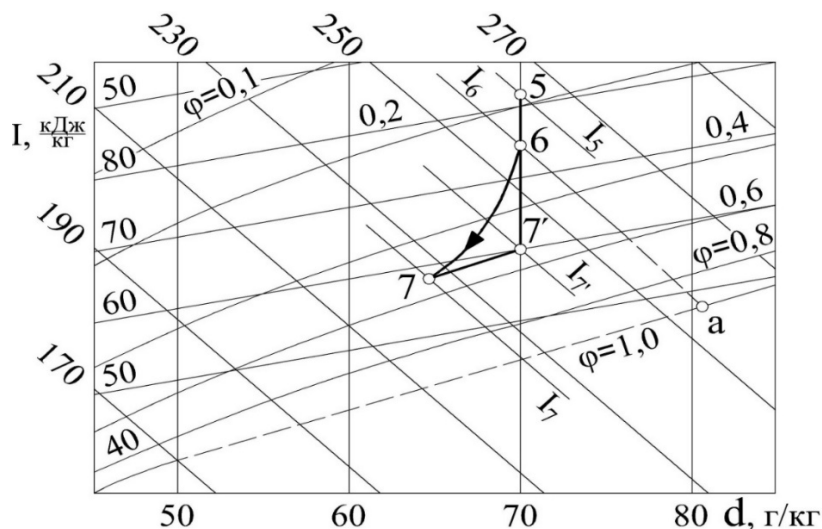


Рисунок 8 – Построение процесса изменения состояния паровоздушной смеси в теплоуловителях ТУ-1 и ТУ-2

Состояние паровоздушной смеси на выходе из ТУ-1 определяется из выражения:

$$I_6 = I_5 - \frac{G_{\text{суш}}}{G_{\text{см}}} \cdot C_{\text{рв}} (t_3 - t_2) =$$

$$= 267,3 - \frac{10,1}{17,77} \cdot 1,005 \cdot (50 - 35) = 258,7 \text{ кДж/кг.}$$

Здесь $C_{\text{рв}} = 1,005 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{°C)}$ – теплоемкость воздуха при средней температуре $\bar{t}_B = (35 + 50)/2 = 42,5 \text{ °C}$.

При теплосодержании паровоздушной смеси $I_6 = 258,7 \text{ кДж/кг}$ по $I-d$ – диаграмме находим:

$$t_6 = 74 \text{ °C}; \quad d_6 = 70 \text{ г/кг}; \quad \varphi_6 = 28 \text{ \%}.$$

Энтальпия паровоздушной смеси на выходе из ТУ-2 определяется из выражения:

$$I_7 = I_6 - \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{см}}} \cdot C_{\text{рв}} (t_1 - t_A) =$$

$$= 258,7 - \frac{18,5}{17,77} \cdot 1,005 \cdot [20 - (-10)] = 227,3 \text{ кДж/кг.}$$

Здесь $C_{\text{рв}} = 1,005 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{°C)}$ – теплоемкость воздуха при средней температуре $\bar{t}_B = [20 + (-10)]/2 = 5 \text{ °C}$.

При теплосодержании паровоздушной смеси $I_7 = 227,3 \text{ кДж/кг}$ по $I-d$ –диаграмме находим:

$$t_7 = 58 \text{ °C}; \quad d_7 = 65 \text{ г/кг}; \quad \varphi_7 = 54 \text{ \%}.$$

Из анализа процесса изменения состояния паровоздушной смеси следует, что теплоуловитель первой ступени (ТУ-1) полностью находится в «сухой» зоне (процесс 5–6). Теплоуловитель второй ступени (ТУ-2) находится частично в «сухой» зоне (процесс 6–7'), и частично – в «насыщенной» (процесс 7'–7). Границей раздела двух зон является точка 7' с параметрами (по $I-d$ – диаграмме):

$$t_H = 60 \text{ °C}; \quad d_H = 70 \text{ г/кг}; \quad I_H = 242,6 \text{ кДж/кг.}$$

Дальнейший расчет производится для каждой из зон отдельно. Количество теплоты, передаваемой в ТУ-1:

$$Q_{\text{ТУ-1}} = G_{\text{см}} (I_5 - I_6) = 17,77 \cdot (267,3 - 258,7) = 152,8 \text{ кВт.}$$

Температурный напор в ТУ-1:

$$\Delta t_{\text{ТУ-1}} = \frac{t_5 + t_6}{2} - \frac{t_2 + t_3}{2} = \frac{82 + 74}{2} - \frac{35 + 50}{2} = 35,5 \text{ °C.}$$

Число Рейнольдса для потока паровоздушной смеси в ТУ-1:

$$\text{Re}_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}} = \frac{v_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}} \cdot d_{\text{в}}}{\nu_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}}} = \frac{12 \cdot 0,0364}{21,09 \cdot 10^{-6}} = 20711,2,$$

где $v_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}} = 12$ м/с – скорость движения паровоздушной смеси в трубах (принимается); $d_{\text{в}} = 0,0364$ м – внутренний диаметр труб; $\nu_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}} = 21,09 \cdot 10^{-6}$ м²/с – кинематическая вязкость паровоздушной смеси при $\bar{t}_{\text{см}} = 78$ °С (Приложение 1).

Коэффициент теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси, движущейся внутри труб ТУ-1:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{см1}}^{\text{ТУ-1}} &= 0,018 \cdot \frac{\lambda_{\text{см1}}}{d_{\text{в}}} (\text{Re}_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}})^{0,8} = \\ &= 0,018 \cdot \frac{0,0305}{0,0364} \cdot 20711,2^{0,8} = 42,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}, \end{aligned}$$

где $\lambda_{\text{см1}} = 0,0305$ Вт/(м °С) – коэффициент теплопроводности паровоздушной смеси при $\bar{t}_{\text{см}} = 78$ °С (Приложение 1).

Число Рейнольдса для потока сушильного воздуха в ТУ-1:

$$\text{Re}_{\text{в1}}^{\text{ТУ-1}} = \frac{v_{\text{в1}}^{\text{ТУ-1}} \cdot d_{\text{н}}}{\nu_{\text{в1}}^{\text{ТУ-1}}} = \frac{9 \cdot 0,038}{17,0 \cdot 10^{-6}} = 20117,6,$$

где $v_{\text{в1}}^{\text{ТУ-1}} = 9$ м/с – скорость движения воздуха в межтрубном пространстве (принимается); $d_{\text{н}} = 0,038$ м – наружный диаметр трубок; ; $\nu_{\text{в1}}^{\text{ТУ-1}} = 17,0 \cdot 10^{-6}$ м²/с – кинематическая вязкость воздуха при $\bar{t}_{\text{в1}} = 42,5$ °С (Приложение 1).

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, движущегося в межтрубном пространстве ТУ-1:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{в1}}^{\text{ТУ-1}} &= 0,177 \cdot \frac{\lambda_{\text{в1}}}{d_{\text{н}}} (\text{Re}_{\text{в1}}^{\text{ТУ-1}})^{0,64} = \\ &= 0,177 \cdot \frac{0,0276}{0,038} \cdot 20117,6^{0,64} = 73,0 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}, \end{aligned}$$

где $\lambda_{\text{в1}} = 0,0276$ Вт/(м °С) – коэффициент теплопроводности воздуха при $\bar{t}_{\text{в1}} = 42,5$ °С (Приложение 1).

Коэффициент теплопередачи от паровоздушной смеси к воздуху для ТУ-1:

$$K_{\text{ТУ-1}} = \frac{\alpha_{\text{см1}}^{\text{ТУ-1}} \cdot \alpha_{\text{в1}}^{\text{ТУ-1}}}{\alpha_{\text{см1}}^{\text{ТУ-1}} + \alpha_{\text{в1}}^{\text{ТУ-1}}} = \frac{42,8 \cdot 73,0}{42,8 + 73,0} = 27,0 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}.$$

Поверхность нагрева теплоуловителя первой ступени:

$$F_{\text{ТУ-1}} = \frac{Q_{\text{ТУ-1}}}{K_{\text{ТУ-1}} \cdot \Delta t_{\text{ТУ-1}}} = \frac{152800}{27,0 \cdot 35,5} = 159,4 \text{ м}^2.$$

Количество теплоты, передаваемой в «сухой» зоне ТУ-2:

$$Q_{\text{ТУ-2}}^c = G_{\text{см}} (I_6 - I_7') = 17,77 \cdot (258,7 - 242,6) = 286,1 \text{ кВт}.$$

Температурный напор в ТУ-2:

$$\Delta t_{\text{ТУ-2}}^c = \frac{t_6 + t_7'}{2} - \frac{t_A + t_O}{2} = \frac{74 + 60}{2} - \frac{-10 + 20}{2} = 62,0 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Число Рейнольдса для потока паровоздушной смеси в ТУ-2:

$$\text{Re}_{\text{см}2}^{\text{ТУ-2}} = \frac{v_{\text{см}}^{\text{ТУ-2}} \cdot d_{\text{в}}}{\nu_{\text{см}}^{\text{ТУ-2}}} = \frac{10 \cdot 0,0364}{19,08 \cdot 10^{-6}} = 19077,6,$$

где $v_{\text{см}}^{\text{ТУ-2}} = 10 \text{ м/с}$ – скорость движения паровоздушной смеси в трубках (принимается); $d_{\text{в}} = 0,0364 \text{ м}$ – внутренний диаметр трубок; $\nu_{\text{см}}^{\text{ТУ-2}} = 19,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематическая вязкость паровоздушной смеси при $\bar{t}_{\text{см}} = 67^\circ\text{C}$ (Приложение 1).

Коэффициент теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси в «сухой» зоне ТУ-2:

$$\begin{aligned} \alpha_{(c)\text{см}2}^{\text{ТУ-2}} &= 0,018 \cdot \frac{\lambda_{\text{см}2}}{d_{\text{в}}} (\text{Re}_{\text{см}2}^{\text{ТУ-2}})^{0,8} = \\ &= 0,018 \cdot \frac{0,0294}{0,0364} \cdot 19077,6^{0,8} = 38,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}, \end{aligned}$$

где $\lambda_{\text{см}2} = 0,0294 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ – коэффициент теплопроводности паровоздушной смеси при $\bar{t}_{\text{см}} = 67^\circ\text{C}$ (приложение 1).

Число Рейнольдса для потока приточного воздуха в ТУ-2:

$$\text{Re}_{\text{в}2}^{\text{ТУ-2}} = \frac{v_{\text{в}2}^{\text{ТУ-2}} \cdot d_{\text{н}}}{\nu_{\text{в}2}^{\text{ТУ-2}}} = \frac{7 \cdot 0,038}{13,72 \cdot 10^{-6}} = 19387,8,$$

где $v_{\text{в}2}^{\text{ТУ-2}} = 7 \text{ м/с}$ – скорость движения воздуха в межтрубном пространстве (принимается); $d_{\text{н}} = 0,038 \text{ м}$ – наружный диаметр труб; $\nu_{\text{в}2}^{\text{ТУ-2}} = 13,72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематическая вязкость воздуха при $\bar{t}_{\text{в}2} = 5^\circ\text{C}$ (Приложение 1).

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха в ТУ-2:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{в}2}^{\text{ТУ-2}} &= 0,177 \cdot \frac{\lambda_{\text{в}2}}{d_{\text{н}}} (\text{Re}_{\text{в}2}^{\text{ТУ-2}})^{0,64} = \\ &= 0,177 \cdot \frac{0,0247}{0,038} \cdot 19387,8^{0,64} = 63,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}, \end{aligned}$$

где $\lambda_{\text{в}2} = 0,0247 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ – коэффициент теплопроводности воздуха при $\bar{t}_{\text{в}2} = 5^\circ\text{C}$ (Приложение 1).

Коэффициент теплопередачи для «сухой» зоны ТУ-2:

$$K_{\text{ТУ-2}}^{\text{с}} = \frac{\alpha_{(c)\text{см}2}^{\text{ТУ-2}} \cdot \alpha_{\text{В}2}^{\text{ТУ-2}}}{\alpha_{(c)\text{см}2}^{\text{ТУ-2}} + \alpha_{\text{В}2}^{\text{ТУ-2}}} = \frac{38,6 \cdot 63,8}{38,6 + 63,8} = 24,1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}$$

Поверхность нагрева «сухой» зоны теплоуловителя второй ступени

$$F_{\text{ТУ-2}}^{\text{с}} = \frac{Q_{\text{ТУ-2}}^{\text{с}}}{K_{\text{ТУ-2}}^{\text{с}} \cdot \Delta t_{\text{ТУ-2}}^{\text{с}}} = \frac{286100}{24,1 \cdot 62,0} = 191,5 \text{ м}^2.$$

Количество теплоты, передаваемое в «насыщенной» зоне ТУ-2,

$$Q_{\text{ТУ-2}}^{\text{н}} = G_{\text{см}} (I_{7'} - I_7) = 17,77 \cdot (242,6 - 227,3) = 271,9 \text{ кВт}.$$

Температурный напор в «насыщенной» зоне ТУ-2

$$\Delta t_{\text{ТУ-2}}^{\text{н}} = \frac{t_{7'} + t_7}{2} - \frac{t_{\text{А}} + t_0}{2} = \frac{60 + 58}{2} - \frac{-10 + 20}{2} = 54,0 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси в «насыщенной» зоне ТУ - 2:

$$\alpha_{(h)\text{см}2}^{\text{ТУ-2}} = \alpha_{(c)\text{см}2}^{\text{ТУ-2}} \left\{ 1 + \frac{\frac{d_{7'} - d_7}{1000} r}{(t_{7'} - t_7) \cdot C_{\text{Рсм}2}^{\text{ТУ-2}}} \right\} =$$

$$= 38,6 \left\{ 1 + \frac{\frac{70 - 65}{1000} \cdot 2258}{(60 - 58) \cdot 1,005} \right\} = 255,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}},$$

где $r = 2258$ кДж /кг – теплота парообразования.

Коэффициент теплопередачи для «насыщенной» зоны ТУ-2 определяем по формуле:

$$K_{\text{ТУ-2}}^{\text{н}} = \frac{\alpha_{(h)\text{см}2}^{\text{ТУ-2}} \cdot \alpha_{\text{В}2}^{\text{ТУ-2}}}{\alpha_{(h)\text{см}2}^{\text{ТУ-2}} + \alpha_{\text{В}2}^{\text{ТУ-2}}} = \frac{255,4 \cdot 63,8}{255,4 + 63,8} = 51,1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}$$

Поверхность нагрева «насыщенной» зоны теплоуловителя второй ступени:

$$F_{\text{ТУ-2}}^{\text{н}} = \frac{Q_{\text{ТУ-2}}^{\text{н}}}{K_{\text{ТУ-2}}^{\text{н}} \cdot \Delta t_{\text{ТУ-2}}^{\text{н}}} = \frac{271900}{51,1 \cdot 54,0} = 98,5 \text{ м}^2.$$

Поверхность нагрева теплоуловителя второй ступени:

$$F_{\text{ТУ-2}} = F_{\text{ТУ-2}}^{\text{с}} + F_{\text{ТУ-2}}^{\text{н}} = 191,5 + 98,5 = 290,0 \text{ м}^2.$$

Конструктивный расчет теплоуловителей

Проходное сечение для паровоздушной смеси в ТУ-1:

$$f_{\text{см}} = \frac{G_{\text{см}}}{v_{\text{см}} \cdot \rho_{\text{см}}} = \frac{17,77}{12 \cdot 1,0} = 1,48 \text{ м}^2,$$

где $\rho_{\text{см}} = 1,0 \text{ кг/м}^3$ – плотность паровоздушной смеси при $\bar{t}_{\text{см1}} = 78 \text{ }^\circ\text{C}$ (Приложение 1).

Общее количество труб в ТУ-1, необходимое для обеспечения принятой скорости паровоздушной смеси:

$$Z = \frac{4 \cdot f_{\text{см}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 1,48}{3,14 \cdot 0,0364^2} = 1423.$$

Высота теплоуловителя первой ступени определяется из величины требуемой поверхности нагрева:

$$\ell_{\text{ТУ-1}} = \frac{F_{\text{ТУ-1}}}{\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot Z} = \frac{159,4}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 1423} = 0,94 \text{ м}.$$

Проходное сечение для сушильного воздуха в ТУ-1:

$$f_{\text{в}} = \frac{G_{\text{суш}}}{v_{\text{в1}} \cdot \rho_{\text{в1}}} = \frac{10,1}{9 \cdot 1,128} = 0,995 \text{ м}^2,$$

где $\rho_{\text{в1}} = 1,128 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха при $\bar{t}_{\text{в1}} = 42,5 \text{ }^\circ\text{C}$ (Приложение 1).

Число рядов труб по ширине теплоуловителя первой ступени:

$$n = \frac{f_{\text{в}}}{\ell_{\text{ТУ-1}} (S_1 - d_{\text{н}})} = \frac{0,995}{0,94 (0,06 - 0,038)} = 48,$$

где $S_1 = 0,06 \text{ м}$ – поперечный шаг между трубами (принимается).

Ширина теплоуловителя:

$$a = S_1 \cdot n = 0,06 \cdot 48 = 2,88 \text{ м}.$$

Число рядов труб по глубине теплоуловителя:

$$m = \frac{Z}{n} = \frac{1423}{48} = 30.$$

Глубина теплоуловителя:

$$b = S_2 \cdot m = 0,06 \cdot 30 = 1,8 \text{ м},$$

где $S_2 = 0,06 \text{ м}$ – продольный шаг между трубами.

Конструктивный расчет теплоуловителей второй ступени производится с учетом одинаковых габаритов с ТУ-1 (размеры a и b) при одинаковом количестве труб Z . Тогда без дополнительной корректировки скоростей

паровоздушной смеси и приточного воздуха расчет сводится к определению высоты ТУ-2, исходя из требуемой поверхности нагрева:

$$\ell_{\text{ТУ-2}} = \frac{F_{\text{ТУ-2}}}{\pi \cdot d_{\text{H}} \cdot Z} = \frac{290}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 1423} = 1,7 \text{ м.}$$

Задача 7. Тепловой и конструктивный расчеты теплоуловителя из пластин с овалообразными выступами

Исходные данные:

Количество паровоздушной смеси (ПВС) на один ТУ-1:

$$G_1 = G_{\text{см}}^{\text{общ}} + \frac{M}{2} = 16,84 + \frac{1,85}{2} = 17,77 \text{ кг/с} = 63 \text{ 972 кг/ч;}$$

на два теплообменника расход смеси составит:

$$G_1^2 = 2 \cdot 63 \text{ 972} = 127 \text{ 944 кг/ч} = 127 \text{ 944 м}^3/\text{ч;}$$

- начальная температура ПВС $t_1' = 82 \text{ }^\circ\text{C}$;
- конечная температура ПВС $t_1'' = 74 \text{ }^\circ\text{C}$;
- начальная температура нагреваемого воздуха $t_2' = 35 \text{ }^\circ\text{C}$;
- конечная температура нагреваемого воздуха $t_2'' = 50 \text{ }^\circ\text{C}$;

Движение теплоносителей противоточное.

Данные, необходимые для решения задачи, выбрать по таблице 8.

Таблица 8

Последняя цифра шифра	G_1 , кг/ч	t_1' , °C	t_1'' , °C	Предпоследняя цифра шифра	t_2' , °C	t_2'' , °C
0	63972	82	74	0	35	50
1	50000	80	72	1	30	52
2	60000	82	70	2	32	56
3	65000	83	76	3	33	54
4	62000	85	74	4	34	50
5	63972	82	74	5	35	50
6	50000	80	72	6	30	52
7	60000	82	70	7	32	56
8	65000	83	76	8	33	54
9	62000	85	74	9	34	50

Остальные характеристики работы БДМ принимаются как в расчете.

Теплообменник (рис. 9, 10, 11) проектируется на базе пластин с овалообразными выступами из стали со следующими техническими данными: поверхность теплопередачи одной пластины $F_1 = 1,0 \text{ м}^2$ (принимается);

эквивалентный диаметр межпластинного канала $d_э = 0,0076$ м, проходное сечение одного канала $f_1 = 0,0105$ м²; приведенная длина канала $L_п = 0,94$ м (из теплового расчета трубчатого ТУ-1); толщина пластины $\delta_c = 1$ мм; коэффициент теплопроводности материала стенки $\lambda_c = 16$ Вт/(м · °С).

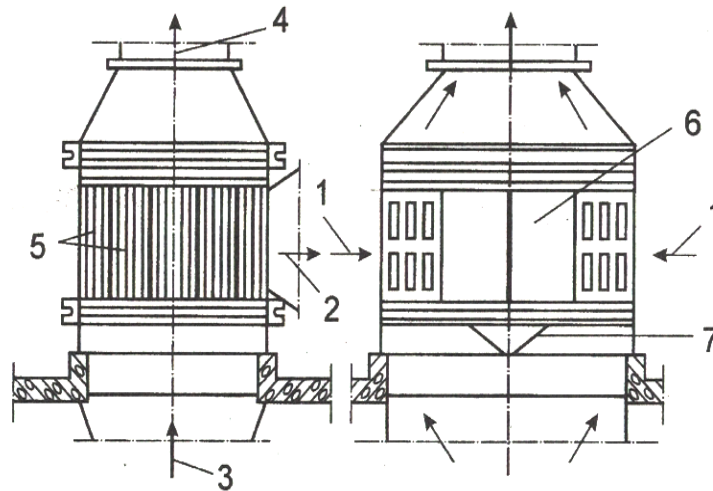


Рисунок 9 – Теплоуловитель из профильных листов:

1, 2 – вход и выход воздуха; 3, 4 – вход и выход паровоздушной смеси;
5 – секции; 6 – канал; 7 – перегородка

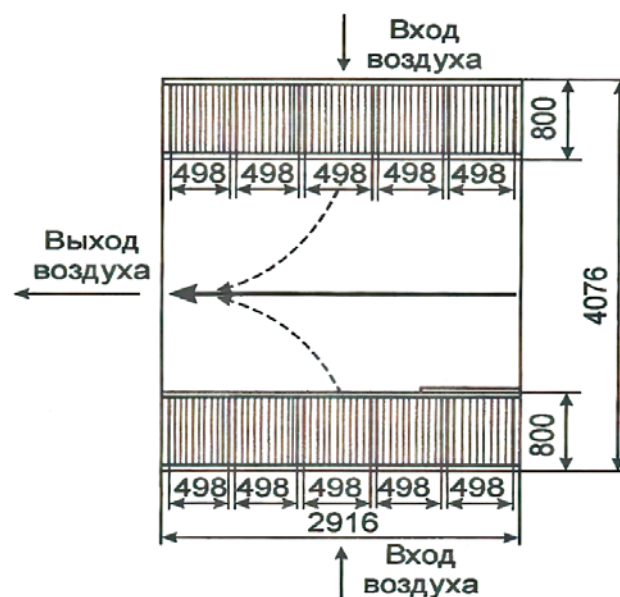


Рисунок 10 – Компоновочная схема теплоуловителя из профильных листов

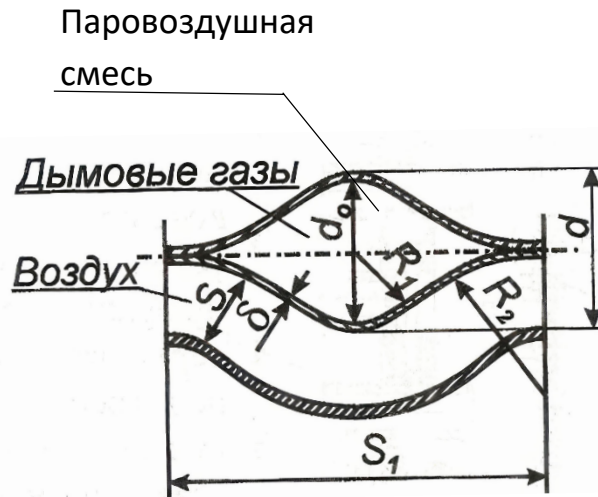


Рисунок 11 – Форма каналов

Требуемые геометрические характеристики каналов с овалообразными выступами приведены в таблице 9.

Таблица 9 – Геометрические характеристики каналов с овалообразными выступами

$S_1/d_0 = 2,5$							
d_0 , мм	S_1 , мм	S , мм	R_1 , мм	R_2 , мм	Π , мм	F , мм ²	d_3 , мм
10,0	25,0	5,0	5,0	13,1	55,0	105,0	7,6
12,0	30,0	6,0	6,0	15,8	66,0	148,5	9,0
15,0	37,5	7,5	7,5	19,7	82,5	234,0	11,3
18,0	45,0	9,0	9,0	23,6	99,0	352,0	14,2
20,0	50,0	10,0	10,0	26,2	110,0	430,0	15,5
22,0	55,0	11,0	11,0	28,9	121,0	502,0	16,6
25,0	62,5	12,5	12,5	32,8	137,5	651,0	18,9
27,0	67,5	13,5	13,5	35,4	148,5	760,0	20,5
30,0	75,0	15,0	15,0	39,4	165,0	936,0	22,7

Тепловой расчет теплоуловителя с выступами

Определение характерных расчетных температур:

— средняя температура паровоздушной смеси

$$t_1^{cp} = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{82 + 74}{2} = 78 \text{ }^\circ\text{C};$$

— средняя температура нагреваемого воздуха

$$t_2^{cp} = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{35 + 50}{2} = 42,5 \text{ }^\circ\text{C};$$

— средняя температура стенки

$$t_c = \frac{t_1^{\text{cp}} + t_2^{\text{cp}}}{2} = \frac{78 + 42,5}{2} = 60,25 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Уравнение теплового баланса пластинчатого теплообменника с овалообразными выступами:

$$Q = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = G_2 c_{p2} (t_2'' - t_2').$$

Отсюда находим количество теплоты, передаваемой от паровоздушной смеси к нагреваемому воздуху:

$$Q = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = 17,77 \cdot 1,009 (82 - 74) = 143,44 \text{ кВт},$$

где c_{p1} – теплоемкость паровоздушной смеси при $t_1^{\text{cp}} = 78^\circ\text{C}$, $c_{p1} = 1,009 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$.

Расход нагреваемого воздуха на один теплообменник ТУ-1:

$$G_2^1 = \frac{Q}{c_{p2} (t_2'' - t_2')} = \frac{143,44}{1,005 (50 - 35)} = 9,515 \text{ кг/с} = 32\,254,55 \text{ кг/ч} = 30\,367,3 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расход воздуха на два теплообменника составит:

$$G_2^2 = 2 G_2^1 = 2 \cdot 30\,367,3 = 60\,734,6 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Температурный напор рассчитывается как среднелогарифмический:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{cp}} &= \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{(t_1'' - t_2') - (t_1' - t_2'')}{\ln \frac{(t_1'' - t_2')}{(t_1' - t_2'')}} = \\ &= \frac{(74 - 35) - (82 - 50)}{\ln \frac{(74 - 35)}{(82 - 50)}} = 35,39 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Число Рейнольдса для паровоздушной смеси:

$$Re_1 = \frac{W_1 d_3}{\nu_1} = \frac{12 \cdot 0,0105}{21,09 \cdot 10^{-6}} = 5\,974,4,$$

где $W_1 = 12 \text{ м/с}$ – принятая скорость движения паровоздушной смеси в каналах теплообменника; $\nu_1 = 21,09 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коэффициент кинематической вязкости смеси при $t_1^{\text{cp}} = 78^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 0,018 \frac{\lambda_1}{d_3} Re_1^{0,8} = 0,018 \frac{0,0305}{0,0105} 5\,974,4^{0,8} = \\ &= 0,018 \cdot 2,90476 \cdot 1\,049,63 = 54,88 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}). \end{aligned}$$

Здесь $\lambda_1 = 0,0305 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ – коэффициент теплопроводности и $Pr_1 = 0,692$ – число Прандтля смеси при $t_1^{\text{cp}} = 78^\circ\text{C}$; $Pr_c = 0,696$ – число Прандтля стенки при температуре стенки $t_c = 60,25^\circ\text{C}$.

Число Рейнольдса по стороне воздуха:

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 d_3}{\nu_2} = \frac{9 \cdot 0,012}{16,96 \cdot 10^{-6}} = 6367,9,$$

где $W_2 = 9$ м/с – принятая скорость движения воздуха в щелевидных каналах; $\nu_2 = 16,96 \cdot 10^{-6}$ м²/с – коэффициент кинематической вязкости смеси при $t_2^{\text{cp}} = 42,5$ °С; $d_3 = d_0 + 2 \delta_c = 10 + 2 \cdot 1 = 12$ мм = 0,012 м – эквивалентный диаметр.

Коэффициент теплоотдачи со стороны нагреваемого воздуха, движущегося в щелевых волнообразных каналах:

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,24 \frac{\lambda_2}{d_3} \left(\frac{d_0}{S_1}\right)^{0,5} \text{Re}_2^{0,67} = 0,24 \frac{0,0276}{0,012} \left(\frac{10}{25}\right)^{0,5} 6367,9^{0,67} = \\ &= 0,24 \cdot 2,3 \cdot 0,6325 \cdot 353,735 = 123,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}). \end{aligned}$$

Здесь $\lambda_2 = 0,0276$ Вт/(м °С) – коэффициент теплопроводности смеси при $t_2^{\text{cp}} = 42,5$ °С; S_1 – поперечный шаг между овалообразными выступами, $S_1 = 25$ мм.

Коэффициент теплопередачи:

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_c}{\lambda_c}} = \frac{1}{\frac{1}{54,88} + \frac{1}{123,5} + \frac{0,001}{16}} = \\ &= \frac{1}{0,01822 + 0,008097 + 0,0000625} = 37,91 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}). \end{aligned}$$

Расчетный коэффициент теплопередачи:

$$K_p = \varphi K = 0,7 \cdot 37,91 = 26,56 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

Поверхность теплообмена теплообменного аппарата

$$F = \frac{Q}{K_p \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{143440}{26,56 \cdot 35,39} = 152,6 \text{ м}^2.$$

Конструктивный расчет теплоуловителя с выступами

Для теплоуловителей из профильных листов с овалообразными выступами из уравнений расхода определяют проходные сечения для паровоздушной смеси и воздуха:

$$f_1 = G_1 / (\rho_1 \cdot W_1); \quad f_2 = G_2 / (\rho_2 \cdot W_2).$$

Требуемые геометрические характеристики каналов с овалообразными выступами приведены в таблице 9.

Проходное сечение каналов для прохода паровоздушной смеси:

$$f_{\text{п1}} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot W_1} = \frac{63972}{3600 \cdot 1,0 \cdot 12} = 1,48 \text{ м}^2,$$

где ρ_1 – плотность паровоздушной смеси при $t_1^{\text{cp}} = 78$ °С.

Число каналов в одном пакете по стороне смеси:

$$m_1 = \frac{f_{п1}}{f_1} = \frac{1,48}{0,0105} = 140.$$

где $f_1 = 0,0105 \text{ м}^2$ – живое сечение для прохода паровоздушной смеси в волнообразных каналах (см. табл. 9).

Проходное сечение для воздуха:

$$f_{п2} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot W_2} = \frac{32\,254,55}{3\,600 \cdot 1,128 \cdot 9} = 0,8825 \text{ м}^2,$$

где ρ_2 – плотность воздуха при $t_2^{\text{cp}} = 42,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Число каналов в одном пакете со стороны воздуха:

$$m_2 = \frac{f_{п2}}{f_1} = \frac{0,8825}{0,0047} = 188.$$

где $f_1 = S \cdot L_{п} = 0,005 \cdot 0,94 = 0,0047 \text{ м}^2$ – проходное сечение одного канала.

Габариты пластинчатого теплоуловителя при высоте $h = 0,94 \text{ м}$ следующие:

— по глубине для прохода воздуха

$$b = m_2 (S + 2 \delta) = 188 (0,005 + 2 \cdot 0,001) = 1,316 \text{ м};$$

— по ширине для прохода паровоздушной смеси

$$a = \frac{F}{b \cdot m_1} = \frac{152,6}{1,316 \cdot 140} = 0,828 \text{ м}.$$

Объем пластинчатого теплоуловителя:

$$V_{п} = a \cdot b \cdot h = 0,828 \cdot 1,316 \cdot 0,94 = 1,024 \text{ м}^3.$$

Объем трубчатого теплоуловителя ТУ-1:

$$V_{т} = a \cdot b \cdot h = 2,88 \cdot 1,8 \cdot 0,94 = 4,87 \text{ м}^3.$$

Таким образом, при одной и той же площади ТУ-1, равной $F = 152,6 \text{ м}^2$, пластинчатый теплоуловитель получается более компактным, чем трубчатый теплообменный аппарат.

Задача 8. Расчет сепаратора для разделения пароконденсатной смеси на две среды

Исходные данные (рис. 12):

Подвод пара и отвод конденсата

— расход пара

$$D = 10311,4 \text{ кг/ч};$$

— расход конденсата

$$G_{к} = 8474,1 \text{ кг/ч};$$

— расход пролетного пара

$$D_{п.р.п} = 1839,6 \text{ кг/ч}.$$

По таблицам сухого насыщенного пара находим:

— при $P_{C1} = 0,3$ МПа имеем (Приложение 3):

$$v_{C1}'' = 0,60586 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad i'_{C1} = 561,4 \text{ кДж/кг}; \quad r = 2164,5 \text{ кДж/кг};$$

— при $P_1 = 0,56$ МПа имеем (Приложение 3):

$$i' = 658,8 \text{ кДж/кг}.$$

Расход конденсата $G_{K1} = 8474,1$ кг/ч.

Данные, необходимые для решения задачи, выбрать по таблице 10.

Таблица 10

Последняя цифра шифра	D кг/ч	G_K , кг/ч	$D_{ПР.П}$, кг/ч	Предпоследняя цифра шифра	P_1 , МПа	P_{C1} , МПа
0	10311,4	8474,1	1839,6	0	0,56	0,30
1	10000	8000	1700	1	0,50	0,25
2	9000	10000	1600	2	0,45	0,20
3	8000	9000	1900	3	0,40	0,35
4	12000	8000	1850	4	0,55	0,28
5	13000	12000	1750	5	0,56	0,30
6	10000	10000	1600	6	0,50	0,25
7	9000	9000	1900	7	0,45	0,20
8	8000	8000	1850	8	0,40	0,35
9	12000	12000	1750	9	0,55	0,28

Остальные характеристики работы БДМ принимаются как в расчете.

Паросодержание $X = 0,95$ (принимается).

Количество паров вскипания в сепараторе № 1 составит:

$$D_{C1}^{вск} = \frac{i' - i'_{C1}}{X \cdot r} \quad G_{K1} = \frac{658,8 - 561,4}{0,95 \cdot 2164,1} \cdot 8474,1 = 401,5 \text{ кг/ч}.$$

На величину паров вскипания на машину следует подавать острый пар в меньшем количестве, т. е.:

$$D_M = D - D_{C1}^{вск} = 10311,4 - 401,5 = 9909,9 \text{ кг/ч}.$$

Расход конденсата, перемещаемого из сепаратора 1 в сепаратор 2:

$$G_K^{C1} = 8474,1 - 401,5 = 8072,6 \text{ кг/ч}.$$

Расход пара, поступающего на питание второй паровой группы сушильных цилиндров (цилиндры № 1–4):

$$D_2 = D_{ПР.П} + D_{C1}^{вск} = 1839,6 + 401,5 = 2241,1 \text{ кг/ч}.$$

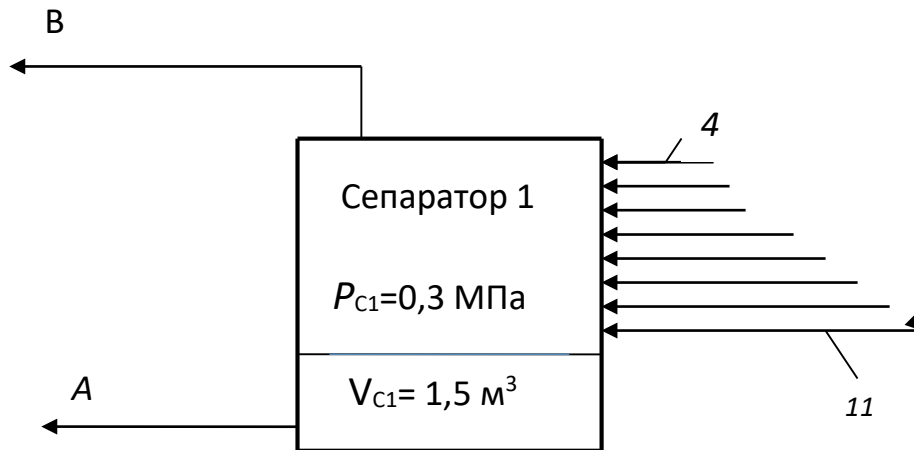


Рисунок 12 – Сепаратор:

A – отвод конденсата в следующий сепаратор; B – отвод пролетного пара и паров вторичного вскипания на вторую паровую группу; $4-11$ – подвод смеси пара и конденсата от дополнительных конденсатопроводов первой паровой группы сушильных цилиндров

Паровой объем сепаратора, м^3 :

$$V_{C1}^{\text{П}} = 0,8 \cdot \frac{D_2 \cdot v_{C1}''}{R},$$

где v_{C1}'' – удельный объем сухого насыщенного пара при давлении в сепараторе № 1, $\text{м}^3/\text{кг}$; R – отношение объемного расхода пара к объему водоотделителя, требуемого для сепарации пара, в расчетах принимается $R = 800-1000 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$; D_2 – суммарный расход пролетного пара $D_{\text{ПР.П}}$ и паров вторичного вскипания $D_{C1}^{\text{ВСК}}$.

Паровой объем сепаратора:

$$V_{C1}^{\text{П}} = 0,8 \cdot \frac{2241,1 \cdot 0,60586}{1000} = 1,086 \text{ м}^3.$$

Водяной объем сепаратора:

$$V_{C1}^{\text{В}} = 0,35 \cdot V_{C1}^{\text{П}} = 0,35 \cdot 1,086 = 0,380 \text{ м}^3.$$

Общий объем сепаратора № 1:

$$V_{C1} = V_{C1}^{\text{П}} + V_{C1}^{\text{В}} = 1,086 + 0,380 = 1,468 \text{ м}^3.$$

Объем сепаратора принимаем $V_{C1} = 1,5 \text{ м}^3$.

Высота сепаратора при принятом диаметре $D_{C1} = 1,0 \text{ м}$ составит:

$$H = \frac{4 \cdot V_{C1}}{\pi \cdot D_{C1}^2} = \frac{4 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 1,0^2} = 1,91 \text{ м}.$$

Задача 9. Расчет расхода питательной воды для охлаждения пара в охладительном устройстве (ОУ)

Расход охлаждающей воды (питательной воды или конденсата) определяется из уравнения теплового баланса охладительного устройства (ОУ):

$$D(i_{\text{П1}} - i_{\text{П2}})\eta_{\text{И}} = G_{\text{В}} \cdot c_{\text{Р}} (t_{\text{В}}'' - t_{\text{В}}') + G_{\text{В}} \cdot r,$$

где D – расход пара на охладительную установку (ОУ), кг/ч; $i_{\text{П1}}$, $i_{\text{П2}}$ – энтальпия пара до и после ОУ, кДж/кг; $\eta_{\text{И}}$ – коэффициент использования теплоты пара. $G_{\text{В}}$ – расход питательной воды на охлаждение пара, кг/ч; $c_{\text{Р}}$ – теплоемкость воды, кДж/(кг · °С); $t_{\text{В}}'$, $t_{\text{В}}''$ – температура воды на входе и выходе из ОУ; r – теплота парообразования при давлении пара на выходе из ОУ.

Из этого уравнения находится искомое значение расхода питательной воды на охлаждение пара в ОУ:

$$G_{\text{В}} = \frac{D (i_{\text{П1}} - i_{\text{П2}}) \eta_{\text{И}}}{c_{\text{Р}} (t_{\text{В}}'' - t_{\text{В}}') + r}, \text{ кг/ч.}$$

Из парового котла на сушильную установку бумагоделательной машины подается сухой насыщенный пар при давлении 1,6 МПа в количестве 15 т/ч. Пар проходит через охладительную установку, которая снижает его давление до 0,6 МПа. Температура пара на выходе из ОУ должна составлять 165 °С. Питательная вода подается с температурой 50 °С. Определить расход питательной воды для охлаждения пара.

По термодинамическим таблицам воды и водяного пара находим:

— для насыщенного пара при давлении $P_1 = 1,6$ МПа имеем:

$$i_{\text{П1}} = 2792,2 \text{ кДж/кг};$$

— для перегретого пара при давлении $P_2 = 0,6$ МПа и температуре $t_2 = 165$ °С имеем:

$$i_{\text{П2}} = 2756,4 \text{ кДж/кг};$$

— теплота парообразования при давлении $P_2 = 0,6$ МПа составляет

$$r = 2086,0 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоемкость воды составит $c_{\text{Р}} = 4,233$ кДж/(кг·°С) при ее средней температуре:

$$\bar{t}_{\text{В}} = (50 + 165) / 2 = 107,5 \text{ °С}$$

Принимаем коэффициент использования теплоты $\eta_{\text{И}} = 0,95$.

Данные, необходимые для решения задачи, выбрать по таблице 11.

Таблица 11

Последняя цифра шифра	D кг/ч	P_1 , МПа	P_2 , МПа	Предпоследняя цифра шифра	t'_B , °C	t''_B , °C
0	15000	1,6	0,60	0	50	165
1	10000	1,7	0,65	1	50	160
2	9000	1,5	0,62	2	45	175
3	8000	1,9	0,64	3	40	170
4	12000	1,6	0,70	4	55	180
5	13000	1,7	0,60	5	56	165
6	10000	1,8	0,65	6	50	185
7	9000	1,9	0,62	7	45	165
8	8000	1,6	0,64	8	40	160
9	12000	1,7	0,70	9	55	155

Расход питательной воды на охлаждение пара составит:

$$G_B = \frac{15000 \cdot (2792,2,2 - 2756,4) \cdot 0,95}{4,233 \cdot (165 - 50) + 2086,0} = 198,3 \text{ кг/ч.}$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Теплотехника целлюлозно-бумажного производства. Теоретические основы теплотехники : учебное пособие / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев, Д. А. Прохоров, Е. Н. Ионин; под ред. д-ра техн. наук Л. М. Бойкова. – СПб. : ВШТЭ ГУПТД, 2017. – 383 с. – Текст: непосредственный.

2. Бойков, Л. М. Теплотехника целлюлозно-бумажного производства. Теплоэнергетические и теплотехнологические установки. Ч. II и III : учебное пособие / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев; под ред. д-ра техн. наук Л. М. Бойкова. – СПб. : ВШТЭ ГУПТД, 2017. – 423 с. – Текст: непосредственный.

3. Бойков, Л. М. Повышение эффективности сушки путем модернизации пароконденсатных систем бумагоделательных, картоноделательных машин и гофроагрегатов. – 2-е изд., перераб. и доп. / Л. М. Бойков. – СПб. : СПб ГТУ РП, 2015. – 575 с. – Текст: непосредственный.

4. Бойков, Л. М. Энергосбережение и ускорение сушки бумаги и картона / Л. М. Бойков. – СПб. : ВШТЭ ГУПТД, 2018. – 279 с. – Текст: непосредственный.

5. Бойков Л. М. Теплотехника. Термодинамика и теплопередача : учебное пособие / Л. М. Бойков. – СПб: ВШТЭ СПбГУПТД, 2022. – 125 с. – Текст: непосредственный.

6. Сапожников, С. З. Техническая термодинамика и теплопередача / С. З. Сапожников, Э. Л. Китанин. – СПб. : СПб ГПУ, 2003. – 319 с. – Текст: непосредственный.

7. Теплотехника: учебник для вузов / А. П. Баскаков, Б. В. Берг, О. К. Витт [и др.] ; под ред. А. П. Баскакова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: ООО «ИД БАСТЕТ», 2010. – 328 с. – Текст: непосредственный.

8. Ерофеев, В. Л. Теплотехника: учебник для вузов / В. Л. Ерофеев, П. Д. Семенов, А. С. Пряхин; под ред. В. Л. Ерофеева. – М.: ИКЦ 2 Академкнига, 2008. – 488 с. – Текст: непосредственный.

9. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – 3-е изд. репринтное – М.: ООО «ИД БАСТЕД», 2010. – 344 с. – Текст: непосредственный.

СПРАВОЧНЫЕ ТАБЛИЦЫ

Приложение 1

Физические свойства сухого воздуха (при $P_B = 0,101$ МПа)

$t,$ °С	$\rho,$ кг/м ³	$C_p,$ кДж/ (кг·°С)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м ·°С)	$a \cdot 10^6,$ м ² /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па · с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	Pr
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	11,61	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681

Физические свойства воды на линии насыщения

t , °C	$P \cdot 10^{-5}$, Па	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг · °C)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м · °C)	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
0	1,013	999,9	4,212	55,1	1,789	13,7
10	1,013	999,7	4,191	58,0	1,306	9,45
20	1,013	998,2	4,183	59,9	1,006	7,02
30	1,013	995,7	4,174	61,2	0,805	5,45
40	1,013	992,2	4,174	62,7	0,659	4,36
50	1,013	988,1	4,174	64,0	0,556	3,59
60	1,013	983,1	4,179	65,0	0,478	3,03
70	1,013	977,8	4,187	66,2	0,415	2,58
80	1,013	971,8	4,195	66,9	0,365	2,23
90	1,013	965,3	4,208	67,6	0,326	1,97
100	1,013	958,4	4,220	68,4	0,295	1,75
110	1,43	951,0	4,233	68,5	0,272	1,60
120	1,98	943,1	4,250	68,6	0,252	1,47
130	2,70	934,8	4,266	68,5	0,233	1,35
140	3,61	926,1	4,287	68,5	0,217	1,26
150	4,76	917,0	4,313	68,4	0,203	1,17
160	6,18	907,4	4,346	68,1	0,191	1,10
170	7,92	897,3	4,380	67,6	0,181	1,05

Физические свойства воды и водяного пара на линии насыщения

$P \cdot 10^{-5}$, Па	t , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	Γ , кДж/кг	Γ'' , кДж/кг	r , кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7
0,040	30,0	0,001004	34,80	121,4	2554,1	2432,7
0,075	40,3	0,001008	19,24	168,8	2574,5	2405,7
0,100	45,8	0,001010	14,68	191,8	2584,4	2392,6
0,20	60,1	0,001017	7,65	251,5	2609,6	2358,1
0,30	69,1	0,001022	5,23	289,3	2625,3	2336,0
0,40	75,9	0,001027	4,00	317,7	2636,8	2319,2
0,50	81,4	0,001030	3,24	340,6	2646,0	2305,4
0,80	93,5	0,001039	2,09	391,7	2666,0	2274,3
0,90	96,7	0,001041	1,87	405,2	2671,1	2265,9
1,00	99,7	0,001043	1,69	417,5	2675,7	2258,2
1,20	104,8	0,001048	1,43	439,4	26,83,8	2244,4
1,40	109,3	0,001053	1,24	458,4	2690,8	2232,4
1,60	113,3	0,001055	1,09	475,4	2696,8	2221,4
1,80	116,9	0,001058	0,978	490,7	2702,1	2211,4
2,0	120,2	0,001061	0,886	504,7	2706,9	2202,2
2,2	123,3	0,001064	0,810	517,6	2711,3	2193,7

Окончание прил. 3

$P \cdot 10^{-5}$, Па	t , °C	ν' , м ³ /кг	ν'' , м ³ /кг	Γ , кДж/кг	Γ'' , кДж/кг	r , кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7
2,5	127,4	0,001067	0,719	535,4	2717,2	2181,8
3,0	133,5	0,001074	0,606	561,4	2725,5	2164,1
3,5	138,9	0,001079	0,524	584,3	2732,5	2148,2
4,0	143,6	0,001084	0,462	604,7	2738,5	2133,8
4,5	147,9	0,001089	0,444	623,2	2743,8	2120,6
5,0	151,9	0,001093	0,375	640,1	2748,5	2108,4
5,5	155,5	0,001097	0,343	655,8	2752,7	2096,9
6,0	158,8	0,001100	0,316	670,4	2756,4	2086,0
10,0	179,9	0,001127	0,194	762,6	2777,0	2014,4
12,0	188,0	0,001139	0,163	798,4	2783,4	1985,0
14,0	195,0	0,001149	0,141	830,1	2788,4	1958,3
15,0	198,3	0,001154	0,132	844,7	2790,4	1945,7

Приложение 4

Значения зависимости $\varepsilon_\ell = f(\ell/d, Re_{дж})$ при турбулентном режима

$Re_{дж}$	ℓ/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1

Степень черноты полного нормального излучения
для различных материалов

Материал	$t, ^\circ\text{C}$	ε
Железо окисленное гладкое	125 – 525	0,78 – 0,82
Стальное литье полированное	770 – 1040	0,52 – 0,56
Сталь полированная	40 – 260	0,07 – 0,1
Сталь, окисленная при 600 $^\circ\text{C}$	100 – 600	0,8
Латунь, окисленная при 600 $^\circ\text{C}$	200 – 600	0,61 – 0,59
Оцинкованное листовое железо	24	0,276
Асбестовый картон	24	0,96
Асбестовая бумага	40 – 370	0,93 – 0,95
Бумага белая	40	0,95
Бумага цветная	40	0,92 – 0,94
Толь кровельный	40	0,91
Кирпич красный	20	0,93
Кирпич диносовый, неглазурованный	100	0,80
Кирпич диносовый, глазурованный, шероховатый	1100	0,85
Кирпич шамотный, глазурованный	1100	0,75
Кирпич огнеупорный	–	0,8 – 0,9