

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ  
УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра химической технологии древесины

М.И. Ведерникова  
Л.Г. Старцева

## **ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЁТЫ**

**Часть II. Примеры расчётов и выбора  
насосов и вентиляторов**

Руководство к курсовому и дипломному проектированию для  
студентов специальностей 2603, 2513

Екатеринбург  
2005



Схема для расчета насосов при фильтровании

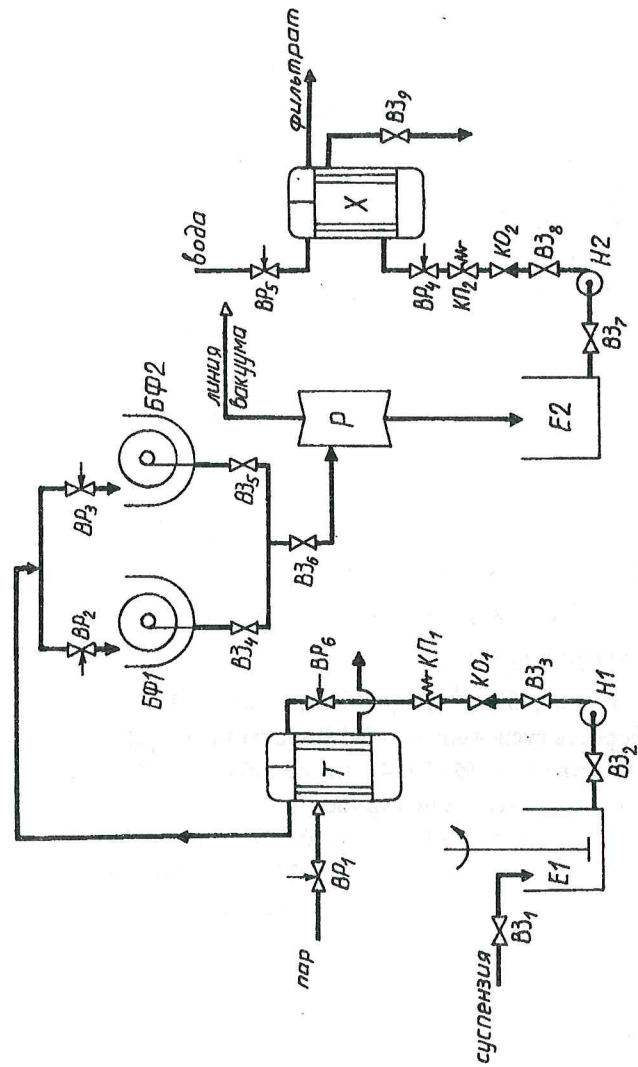


Рис. 1.  
 БФ - барабанный фильтр; Р - рецивер-водоотделитель; Т - теплообменник; Х - холодный фильтр; Е - емкость; Н - насос; ВЗ - вентиль запорный; ВР - вентиль регулирующий; КО - обратный клапан; КП - предохранительный клапан

Местные сопротивления принимаем по рис. 1 и по табл. 12, 13 [2]:

вход в трубу	$\zeta_{вх}=1$	2 шт.
вентиль	$\zeta_{в}=4,5$	3 шт.
колено при $90^\circ$	$\zeta_{к}=1,3$	4 шт.
выход из трубы	$\zeta_{вых}=1$	2 шт.

$$\sum \zeta = 2\zeta_{вх} + 3\zeta_{в} + 4\zeta_{к} + 2\zeta_{вых} = 2 \cdot 1 + 3 \cdot 4,5 + 4 \cdot 1,3 + 2 \cdot 1 = 22,7.$$

Гидравлическое сопротивление трубопровода:

$$\Delta P_{тр}^c = (1 + (\lambda L/d_v) + \sum \zeta) (\omega c^2 \rho / 2) (1 + (0,021 \cdot 25/0,15) + 22,7) \times (0,84^2 \cdot 1124/2) = 10806 \text{ Па.}$$

Гидравлическое сопротивление теплообменника

Расчет сопротивления теплообменника проводим согласно рис. 1 и 2.

Кожухотрубчатый теплообменник

Поверхность, F, м <sup>2</sup>	F = 151
Высота трубы l, м	l = 3
Диаметр труб, Ø, мм	Ø = 25x2
Сечения: трубного пространства, S <sub>тр</sub> , м <sup>2</sup>	S <sub>тр</sub> = 0,036
межтрубного пространства, S <sub>м.тр</sub> , м <sup>2</sup>	S <sub>м.тр</sub> = 0,102
Число ходов, n	n = 6
Диаметр штуцера, Ø, мм	Ø 159x4,5

Суспензия (трубное пространство)

Объемный расход, V <sub>c</sub> , м <sup>3</sup> /с	V <sub>c</sub> = 0,0148
Температура, °С:	
начальная, t <sub>н2</sub>	t <sub>н2</sub> = 40
конечная, t <sub>к2</sub>	t <sub>к2</sub> = 60

Теплоноситель: горячая вода (межтрубное пространство)

Температура, °С:	
начальная, t <sub>н1</sub>	t <sub>н1</sub> = 90
конечная, t <sub>к1</sub>	t <sub>к1</sub> = 48

Расчет сопротивления теплообменника проводим по трубному пространству, по которому приходит суспензия.

Скорость суспензии в трубах теплообменника:

$$W_{тр} = V/S_{тр} = 0,0148/0,036 = 0,41 \text{ м/с.}$$

$$\text{Критерий } Re = W_{тр} d_v \rho / \mu_c = 0,41 \cdot 0,02 \cdot 1124/0,7 \cdot 10^{-3} = 13167.$$

Коэффициент трения для стальных гладких новых труб находим по Re=13167, e=0,2 мм при d<sub>v</sub>/e=21/0,2=105 и по рис 1.5 [1] λ=0,039.

Схема движения потоков жидкостей при расчете насосов

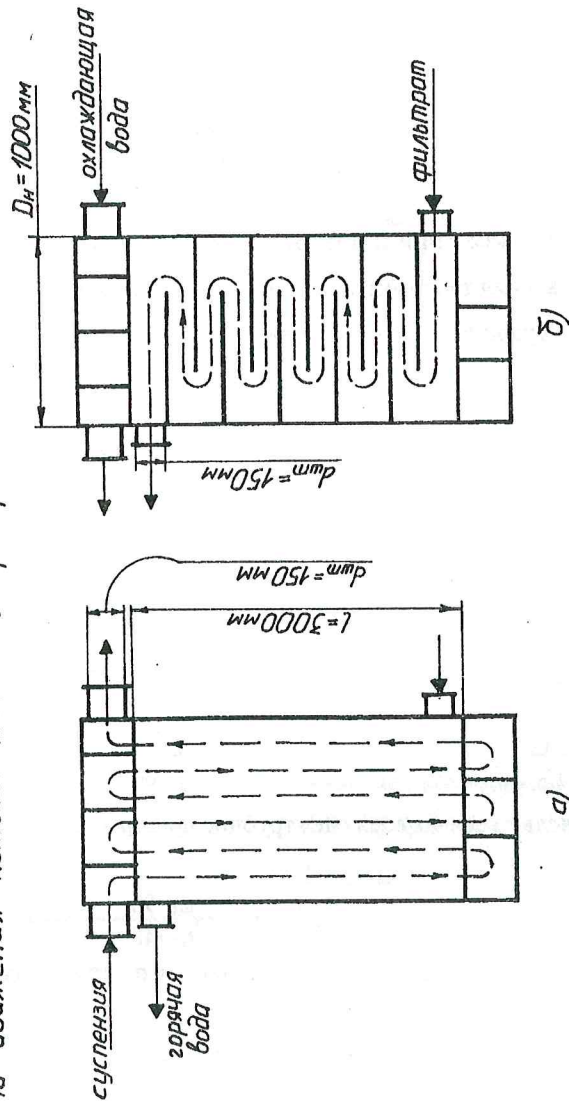


Рис. 2.  
а) подогреватель суспензии;  
б) холодильник фильтра.

Скоростное давление в трубах:

$$\Delta P_{ск} = W_{тр}^2 \rho_c / 2 = 0,41^2 \cdot 1124 / 2 = 94,5 \text{ Па.}$$

Потери давления на преодоления трения в трубах теплообменника:

$$\Delta P_{тр} = \lambda (nl/d_b) \Delta P_{ск} = 0,039 \cdot 6 \cdot 3 / 0,021 \cdot 94,5 = 3317 \text{ Па.}$$

Потери давления на преодоление местных сопротивлений теплообменника:

Местные сопротивления по трубному пространству см. п.25 [1, с.26] и рис. 2:

входная и выходная камеры	$\zeta_{вх} = 1,5$	2 шт.
поворот на 90°	$\zeta = 1$	2 шт.
поворот на 180° между ходами	$\zeta_{п} = 2,5$	5 шт.
вход в трубы и выход из них	$\zeta = 1$	12 шт.

Диаметры штуцеров равны диаметру трубопровода суспензии.

Скорость суспензии в штуцерах:

$$W_{шт} = V / 0,785 d_b^2 = 0,0148 / 0,785 \cdot 0,15^2 = 0,84 \text{ м/с.}$$

Скорость в штуцере больше скорости в трубах теплообменника, поэтому потери давления на местные сопротивления для входной и выходной камер находим по скорости в штуцерах, а потери при входе и выходе из труб и при поворотах из одной секции в другую - по скорости в трубах:

$$\Delta P_{м.с} = \sum \zeta_{шт} W_{шт}^2 \rho_c / 2 + \sum \zeta W_{тр}^2 \rho_c / 2 = 1,5 \cdot 2 \cdot 0,84^2 \cdot 1124 / 2 + (2,5 \cdot 5 + 1 \cdot 12 + 1 \cdot 2) \times 0,41^2 \cdot 1124 / 2 = 3693 \text{ Па.}$$

Общее гидравлическое сопротивление трубного пространства теплообменника:

$$\Delta P_{т} = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м.с} = 3317 + 3693 = 7010 \text{ Па.}$$

Суммарное гидравлическое сопротивление сети:

$$\sum \Delta P = \Delta P_{тр}^c + \Delta P_{т} + H_r \rho_c g + \Delta P_{доп} = 10806 + 7010 + 15 \cdot 1124 \cdot 9,8 = 183044 \text{ Па,}$$

где  $H_r = 12-15 \text{ м}$  - высота подъема суспензии,  $\Delta P_{доп} = 0$ .

Полный напор:

$$H = \sum \Delta P / \rho_c g = 183044 / 1124 \cdot 9,8 = 16,6 \text{ м.}$$

Полезная мощность насоса:

$$N_n = V_c \sum \Delta P / 1000 = 183044 \cdot 0,0148 / 1000 = 2,7 \text{ кВт.}$$

Мощность электродвигателя:

$$N_{дв} = N_n / \eta_m \eta_{пер} = 2,7 / 0,6 \cdot 1 = 4,5 \text{ кВт.}$$

Установочная мощность электродвигателя при коэффициенте запаса  $\beta = 1,25$   $N_{уст} = \beta N_{дв} = 1,25 \cdot 4,5 = 5,6 \text{ кВт.}$

Выбираем по табл. 18 [2] фекальный насос для загрязненных жидкостей (20% суспензия) по  $V_c = 53,4 \text{ м}^3/\text{ч}$  и напору  $H = 16,6 \text{ м}$ . Принимаем фекальный насос 2-1/2 НФ,  $V = 72 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $H = 33 \text{ м}$ .

Принимаем электродвигатель по табл. 16 [2] и установочной мощности  $N_{\text{уст}}=5,6$  кВт типа 4A112 M 2,  $N=7,5$  кВт,  $n=48,3$  с<sup>-1</sup>.

### Насос подачи фильтрата в холодильник

По заданию фильтрат охлаждают, поэтому насос подает фильтрат в межтрубное пространство кожухотрубчатого холодильника, так как фильтрат не содержит примесей, а охлаждающую воду – в трубное пространство, так как вода содержит соли кальция и магния.

### Гидравлическое сопротивление трубопровода

#### Параметры фильтрата

Расход, $G_{\text{ф}}$ , т/ч	$G_{\text{ф}}=46$
Температура, $t_{\text{ср1}}$ , °C	$t_{\text{ср1}}=41,5$
Плотность, $\rho_{\text{ф}}$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{\text{ф}}=992$
Динамическая вязкость, $\mu_{\text{ф}}$ , Па·с	$\mu_{\text{ф}}=0,64 \cdot 10^{-3}$

#### Объемная производительность по фильтрату:

$$V_{\text{ф}} = G_{\text{ф}}/\rho_{\text{ф}} = 46 \cdot 10^3 / 992 = 0,0129 \text{ м}^3/\text{с}.$$

**Диаметр трубопровода** при скорости фильтрата  $W_{\text{ф}}=1$  м/с:

$$d = \sqrt{V_{\text{ф}}/0,785W_{\text{ф}}} = \sqrt{0,0129/0,785 \cdot 1} = 0,128 \text{ м}.$$

С целью унификации примем диаметр трубопровода для фильтрата равным диаметру трубы для суспензии. Принимаем  $\varnothing 159 \times 4,5$  мм.

#### Фактическая скорость фильтрата в трубе:

$$W_{\text{ф}} = V_{\text{ф}}/0,785d_{\text{в}}^2 = 0,0129/0,785 \cdot 0,15^2 = 0,73 \text{ м/с}.$$

**Критерий Re**  $= W_{\text{ф}}d_{\text{в}}\rho_{\text{ф}}/\mu_{\text{ф}} = 0,73 \cdot 0,15 \cdot 992/0,64 \cdot 10^{-3} = 169725$ .

**Коэффициент трения для гладкой трубы** принимаем  $Re=169725$ ,  $e=0,2$  мм, при  $d/e=150/0,2=750$  и по рис. 1.5 [1]  $\lambda=0,0215$ .

**Длину трубы** принимаем ориентировочно:  $L=20 - 30$  м.

**Местные сопротивления** (см. рис. 1 и табл. 12,13 [2]):

вход в трубу	$\zeta_{\text{вх}}=1$	2 шт.
вентиль	$\zeta_{\text{в}}=4,5$	4 шт.
колесо при 90°	$\zeta_{\text{к}}=1,3$	2 шт.
выход из трубы	$\zeta_{\text{вых}}=1$	2 шт.

$$\sum \zeta = 2\zeta_{\text{вх}} + 4\zeta_{\text{в}} + 2\zeta_{\text{к}} + 2\zeta_{\text{вых}} = 2 \cdot 1 + 4 \cdot 4,5 + 2 \cdot 1,3 + 2 \cdot 1 = 24,6.$$

#### Гидравлическое сопротивление трубопровода:

$$\Delta P_{\text{тр}}^{\text{ф}} = (1 + (\lambda L/d_{\text{в}}) + \sum \zeta) (W_{\text{ф}}^2 \rho_{\text{ф}}/2) = (1 + (0,0215 \cdot 25/0,15) + 24,6) \times (0,73^2 \cdot 992/2) = 7714 \text{ Па}.$$

### Гидравлическое сопротивление холодильника фильтрата

Расчет проводим согласно данным рис. 1 и 2.

#### Кожухотрубчатый холодильник

Поверхность, $F$ , м <sup>2</sup>	$F=590$
Высота трубы, $l$ , м	$l=9$
Диаметр труб, $\varnothing$ , мм	$\varnothing=20 \times 2$
Число ходов, $n$	$n=6$
Число перегородок в межтрубном пространстве, $m$	$m=10$
Сечения: одного хода по трубам, $S_{\text{тр}}$ , м <sup>2</sup>	$S_{\text{тр}}=0,034$
межтрубного пространства (в вырезе перегородок), $S_{\text{м.тр}}$ , м <sup>2</sup>	$S_{\text{м.тр}}=0,096$
Диаметр штуцера, $\varnothing$ , мм	$\varnothing=159 \times 4,5$
Диаметр кожуха, $D$ , мм	$D=1000$

#### Фильтрат (межтрубное пространство)

Температура, °C:	
начальная, $t_{\text{н1}}$	$t_{\text{н1}}=55$
конечная, $t_{\text{к1}}$	$t_{\text{к1}}=30$ °C.

#### Охлаждающая вода (трубное пространство)

Температура, °C:	
начальная, $t_{\text{н2}}$	$t_{\text{н2}}=22$
конечная, $t_{\text{к2}}$	$t_{\text{к2}}=35$

#### Скорость фильтрата в вырезе перегородки:

$$W_{\text{ф}} = V_{\text{ф}}/S_{\text{м.тр}} = 0,0129/0,096 = 0,134 \text{ м/с}.$$

**Критерий Re**  $= W_{\text{ф}}d_{\text{м}}\rho_{\text{ф}}/\mu_{\text{ф}} = 0,134 \cdot 0,02 \cdot 992/0,64 \cdot 10^{-3} = 4154$ .

**Коэффициент трения для стальных новых труб** находим по  $Re=4154$ ,  $e=0,2$  мм при  $d/e=20/0,2=100$  и по рис 1.5 [1]  $\lambda=0,045$ .

#### Потеря давления на трение:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda m D W_{\text{ф}}^2 \rho_{\text{ф}}/2d_{\text{м}} = 0,045 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 0,134^2 \cdot 992/2 \cdot 0,02 = 200 \text{ Па},$$

где  $m=10$  - число перегородок в межтрубном пространстве. Определяется по табл. 1 ГОСТ 15120-79.

#### Потери давления на преодоление местных сопротивлений

Местные сопротивления по межтрубному пространству (см. п. 25 [1, с. 26] и рис.2):

вход в межтрубное пространство и выход из него	$\zeta_{\text{вх}}=1,5$	2 шт.
поворот на 180° через перегородку	$\zeta_{\text{п}}=1,5$	9 шт.

#### Скорость фильтрата в штуцерах:

$$W_{\text{шт}} = V_{\text{ф}}/0,785d_{\text{в}}^2 = 0,0129/0,785 \cdot 0,15^2 = 0,73 \text{ м/с}.$$

Скорость в штуцере больше скорости в вырезе перегородок, поэтому потери давления на местные сопротивления для входа и выхода из межтрубного пространства находим по  $W_{\text{шт}}=0,73$  м/с, а потери при поворотах - по  $W_{\text{ф}}=0,134$  м/с.

$$\Delta P_{m.c.} = \sum \zeta_{шт} (W_{шт}^2 \rho_{\phi} / 2) + \sum \zeta_{н} W_{\phi}^2 \rho_{\phi} / 2 = 1,5 \cdot 2 \cdot 0,73^2 \cdot 992 / 2 + (1,5 \cdot 9) \cdot 0,0134^2 \cdot 992 / 2 = 913 \text{ Па.}$$

Общее гидравлическое сопротивление межтрубного пространства холодильника:

$$\Delta P_x = \Delta P_{тр} + \Delta P_{m.c.} = 200 + 913 = 1113 \text{ Па.}$$

Суммарное гидравлическое сопротивление сети:

$$\sum \Delta P = \Delta P_{тр}^{\phi} + \Delta P_x + H_T \rho_{\phi} g = 7714 + 1113 + 12 \cdot 992 \cdot 9,8 = 125486 \text{ Па,}$$

где  $H_T = 12$  м - высота подъема фильтрата.

Полный напор:  $H = \sum \Delta P / \rho_{\phi} g = 125486 / 992 \cdot 9,8 = 12,9$  м.

Установочная мощность электродвигателя:

$$N_{уст} = \beta V_{\phi} \sum \Delta P / 1000 \eta_{н} = 1,3 \cdot 0,0129 \cdot 125586 / 1000 \cdot 0,6 = 3,5 \text{ кВт.}$$

Выбираем водяной центробежный насос по табл. 16 [2], по  $V_{\phi} = 46,4 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $H = 13$  м.

Принимаем насос марки КМ 80-50-200,  $V = 50 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $H = 50$  м.

Принимаем электродвигатель по табл. 16 [2] и установочной мощности  $N_{уст} = 3,5$  кВт типа 4А100 S2,  $N = 4$  кВт,  $n = 48,3 \text{ с}^{-1}$ .

## ВЫПАРИВАНИЕ

### Насос подачи исходного раствора в выпарной аппарат

Насос подает исходный раствор  $\text{NH}_4\text{NO}_3$  во II-й корпус выпарного аппарата. Расчет проводим согласно данным рис.3.

Гидравлическое сопротивление трубопровода подачи свежего раствора от емкости до подогревателя раствора Т1

#### Параметры раствора $\text{NH}_4\text{NO}_3$

Расход, $G_n$ , кг/с	$G_n = 6,16$
Концентрация, $a_n$ , %	$a_n = 18$
Температура, $t_n$ , °C	$t_n = 18$
Плотность, $\rho_t$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_t = 1082$
Динамическая вязкость, $\mu_t$ , Па·с	$\mu_t = 1,1 \cdot 10^{-3}$

Объемная производительность по раствору:

$$V_n = G_n / \rho = 6,16 / 1082 = 0,0057 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Диаметр трубопровода при скорости фильтрата  $W = 0,8$  м/с (табл.7 [2]):

$$d = \sqrt{V_n / 0,785 \cdot W} = \sqrt{0,0057 / 0,785 \cdot 0,8} = 0,095 \text{ м.}$$

Принимаем трубу  $\varnothing 108 \times 4$  мм по табл. 8 [2].

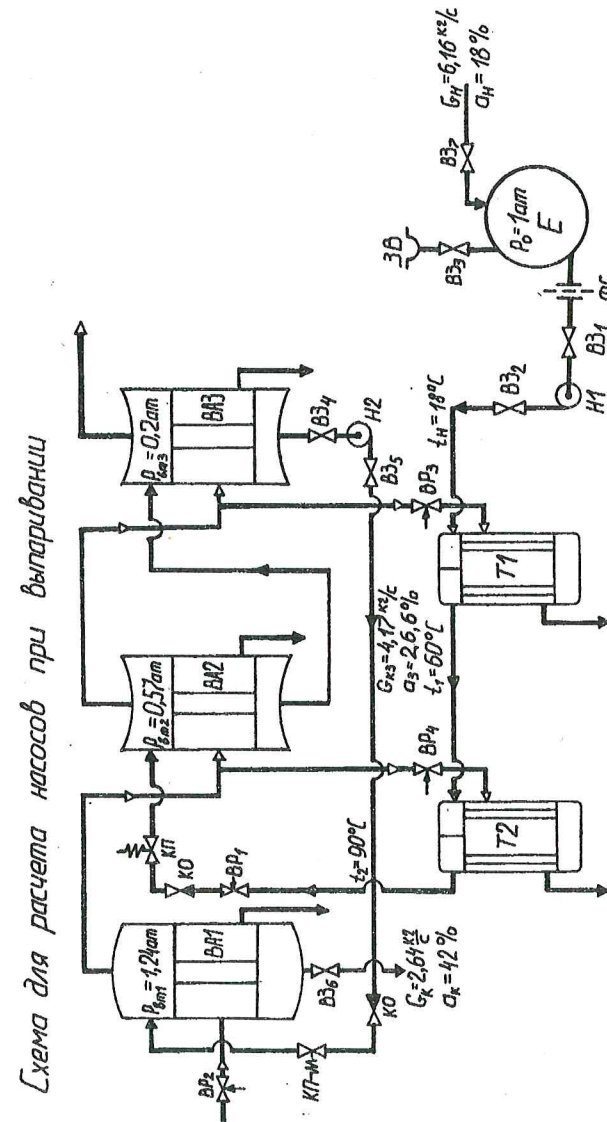


Рис.3. ВА - выпарной аппарат; Т - теплообменник; Н - насос; Е - емкость; ВЗ - вентиль запорный; ВР - вентиль регулирующий; КО - обратный клапан; КП - предохранительный клапан; ЗВ - забортная сетка; ЭВ - забортник воздуха

*Фактическая скорость раствора в трубе:*

$$W = V_n / 0,785d^2 = 0,0057 / 0,785 \cdot 0,1^2 = 0,73 \text{ м/с.}$$

*Критерий Re = Wdρ/μ = 0,73 · 0,1 · 1082 / 1,1 · 10<sup>-3</sup> = 71805.*

*Коэффициент трения для стальной гладкой новой трубы* принимаем по Re = 71805, шероховатости e = 0,2 мм при d/e = 100/0,2 = 500, по рис. 1.5 [1] λ = 0,0245.

*Длину трубы* принимаем ориентировочно: L = 20 - 30 м.

*Местные сопротивления* принимаем по табл. 12, 13 [2] и по рис. 3:

вход в трубу	ζ <sub>вх</sub> = 1	1 шт.
вентиль	ζ <sub>в</sub> = 4,5	2 шт.
колесо при 90°	ζ <sub>к</sub> = 1,3	1 шт.
выход из трубы	ζ <sub>вых</sub> = 1	1 шт.

$$\sum \zeta = 1\zeta_{вх} + 2\zeta_{в} + 1\zeta_{к} + 1\zeta_{вых} = 1 \cdot 1 + 2 \cdot 4,5 + 1 \cdot 1,3 + 1 \cdot 1 = 13,6.$$

*Гидравлическое сопротивление трубопровода:*

$$\Delta P_{t=18} = (1 + (\lambda L/d) + \sum \zeta) (\omega^2 \rho / 2) = (1 + (0,0245 \cdot 30 / 0,1) + 13,6) (0,73^2 \cdot 1082 / 2) = 6328 \text{ Па.}$$

**Гидравлическое сопротивление трубопровода на участке между теплообменниками Т1 и Т2**

*Параметры раствора*

Расход, G <sub>н</sub> , кг/с	G <sub>н</sub> = 6,16
Концентрация, a <sub>н</sub> , %	a <sub>н</sub> = 18
Температура, t, °C	t = 60
Плотность, ρ <sub>t</sub> , кг/м <sup>3</sup>	ρ <sub>t</sub> = 1061
Динамическая вязкость, μ <sub>t</sub> , Па·с	μ <sub>t</sub> = 0,54 · 10 <sup>-3</sup>

На этом участке трубы изменилась температура, а следовательно, плотность и вязкость раствора. Принимаем диаметр трубопровода Ø108×4 мм, как и на предыдущем участке, следовательно, фактическая скорость W = 0,73 м/с.

*Критерий Re = Wdρ/μ = 0,73 · 0,1 · 1061 / 0,54 · 10<sup>-3</sup> = 143430.*

*Коэффициент трения для стальной гладкой новой трубы* принимаем по Re = 143430, e = 0,2 мм, d/e = 100/0,2 = 500, по рис. 1.5 [1] λ = 0,0238.

*Длину трубы* принимаем ориентировочно: L = 5 - 7 м.

*Местные сопротивления* принимаем по табл. 12, 13 [2] и по рис. 3:

$$\text{вход и выход из трубы: } \zeta = 1 \quad 2 \text{ шт.} \quad \sum \zeta = 1 \cdot 2 = 2.$$

**Гидравлическое сопротивление трубопровода на участке между теплообменниками Т1 и Т2**

$$\Delta P_{t=60} = (1 + (\lambda L/d) + \sum \zeta) (\omega^2 \rho / 2) = (1 + (0,0238 \cdot 6 / 0,1) + 2) (0,73^2 \cdot 1061 / 2) = 1252 \text{ Па}$$

**Гидравлическое сопротивление трубопровода на участке от теплообменника Т2 до выпарного аппарата II корпуса**

*Параметры раствора*

Расход, G <sub>н</sub> , кг/с	G <sub>н</sub> = 6,16
Концентрация, a <sub>н</sub> , %	a <sub>н</sub> = 18
Температура, t, °C	t = 90
Плотность, ρ <sub>t</sub> , кг/м <sup>3</sup>	ρ <sub>t</sub> = 1044
Динамическая вязкость, μ <sub>t</sub> , Па·с	μ <sub>t</sub> = 0,36 · 10 <sup>-3</sup>

Диаметр трубопровода и фактическая скорость неизменны, так как не зависят от температуры. Следовательно, Ø108×4 мм и W = 0,73 м/с.

*Критерий Re = Wdρ/μ = 0,73 · 0,1 · 1044 / 0,36 · 10<sup>-3</sup> = 211700.*

*Коэффициент трения для стальной гладкой новой трубы* принимаем по Re = 211700, e = 0,2 мм при d/e = 100/0,2 = 500, по рис. 1.5 [1] λ = 0,0235.

*Длину трубы* принимаем ориентировочно: L = 20 - 30 м.

*Местные сопротивления* принимаем по табл. 12, 13 [2] и по рис. 3:

вход и выход из трубы	ζ <sub>вх</sub> = 1	2 шт.
вентиль	ζ <sub>в</sub> = 4,5	1 шт.
колесо при 90°	ζ <sub>к</sub> = 1,3	2 шт.
$\sum \zeta = 1\zeta_{вх} + 2\zeta_{к} + \zeta_{в} + 1\zeta_{вых} = 1 \cdot 1 + 2 \cdot 1,3 + 1 \cdot 4,5 + 1 \cdot 1 = 9,1.$		

**Гидравлическое сопротивление трубопровода на участке от теплообменника Т2 до выпарного аппарата II корпуса**

$$\Delta P_{t=90} = (1 + (\lambda L/d) + \sum \zeta) (\omega^2 \rho / 2) = (1 + (0,0235 \cdot 30 / 0,1) + 9,1) (0,73^2 \cdot 1044 / 2) = 4771 \text{ Па.}$$

*Гидравлическое сопротивление теплообменников Т1 и Т2* рассчитать (см. пример расчета насосов при фильтровании).

Примем ΔP<sub>Т2</sub> = ΔP<sub>Т1</sub> = 13000 Па.

*Потеря давления на подъем раствора:*

$$\Delta P_{под} = H_{г} \rho g = 18 \cdot 1044 \cdot 9,8 = 184162 \text{ Па.}$$

*Высоту подъема* принимаем ориентировочно: H<sub>г</sub> = 15 - 20 м.

*Разность давлений в пространстве нагнетания и всасывания*, т.е.

в выпарном аппарате (корпус II) и емкости:

$$\Delta P_{доп} = P_{вт2} - P_0 = 0,57 - 1,0 = -0,43 \text{ ат;} \quad \Delta P_{доп} = -0,43 \cdot 9,8 \cdot 10^4 = -4,2 \cdot 10^4 \text{ Па,}$$

т.е. выпарной аппарат работает под разрежением.

*Суммарное гидравлическое сопротивление сети:*

$$\sum \Delta P = \Delta P_{доп} + \Delta P_{под} + \Delta P_{t=18} + \Delta P_{Т1} + \Delta P_{t=60} + \Delta P_{Т2} + \Delta P_{t=90} = -42000 + 184162 + 6328 + 13000 + 1252 + 13000 + 4771 = 180513 \text{ Па.}$$

*Полный напор:*

$$H = \sum \Delta P / (\rho_{t=18} g) = 180513 / 1082 \cdot 9,8 = 17 \text{ м.}$$

**Установочная мощность электродвигателя:**

$$N_{уст} = \beta V_{\phi} \sum \Delta P / 1000 \eta_{н} = 1,4 \cdot 0,0057 \cdot 180513 / 1000 \cdot 0,6 = 2,4 \text{ кВт.}$$

**Выбираем насос** по табл. 17 [2], по  $V = 5,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  и  $H = 17 \text{ м}$ .

Принимаем насос марки X 45/21,  $V = 12,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $H = 21 \text{ м}$ ,  $\eta_{н} = 0,6$ .

Принимаем электродвигатель по табл. 17 [2] и установочной мощности  $N_{уст} = 2,4 \text{ кВт}$  типа ВАО-31-2,  $N = 3 \text{ кВт}$ ,  $n = 48,3 \text{ с}^{-1}$ .

### Насос подачи раствора из III корпуса в I корпус выпарного аппарата

**Параметры раствора  $\text{NH}_4\text{NO}_3$ :**

Расход, $G_3$ , кг/с	$G_3 = 4,17$
Концентрация, $a_3$ , %	$a_3 = 26,6$
Температура, $t_3$ , °C	$t_3 = 70$
Плотность, $\rho_t$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_t = 1070$
динамическая вязкость, $\mu_t$ , Па·с	$\mu_t = 0,5 \cdot 10^{-3}$

**Объемная производительность по раствору:**

$$V_3 = G_3 / \rho_t = 4,17 / 1070 = 3,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

**Диаметр трубопровода**, принимаем скорость  $W = 0,8 \text{ м/с}$  по табл. 7 [2]:

$$d = \sqrt{V_3 / 0,785 \omega} = \sqrt{3,9 \cdot 10^{-3} / 0,785 \cdot 0,8} = 0,08 \text{ м.}$$

Принимаем трубу  $\varnothing 108 \times 4 \text{ мм}$ , как и для свежего раствора.

**Фактическая скорость раствора:**

$$W_3 = V_3 / 0,785 d^2 = 3,9 \cdot 10^{-3} / 0,785 \cdot 0,1^2 = 0,5 \text{ м/с.}$$

**Критерий  $Re = W_3 d \rho_t / \mu_t = 0,5 \cdot 0,1 \cdot 1070 / 0,5 \cdot 10^{-3} = 107000$ .**

**Коэффициент трения для стальной гладкой новой трубы** принимаем по  $Re = 107000$ , шероховатости  $e = 0,2 \text{ мм}$ , при  $d/e = 100/0,2 = 500$ , по рис. 1.5 [1]  $\lambda = 0,024$ .

**Длину трубы** принимаем ориентировочно:  $L = 50 - 75 \text{ м}$ .

**Местные сопротивления** принимаем по табл. 12, 13 [2] и по рис. 3:

вход и выход из трубы  $\zeta_{вх} = \zeta_{вых} = 1$  2 шт.

вентиль  $\zeta_{в} = 4,5$  2 шт.

колено при  $90^\circ$   $\zeta_{к} = 1,3$  2 шт.

$$\sum \zeta_s = 1 \zeta_{вх} + 2 \zeta_{в} + 2 \zeta_{к} + 1 \zeta_{вых} = 1 \cdot 1 + 2 \cdot 4,5 + 2 \cdot 1,3 + 1 \cdot 1 = 13,6.$$

**Гидравлическое сопротивление трубопровода:**

$$\Delta P_{т=70} = (1 + (\lambda L / d) + \sum \zeta_s) (W^2 \rho_t / 2) = (1 + (0,024 \cdot 60 / 0,1) + 13,6) (0,5^2 \cdot 1070 / 2) = 3879 \text{ Па.}$$

**Потери давления на подъем раствора:**

$$\Delta P_{под} = H_t \rho g = 15 \cdot 1070 \cdot 9,8 = 157290 \text{ Па, где } H_t = 15 \text{ м.}$$

**Дополнительное давление** – разность давлений вторичного пара в I корпусе и III корпусе:

$$\Delta P_{доп} = P_{вт1} - P_{вт3} = (1,24 - 0,2) \cdot 9,8 \cdot 10^4 = 10,2 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

**Суммарное гидравлическое сопротивление сети:**

$$\sum \Delta P = \Delta P_{доп} + \Delta P_{под} + \Delta P_{т=70} = 102000 + 157290 + 3879 = 263169 \text{ Па.}$$

**Полный напор:**

$$H = \sum \Delta P / (\rho_t g) = 263169 / 1070 \cdot 9,8 = 25 \text{ м.}$$

**Установочная мощность электродвигателя:**

$$N_{уст} = \beta V_3 \sum \Delta P / 1000 \eta_{н} = 1,4 \cdot 3,9 \cdot 10^{-3} \cdot 263169 / 1000 \cdot 0,6 = 2,4 \text{ кВт.}$$

**Выбираем насос** по  $V_3 = 3,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , по  $H = 25 \text{ м}$  и по табл. 17 [2].

Принимаем центробежный насос марки X 20/31,  $V = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $H = 31 \text{ м}$ ,  $\eta_{н} = 0,55$ .

Принимаем электродвигатель по табл. 17 [2] и установочной мощности  $N_{уст} = 2,4 \text{ кВт}$  типа АО2-31-2,  $N = 3 \text{ кВт}$ ,  $n = 48,3 \text{ с}^{-1}$ .

## СУШКА

### КОНВЕКТИВНАЯ СУШКА СЫПУЧЕЙ ДРЕВЕСИНЫ

**Форсунки подачи топлива в топку**

**Форсунки для жидкого топлива** (мазута, солярки) бывают механические высокого давления (2,2-2,5 МПа) и низкого давления (0,05-0,5 МПа). Мазут распыляют воздухом или паром. В топках сушилок применяют форсунки низкого давления (рис. 4). Диаметр мазутопровода, подводящего топливо к форсунке, рекомендуется принимать по данным табл. 1.

Таблица 1

Диаметр мазутопровода				
Расход мазута, кг/ч	30	До 200	До 500	Более 500
Диаметр трубы, мм	10 - 15	15 - 20	20 - 25	25 - 40

Скорость мазута в трубе 0,1-0,8 м/с. Диаметр входного отверстия мазутного сопла форсунки во избежание засорения принимается не менее 2,5 мм. В табл. 2 указано примерное избыточное давление мазута, которое необходимо создать для продавливания мазута через отверстие диаметром 2,5 мм в зависимости от его расхода.

Таблица 2

Давление распыления мазута					
Расход мазута, кг/ч	34	49	69	110	200
Избыточное давление мазута, кПа	50	100	200	500	700



Воздуховод подвода воздуха (для распыления мазута и горения) от вентилятора к форсунке рассчитывают по скорости 10 - 15 м/с (для пара - 20 - 30 м/с и до 60 м/с для перегретого пара).

При расчете насоса подачи мазута в топку гидравлическое сопротивление механической форсунки ( $\Delta P_{\phi}$ ) для жидкого топлива независимо от того, как распыляют мазут (воздухом или паром), принимают равным принятому избыточному давлению мазута (см. табл. 2).

При расчете вентилятора подачи воздуха на горение жидкого топлива гидравлическое сопротивление мазутной форсунки ориентировочно следует принимать равным:  $\Delta P_{\phi}=3000-5000$  Па.

Газовые горелки при сжигании природного газа работают с невысоким давлением и скоростью выхода газовой струи из сопла не более 60-70 м/с. Конструкция горелки схематично изображена на рис. 4.

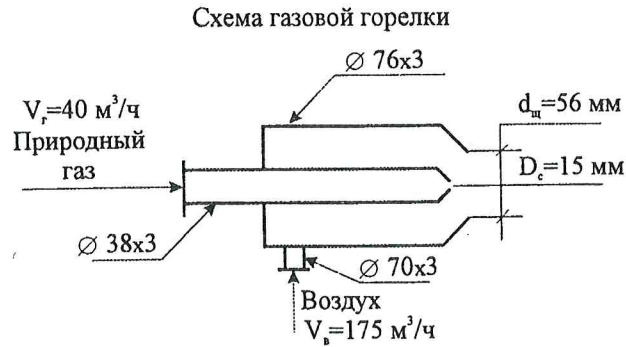


Рис. 4

Воздух на горение подается двумя потоками: через корпус горелки 20-40 % и 80-60 % непосредственно в топку (рис. 5).

**Пример расчета газовой горелки**

Расход природного газа,  $V_r, \text{ м}^3/\text{ч}$   $V_r=40$

Расход воздуха на горение,  $V_{10r}, \text{ м}^3/\text{ч}$   $V_{10r}=500$

Диаметр газового сопла при  $W_c=70$  м/с:

$$d_c = \sqrt{V_r / 3600 \cdot 0,785 W_c} = \sqrt{40 / 3600 \cdot 0,785 \cdot 70} = 0,014 \text{ м. Принимаем } d=15 \text{ мм.}$$

Диаметр трубы, подводящей газ к форсунке, при  $W_r=15$  м/с:

$$d_{тр} = \sqrt{V_r / 3600 \cdot 0,785 W_r} = \sqrt{40 / 3600 \cdot 0,785 \cdot 15} = 0,013 \text{ м. Принимаем трубу}$$

$\varnothing 38 \times 3$  мм по табл. 8 [2].

Определяем наружный диаметр трубы корпуса горелки. Принимаем расход первичного воздуха 35 % от  $V_{10r}=500 \text{ м}^3/\text{ч}$ , т.е.  $V_a=0,35 \cdot 500=175 \text{ м}^3/\text{ч}$ , а скорость воздуха в кольцевом сечении форсунки  $W_a=20$  м/с, тогда сечение кольцевой щели:  $f_{\text{щ}}=V_a / 3600 W_a = 175 / 3600 \cdot 20 = 0,00243 \text{ м}^2$ .

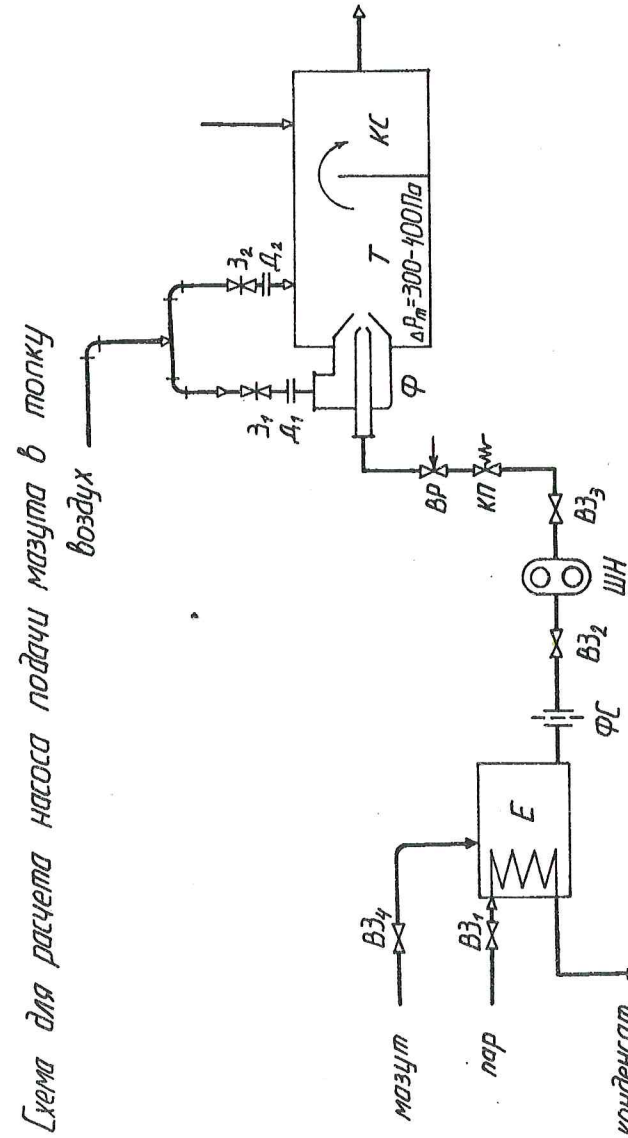


Рис. 5.  
Е-емкость; Т-топка; КС-камера смешения; Ф-форсунка; ФС-фильтрующая сетка; ВЗ-вентиль запорный; КП-клапан предохранительный; ВР-вентиль регулирующийся; З-заслонка; Д-диафрагма; ШН-шестеренчатый насос

Диаметр кольцевой щели  $d_{щ} = \sqrt{f_{воз}}/0,785 = 0,056$  м.

Сечение, занимаемое газовой трубой диаметром 38 мм, равно:

$f = f_{воз} + f_{газ} = 0,00243 + 0,00113 = 0,00356$  м<sup>2</sup>. Этому сечению соответствует диаметр:

$d = \sqrt{f}/0,785 = \sqrt{0,00356}/0,785 = 0,067$  м.

Принимаем трубу корпуса горелки  $\varnothing 76 \times 4$  мм по табл. 8 [2].

Объемная производительность вторичного воздуха:

$V_{воз}^P = V_{то}^P - V_{воз} = 500 - 175 = 325$  м<sup>3</sup>/ч.

Диаметр воздуховода вторичного воздуха при скорости  $\omega = 3$  м/с:

$d_{воз}^P = \sqrt{V_{воз}^P/0,785\omega} = \sqrt{325/3600 \cdot 0,785 \cdot 3} = 0,196$  м.

Принимаем воздуховод по табл. 2 [2]:  $\varnothing 210 \times 0,5$  мм (см. рис. 5).

Диаметр воздуховода первичного воздуха:

$d_p = \sqrt{V_p/3600 \cdot 0,785W} = \sqrt{175/3600 \cdot 0,785 \cdot 15} = 0,06$  м.

Принимаем воздуховод  $\varnothing 70 \times 3$  мм по табл. 2 [2].

При расчете вентилятора подачи воздуха на горение и распыление природного газа гидравлическое сопротивление газовой горелки ориентировочно следует принимать равным  $\Delta P_r = 5000$  Па.

#### Насос подачи жидкого топлива в топку

Насос подает мазут в топку на горение. Расчет проводят согласно рис. 5.

##### Топливо

Мазут	M 60
Расход, В, кг/ч	V=175
Температура, t, °C	t=80
Плотность, $\rho_m$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_m=972$ (прил. 1)
Динамическая вязкость, $\mu_m$ , Па·с	$\mu_m=6,28 \cdot 10^{-3}$ (прил. 1)

##### Параметры атмосферного воздуха

Влагосодержание, $x_0$ , кг пара/кг воздуха	$x_0=0,013$
Температура, $t_0$ , °C	$t_0=18$
Теплосодержание, $J_0$ , кДж тепла/кг	$J_0=51$
Масса сухого воздуха, подаваемого в топку для сжигания 1 кг мазута с учетом избытка воздуха, $L_m$ , кг воздуха/кг мазута	$L_m=30$
Плотность, $\rho_{то}$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{то}=1,21$ (прил. 2)
Динамическая вязкость, $\mu_{то}$ , Па·с	$\mu_{то}=18 \cdot 10^{-6}$ (прил. 3)
Давление (при 760 мм рт. ст.), $P_0$ , Па	$P_0=1,013 \cdot 10^5$

Объемный расход воздуха на горение мазута:

$V_{то}^P = BL_m(1 + x_0)/\rho_{то} = 175 \cdot 30(1 + 0,013)/1,21 = 4395$  м<sup>3</sup>/ч = 1,22 м<sup>3</sup>/с.

Часть этого воздуха в количестве  $V_\phi$  подается на распыление мазута, остальная часть  $V_{вт}$  поступает в топку. Для подачи мазута в топку принимаем механическую форсунку низкого давления, распыление мазута осуществляется воздухом.

Механическая форсунка. Диаметр сопла для подачи мазута принимаем 2,5 мм.

Давление распыления (мазута) определяем по производительности  $V=175$  кг/ч и по табл. 2.  $P_\phi=700$  кПа.

Скорость воздуха при выходе из сопла форсунки принимаем  $\omega=70$  м/с.

Кольцевое сечение выходного отверстия для воздуха рекомендуется принимать  $S=0,0032$  м<sup>2</sup>.

Расход воздуха на распыление мазута:

$V_\phi = S\omega = 0,0032 \cdot 70 = 0,224$  м<sup>3</sup>/с = 806,4 м<sup>3</sup>/ч.

Этот объем воздуха также участвует в горении мазута, вторичный воздух  $V_{вт}$  поступает непосредственно в топку:  $V_{вт} = V_{то}^P - V_\phi = 4395 - 806,4 = 3588,6$  м<sup>3</sup>/ч.

Объем перекачиваемого мазута:  $V_m = V/\rho_m = 175/972 = 0,18$  м<sup>3</sup>/ч.

Гидравлическое сопротивление форсунки по мазуту принимаем по табл. 2:  $\Delta P_\phi = 700 \cdot 10^3$  Па.

Гидравлическое сопротивление мазутопровода. Диаметр мазутопровода принимаем по табл. 8 [2]:  $\varnothing 25 \times 3$  мм,  $d=19$  мм.

Фактическая скорость мазута:

$\omega = V/3600\rho_m \cdot 0,785d^2 = 175/3600 \cdot 972 \cdot 0,785 \cdot 0,019^2 = 0,18$  м/с.

Критерий Re  $Re = \omega d \rho_m / \mu_m = 0,18 \cdot 0,019 \cdot 972 / 6,82 \cdot 10^{-3} = 487$ .

Коэффициент трения для гладкой трубы находим по  $Re=487$ ,  $e=0,2$  мм при  $d_3/e=19/0,2=95$  по рис. 1.5 [1]  $\lambda=0,132$ .

Длину мазутопровода принимаем ориентировочно:  $L=10 - 15$  м.

Местные сопротивления принимаем по табл. 12, 13 [2] и рис. 5:

вход в трубу	$\zeta_{вх} = 1$	2 шт.
вентиль	$\zeta_{в} = 4,5$	3 шт.
колесо при 90°	$\zeta_{к} = 1,3$	2 шт.
выход из трубы	$\zeta_{вых} = 1$	2 шт.

$\sum \zeta = 2\zeta_{вх} + 3\zeta_{в} + 2\zeta_{к} + 2\zeta_{вых} = 2 \cdot 1 + 3 \cdot 4,5 + 2 \cdot 1,3 + 2 \cdot 1 = 20,1$ .

Гидравлическое сопротивление мазутопровода:

$\Delta P_m = (1 + (\lambda L/d) + \sum \zeta)(\omega^2 \rho_m/2) = (1 + (0,132 \cdot 15/0,019) + 20,1)(0,18^2 \cdot 972/2) = 1973$  Па.

Суммарное гидравлическое сопротивление сети:

$\sum \Delta P = \Delta P_m + \Delta P_{под} + \Delta P_\phi + \Delta P_{топки} - \Delta P_{сет} = 1973 + 19051 + 700000 + 500 + 200 = 721724$  Па.

Потери давления на подъем мазута:

$\Delta P_{под} = H\rho_m g = 2 \cdot 972 \cdot 9,8 = 19051$  Па;

$\Delta P_{топки} = 300 - 500$  Па - сопротивление топки;  $\Delta P_{сет} = 100 - 200$  Па - сопротивление фильтрующей сетки.

Полный напор:  $H = \sum \Delta P / \rho_m g = 721724 / 972 \cdot 9,8 = 75,8$  м.

Выбираем роторный насос по табл. 19 [2], по  $V_M=0,18 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $\Sigma\Delta P=721,7 \text{ кПа}$ . Принимаем винтовой насос марки ЭМН-11/1,  $V=45 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\Delta P=800 \text{ кПа}$ ,  $\eta_n=50 \%$ ,  $n=24,3 \text{ с}^{-1}$ .

Принимаем электродвигатель по табл. 19 [2] типа МАФ-82-71/4,  $N=20 \text{ кВт}$ .

### Вентилятор подачи воздуха на горение топлива

Расчет проводим согласно рис. 6. Вентилятор и топка смонтированы на открытой площадке, защищенной от атмосферных осадков индивидуальным навесом. Воздух от вентилятора подается по параллельным воздуховодам, поэтому расчет проводим по линии наибольшего сопротивления, т.е. по линии подачи воздуха в форсунку.

#### Параметры воздуха, подаваемого в форсунку:

Объемная производительность,  $V_\phi, \text{ м}^3/\text{ч}$   $V_\phi=806,4$   
 Температура,  $t_0, \text{ }^\circ\text{C}$   $t_0=18$   
 Плотность,  $\rho_a, \text{ кг/м}^3$   $\rho_a=1,21$  (прил. 2)  
 Динамическая вязкость,  $\mu_m, \text{ Па}\cdot\text{с}$   $\mu_m=18\cdot 10^{-6}$  (прил. 3).

#### Диаметр воздуховода:

Скорость воздуха принимаем  $\omega=10 \text{ м/с}$  (см. подраздел форсунки)

$$D=\sqrt{V_\phi/0,785\omega}=\sqrt{806,4/3600\cdot 0,785\cdot 10}=0,169 \text{ м.}$$

По табл. 2 [2] выбираем стандартный диаметр воздуховода:  $\text{Ø}180\times 0,5 \text{ мм}$ .

#### Фактическая скорость воздуха:

$$\omega=V_\phi/0,785D^2=806,4/3600\cdot 0,785\cdot 0,179^2=8,9 \text{ м/с.}$$

Критерий  $Re=\omega D\rho_a/\mu_m=8,9\cdot 0,179\cdot 1,21/18\cdot 10^{-6}=107092$ .

Коэффициент трения  $\lambda$  определяем по критерию  $Re$  для гладкой трубы (шероховатости практически отсутствуют, так как воздуховод новый) и по  $Re=107092$ ,  $e=0,1 \text{ мм}$ , при  $d_0/e=179/0,1=1790$  по рис 1.5 [1]  $\lambda=0,019$ .

Длину воздуховода принимаем ориентировочно:  $L=7 \text{ м}$ .

Местные сопротивления принимаем по табл. 14 [2] и рис. 6:

конфузор (вход в вентилятор)	$\zeta_k=0,21$	1 шт.
диффузор (выход из вентилятора)	$\zeta_{диф}=0,21$	1 шт.
отводы при $\alpha=90^\circ$	$\zeta_{от}=0,39$	3 шт.
заслонка (задвижка)	$\zeta_z=1,54$	1 шт.
диафрагма (измерения расхода воздуха)	$\zeta_d=2$	1 шт.
вход в форсунку	$\zeta_{вх}=1$	1 шт.

$$\Sigma\zeta=1\zeta_k+1\zeta_{диф}+3\zeta_{от}+1\zeta_z+1\zeta_d=1\cdot 0,21+1\cdot 0,21+3\cdot 0,39+1\cdot 1,54+1\cdot 2+1\cdot 1=6,13.$$

#### Гидравлическое сопротивление воздуховода:

$$\Delta P_{в.г}=(1+(\lambda L/D)+\Sigma\zeta)(\omega^2\rho_a/2)=(1+(0,019\cdot 7/0,179)+6,13)(8,9^2\cdot 1,21/2)=377 \text{ Па.}$$

Схема для расчета вентилятора подачи воздуха на горение мазута

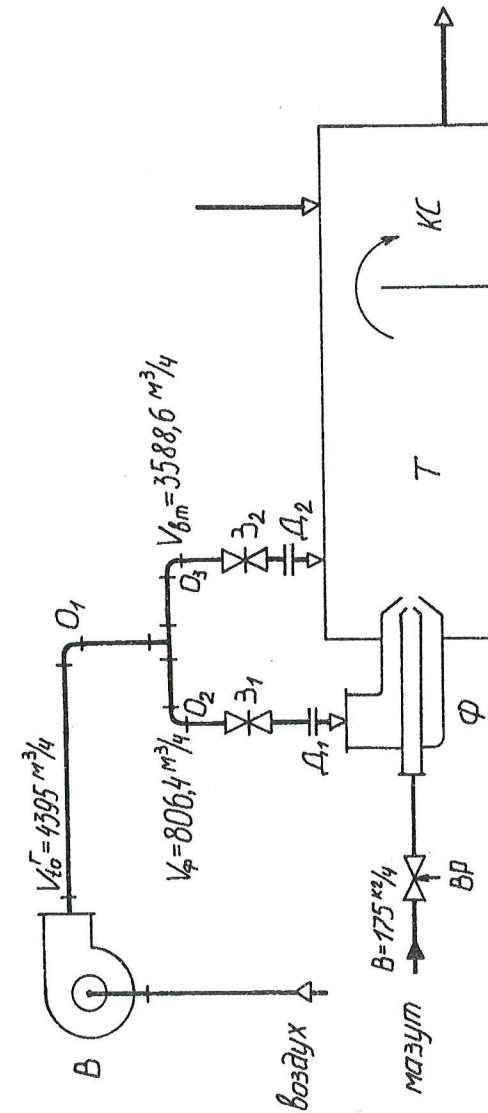


Рис. 6.  
 В-вентилятор; Ф-форсунка; Т-топка; КС-камера смешения;  
 З-задвижка; Д-диафрагма; О-отвод; ВР-вентиль регулирующий

Суммарное гидравлическое сопротивление от вентилятора до топki:

$$\sum \Delta P^r = \Delta P_v^r + \Delta P_{\phi} + \Delta P_{\text{топки}} = 377 + 5000 + 500 = 5877 \text{ Па,}$$

где  $\Delta P_{\phi} = 5000 \text{ Па}$  - сопротивление форсунки при подаче воздуха на распыление мазута и горение;  $\Delta P_{\text{топки}} = 500 \text{ Па}$  - сопротивление топki.

Приведенное сопротивление не рассчитываем, т.к.  $t_0 = 18^\circ\text{C}$  и  $\rho_{\text{в}} = 1,21 \text{ кг/м}^3$ .

Выбираем вентилятор высокого давления по  $V_{10}^r = 4395 \text{ м}^3/\text{ч} = 1,22 \text{ м}^3/\text{с}$  (см. рис. 6.) и  $\sum \Delta P^r = 5877 \text{ Па}$  по табл. 31 [2]. Принимаем турбовоздушную марку ТВ-100-1,12;  $V = 1,67 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $\Delta P = 12000 \text{ Па}$ ,  $n = 48,3 \text{ с}^{-1}$ .

Установочная мощность электродвигателя:

$$N_3^r = \beta V_{10}^r \sum \Delta P^r / 1000 \eta = 1,1 \cdot 1,22 \cdot 5877 / 1000 \cdot 0,65 = 12,1 \text{ кВт,}$$

где  $\beta = 1,1$  по табл. 33 [2],  $\eta = 0,65$ .

Принимаем электродвигатель типа АО2-62-6,  $N = 13 \text{ кВт}$  по табл. 31 [2].

### Вентилятор-дымосос

Вся сушильная установка (рис. 7), начиная от камеры смешения, работает под небольшим разрежением. Это исключает утечку топочных газов через неплотности в газоходах и аппаратах и подсос воздуха на разбавление топочных газов.

Патрубок с обратным клапаном для подсасывания воздуха в камеру смешения (приточная шахта)

Воздух из атмосферы подсасывается в камеру смешения (рис. 7) с целью снизить температуру топочных газов с  $1200^\circ\text{C}$  до  $400^\circ\text{C}$ .

#### Параметры атмосферного воздуха

Влажность, $x_0$ , кг пара/кг воздуха	$x_0 = 0,013$
Температура, $t_0$ , $^\circ\text{C}$	$t_0 = 18$
Теплосодержание, $J_0$ , кДж тепла/кг воздуха	$J_0 = 51$
Масса воздуха, подаваемого в камеру смешения для разбавления топочных газов в расчете на 1 кг мазута, $L_{\text{см}}$ , кг воздуха/кг мазута	$L_{\text{см}} = 65$
Плотность, $\rho_{10}$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{10} = 1,21$ (прил. 2)
Вязкость, $\mu_{10}$ , Па·с	$\mu_{10} = 18 \cdot 10^{-6}$ (прил. 3)
Давление, $P_{10}$ , Па	$P_{10} = 1,013 \cdot 10^5$

Объемный расход воздуха на разбавление топочных газов:

$$V_{10}^p = \beta L_{\text{см}} (1 + x_0) / \rho_{10} = 175 \cdot 65 (1 + 0,013) / 1,21 = 9523 \text{ м}^3/\text{ч} = 2,65 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Диаметр воздуховода рассчитываем, принимая скорость воздуха  $\omega = 10 \text{ м/с}$  по табл. 9 [2]:  $D = \sqrt{V_{10}^p / 0,785 \omega} = \sqrt{2,65 / 0,785 \cdot 10} = 0,58 \text{ м}$ . По табл. 2 [2] выбираем стандартный диаметр воздуховода:  $\text{Ø } 630 \times 0,7 \text{ мм}$ ,  $D = 0,629 \text{ м}$ .

Схема для расчета вентилятора-дымососа

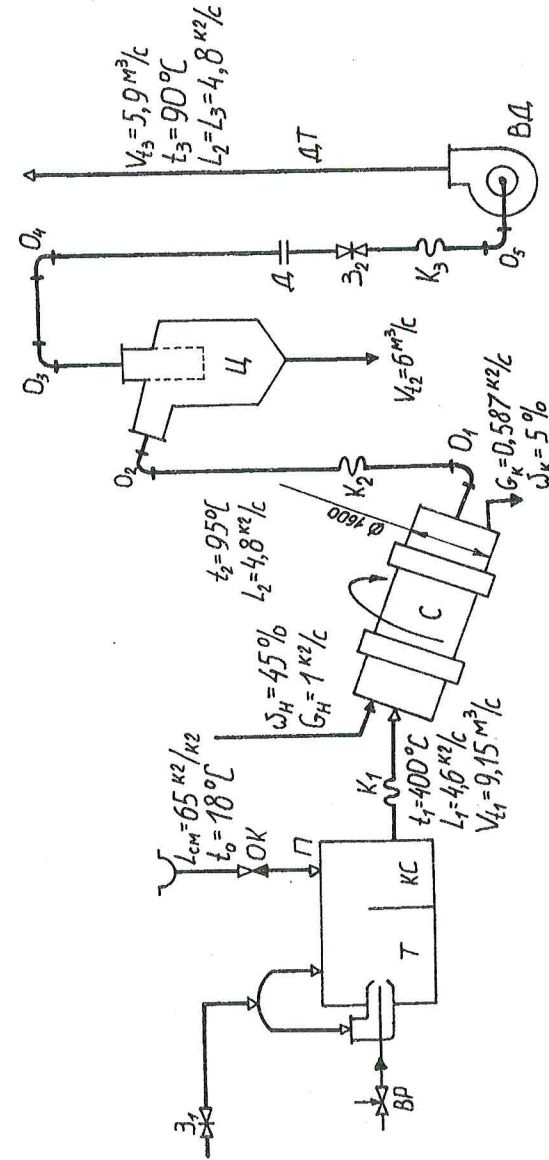


Рис. 7.  
Т - топка; КС - камера смешения; С - сушилка; Ц - циклон;  
Д - диаметр; З - задвижка; ОК - обратный клапан; П - приточная шахта;  
ДТ - дымовая труба; К - компенсатор; ВД - вентилятор-дымосос

**Фактическая скорость воздуха:**

$$\omega = V_{10}^p / 0,785 D^2 = 2,65 / 0,785 \cdot 0,629^2 = 8,5 \text{ м/с.}$$

**Критерий**  $Re = \omega D \rho_{10} / \mu_{10} = 8,5 \cdot 0,629 \cdot 1,21 / 18 \cdot 10^{-6} = 359404.$

**Коэффициент трения**  $\lambda$  определяем для гладкой трубы по  $Re = 359404$ ,  $e = 0,1$  мм, при  $d_s/e = 629/0,1 = 6290$  и по рис. 1.5 [1, с. 22]  $\lambda = 0,0151.$

**Длина патрубка:**  $L = 2$  м.

**Местные сопротивления в патрубке** см. по табл. 14 [2] и рис. 7:

приточная шахта (патрубок)  $\zeta_{вх} = 2,5$  1 шт.

выход из патрубка  $\zeta_{вых} = 1$  1 шт.

$$\sum \zeta = 2,5 \zeta_{вх} + 1 \zeta_{вых} = 2,5 + 1 = 3,5.$$

**Гидравлическое сопротивление патрубка:**

$$\Delta P_{патр} = (1 + (\lambda L/d) + \sum \zeta) (\omega^2 \rho_{10} / 2) = (1 + (0,0151 \cdot 2 / 0,629) + 3,5) (8,5^2 \cdot 1,21 / 2) = 199 \text{ Па.}$$

**Газоход от смесительной камеры до входа в барабанную сушилку**

**Сушильный агент**

Температура, $t_1$ , °C	$t_1 = 400$
Расход, $L_1$ , кг/с	$L_1 = 4,6$
Влагосодержание, $x_1$ , кг пара/кг воздуха	$x_1 = 0,014$
Теплосодержание, $J_1$ , кДж/кг	$J_1 = 450$
Динамическая вязкость, $\mu_{11}$ , Па·с	$\mu_{11} = 0,032 \cdot 10^{-3}$ (прил. 3)

**Плотность сушильного агента:**

$$\rho_{11} = P(1 + x_1) / 462(273 + t_1)(0,62 + x_1) = 10^5(1 + 0,014) / 462(273 + 400)(0,62 + 0,014) = 0,51 \text{ кг/м}^3.$$

**Объемный расход сушильного агента:**

$$V_{11} = L_1(1 + x_1) / \rho_{11} = 4,6(1 + 0,014) / 0,51 = 9,15 \text{ м}^3/\text{с.}$$

**Диаметр воздуховода:** рекомендуется задаваться диаметром газохода и проверять скорость газа. Скорость газа должна входить в пределы (6-20) м/с.

Принимаем диаметр воздуховода:

барабанная сушилка	$D = 1/2 D_{сушилки}$
пневматическая труба-сушилка	$D = (0,8-0,9) D_{сушилки}$

Для распылительной сушилки и «КС» рассчитывают диаметр газохода, задавая скоростью  $\omega = 18$  м/с по табл. 9 [2].

Для заданной барабанной сушилки  $D = 1/2 D_{сушилки} = 0,5 \cdot 1,6 = 0,8$  м. По табл. 2 [2] принимаем воздуховод  $\varnothing 800 \times 0,5$  мм

**Фактическая скорость газа:**

$$\omega = V_{11} / 0,785 D^2 = 9,15 / 0,785 \cdot 0,799^2 = 18,3 \text{ м/с.}$$

**Критерий**  $Re = \omega D \rho_{11} / \mu_{11} = 18,3 \cdot 0,799 \cdot 0,51 / 0,032 \cdot 10^{-3} = 233033.$

**Коэффициент трения** определяем для гладкой трубы по рис. 1.5 [1, с. 22]:  $\lambda = 0,0151.$

$L = 15$  м принимаем ориентировочно.

**Местные сопротивления** см. по табл. 14 [2] и рис. 7:

вход в газоход  $\zeta_{вх} = 1$  1 шт.

выход из газохода  $\zeta_{вых} = 1$  1 шт.

$$\sum \zeta = 1 \cdot \zeta_{вх} + 1 \cdot \zeta_{вых} = 1 + 1 = 2.$$

**Гидравлическое сопротивление газохода** при  $t_1 = 400^\circ\text{C}$ :

$$\Delta P_{11} = (1 + (\lambda L/d) + \sum \zeta) (\omega^2 \rho_{11} / 2) = (1 + (0,0151 \cdot 15 / 0,799) + 2) (18,3^2 \cdot 0,51 / 2) = 280 \text{ Па.}$$

**Компенсационное удлинение газохода** определяем по формуле (5) [2]:

$$l = 12,5 \cdot 10^{-6} t_{cm} L = 12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 400 \cdot 15 = 75 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Принимаем компенсатор по диаметру газохода  $D = 800$  мм и по табл. 11 [2]. Привести эскиз в соответствии с рис. 2 [2], указать размеры.

**Газоход от сушилки до циклона**

**Параметры парогазовой смеси, выходящей из сушилки:**

Температура, $t_2$ , °C	$t_2 = 95$
Расход с учетом подсоса, $L_2$ , кг/с	$L_2 = 1,05 L_1 = 4,8$
Влагосодержание, $x_2$ , кг/кг	$x_2 = 0,1$
Плотность, $\rho_{12}$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{12} = 0,88$ (прил. 2)
Вязкость, $\mu_2$ , Па·с	$\mu_2 = 19 \cdot 10^{-6}$ (прил. 3)

**Объемный расход парогазовой смеси:**

$$V_{12} = L_2(1 + x_2) / \rho_{12} = 4,8(1 + 0,1) / 0,88 = 6 \text{ м}^3/\text{с.}$$

**Диаметр газохода** выбираем, принимая скорость воздуха  $\omega = 12$  м/с по табл. 9 [2]:

$$D = \sqrt{V_{12} / 0,785 \omega} = \sqrt{6 / 0,785 \cdot 12} = 0,8 \text{ м.}$$

По табл. 2 [2] выбираем стандартный диаметр газохода  $\varnothing 800 \times 0,7$  мм.

**Фактическая скорость парогазовой смеси:**

$$\omega = V_{12} / 0,785 D^2 = 6 / 0,785 \cdot 0,799^2 = 12 \text{ м/с.}$$

**Критерий**  $Re = \omega D \rho_{12} / \mu_{12} = 12 \cdot 0,799 \cdot 0,88 / 19 \cdot 10^{-6} = 444075$

**Коэффициент трения для гладкой трубы** находим по рис. 1.5 [1, с. 22]:  $\lambda = 0,0145.$

**Длину газохода** ориентировочно принимаем:  $L = 20$  м.

**Местные сопротивления** принимаем по табл. 14 [2] и рис. 7:

вход в газоход  $\zeta_{вх} = 1$  1 шт.

выход из газохода  $\zeta_{вых} = 1$  1 шт.

отводы  $\alpha = 90^\circ\text{C}$   $\zeta_{от} = 0,39$  2 шт.

переход с круглого сечения

на прямоугольный (вход в циклон)  $\zeta_{п} = 0,21$  1 шт.

$$\sum \zeta = \zeta_{вх} + \zeta_{вых} + 2 \zeta_{от} + \zeta_{п} = 1 + 1 + 2 \cdot 0,39 + 0,21 = 2,99.$$

**Гидравлическое сопротивление газохода** без учета пыли, содержащейся в парогазовой смеси:

$$\Delta P_{12} = (1 + (\lambda L/d) + \sum \zeta) (\omega^2 \rho_{12} / 2) = (1 + (0,0145 \cdot 20 / 0,799) + 2,99) (12^2 \cdot 0,88 / 2) = 275 \text{ Па.}$$

**Гидравлическое сопротивление газохода** с учетом перемещающейся пыли в циклон:  $\Delta P_{ц}^п = \Delta P_{ц}(1+k\tilde{y}) + H\tilde{y}\rho_{ц}g$ ,

где  $k$  - опытный коэффициент, для древесной стружки и опила  $k=1,4$ ;

$\tilde{y}$  - относительная массовая концентрация высушиваемого материала, кг материала/ кг паровоздушной смеси.

Принято считать, что в циклоне улавливается 10 % пыли от высушиваемого материала.

$$\tilde{y} = 0,1G_k/L_2(1+x_2) = 0,1 \cdot 0,587/4,8 \cdot (1+0,1) = 0,011 \text{ кг/кг.}$$

$$G_k = 0,587 \text{ кг/с (см. рис. 7).}$$

$H$  - высота вертикального участка газохода;  $H=15 - 20$  м, зависит от высоты циклонной установки.

$$\Delta P_{ц}^п = 275[1+(1,4 \cdot 0,011)] + 15 \cdot 0,011 \cdot 0,88 \cdot 9,8 = 280 \text{ Па.}$$

**Удлинение газохода** определяем по формуле (5) [2]:

$$l = 12,5 \cdot 10^{-6} t_{cm} L = 12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 95 \cdot 20 = 24 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Принимаем линзовый компенсатор по диаметру газохода  $D=800$  мм и по табл.11 [2]. Привести эскиз в соответствии с рис.2 [2], указать размеры.

#### Газоход между циклоном и дымовой трубой

**Параметры парогазовой смеси** те же, что и в газоходе при  $t_2=95^\circ\text{C}$ , кроме  $t_3=90^\circ\text{C}$ .

$$x_2 = x_3 = 0,1 \text{ кг/кг}$$

$$t_3 = 90^\circ\text{C}$$

$$L_2 = L_3 = 4,8 \text{ кг газа/с}$$

$$\rho_{ц3} = 0,89 \text{ кг/м}^3 \text{ (прил. 2)}$$

$$\mu_{ц3} = 20 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с (прил. 3).}$$

**Объемный расход парогазовой смеси:**

$$V_{ц3} = L_2(1+x_2)/\rho_{ц3} = 4,8(1+0,1)/0,89 = 5,9 \text{ м}^3/\text{с.}$$

**Диаметр газохода** находим, принимая скорость воздуха  $\omega=12$  м/с по табл. 9 [2]:

$$D = \sqrt{V_{ц3}/0,785\omega} = \sqrt{5,9/0,785 \cdot 12} = 0,79 \text{ м.}$$

По табл. 2 [2] выбираем стандартный диаметр газохода  $\varnothing 800 \times 0,7$  мм.

**Фактическая скорость парогазовой смеси:**

$$\omega = V_{ц3}/0,785D^2 = 5,9/0,785 \cdot 0,799^2 = 11,8 \text{ м/с.}$$

$$\text{Критерий } Re = \omega D \rho_{ц3} / \mu_{ц3} = 11,8 \cdot 0,799 \cdot 0,89 / 20 \cdot 10^{-6} = 419555.$$

**Коэффициент трения для гладкой трубы** определяем по рис. 1.5 [1, с.22]:  $\lambda=0,0145$ . Общая длина газоходов:  $L=45$  м. Минимальная высота дымовой трубы 16 м.

**Местные сопротивления** газоходов принимаем по табл.14 [2] и рис.7:

вход в газоход	$\zeta_{вх} = 1,0$	1 шт
отводы $\alpha=90^\circ\text{C}$	$\zeta_{от} = 0,39$	3 шт.
заслонка (задвижка)	$\zeta_3 = 1,54$	1 шт.
диафрагма при $d_0=0,5D$ , $m=0,25$ табл. XIII [1]	$\zeta_3 = 29,4$	1 шт.

вход и выход из вентилятора (переход)  $\zeta_{п} = 0,21$  2 шт.

выход из дымовой трубы в атмосферу с зонтом:  $\zeta_{д.тр.} = 1,3$  1 шт.

$$\Sigma \zeta = \zeta_{вх} + 3\zeta_{от} + \zeta_3 + \zeta_3 + 2\zeta_{п} + \zeta_{д.тр.} = 1,0 + 3 \cdot 0,39 + 1,54 + 29,4 + 2 \cdot 0,21 + 1,3 = 34,83.$$

**Гидравлическое сопротивление газохода** при  $t_3=90^\circ\text{C}$ :

$$\Delta P_{ц3} = (1+(\lambda L/d) + \Sigma \zeta)(\omega^2 \rho_{ц3}/2) = (1+(0,0145 \cdot 45/0,799) +$$

$$+ 34,83)(11,8^2 \cdot 0,89/2) = 2271 \text{ Па.}$$

**Удлинение газохода** определяем по формуле (5) [2]:

$$l = 12,5 \cdot 10^{-6} t_{cm} L = 12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 90 \cdot 45 = 50,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Принимаем линзовый компенсатор по  $D=800$  мм по табл.11 [2]. Привести эскиз согласно рис. 2 [2], указать размеры.

#### Гидравлическое сопротивление сушильного барабана

Исходные данные (см. рис. 7):

Диаметр барабана, $D_6$ , мм	$D_6 = 1600$
Длина барабана, $L_6$ , мм	$L_6 = 8000$
Производительность по влажному опилу, $G_n$ , м/с	$G_n = 1$
Производительность по высушенному опилу, $G_k$ ,	$G_k = 0,587 \text{ кг/с}$
Давление в барабане, $P$ , Па	$P = P_0 = 10^5$
Температура, $t_1, t_2$ , $^\circ\text{C}$	$t_1 = 400, t_2 = 95$
Влагосодержание, $x_1, x_2$ , кг/кг	$x_1 = 0,014, x_2 = 0,1$
Объемный расход сушильного агента, $V_{т1}, V_{т2}$ , $\text{м}^3/\text{с}$	$V_{т1} = 9,15, V_{т2} = 6 \text{ м}^3/\text{с.}$

Расчет  $\Delta P_c$  проводим по формулам (18)-(24) [2].

Средняя плотность парогаса при  $t_{cp}$  и  $x_{cp}$ :

$$t_{cp} = (t_1 + t_2)/2 = (400 + 95)/2 = 247,5^\circ\text{C};$$

$$x_{cp} = (x_1 + x_2)/2 = (0,014 + 0,1)/2 = 0,057 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{cp} = P(1+x_{cp})/462(273+t_{cp})(0,62+x_{cp}) = 10^5(1+0,057)/462(273+247,5)(0,62+0,057) = 0,65 \text{ кг/м}^3.$$

При коэффициенте заполнения барабана  $\psi=0,2$  относительное свободное сечение барабана  $\varphi=1-0,2=0,8$ .

Средняя скорость парогаса в барабане:

$$\omega_{cp} = 0,5(V_{т1} + V_{т2})/0,785D_6^2\varphi = 0,5(9,15+6)/0,785 \cdot 1,6^2 \cdot 0,8 = 4,7 \text{ м/с.}$$

Эквивалентный диаметр барабана для секторной насадки:

$$D_3 = \pi D_6 \varphi / (Z + \pi) = 3,14 \cdot 1,6 \cdot 0,8 / (3,14 + 5) = 0,5 \text{ м,}$$

где  $Z = L_6 / D_6 = 8000 / 1600 = 5$ .

$$Re = \omega_{cp} D_3 \rho_{cp} / \mu_{cp} = 4,7 \cdot 0,5 \cdot 0,65 / 26,28 \cdot 10^{-6} = 58124,$$

где  $\mu_{cp} = 26,28 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$  при  $x_{cp} = 0,057 \text{ кг/с}$  и  $t_{cp} = 247,5^\circ\text{C}$ .

По рис. 1.5 [1, с. 22]  $\lambda = 0,02$ .

Сопротивление барабана без учета транспортировки материала:

$$\Delta P_6 = \lambda_6 L_6 / D_3 (\omega_{cp}^2 \rho_{cp} / 2) = 0,02 \cdot 8 / 0,5 (4,7^2 \cdot 0,65 / 2) = 2,3 \text{ Па.}$$

Относительная массовая концентрация материала:

$$\tilde{y} = G_n + G_k / 2L_2(1+x_{cp}) = 1 + 0,587 / 2 \cdot 4,8(1+0,057) = 0,156 \text{ кг/кг,}$$

где  $L_2=4,8$  кг/с (см. рис.7).

Сопротивление сушильного барабана при  $k=1,4$ :

$$\Delta P_c = \Delta P_6(1+k\gamma) = 2,3(1+1,4 \cdot 0,156) = 2,8 \text{ Па. Принимаем } \Delta P_c = 3 \text{ Па.}$$

### Выбор вентилятора-дымососа

*Суммарное гидравлическое сопротивление сети:*

$$\sum \Delta P = \Delta P_{\text{нагр}} + \Delta P_{t1} + \Delta P_c + \Delta P_{t2} + \Delta P_{\text{ц}} + \Delta P_{t3} = 199 + 280 + 3 + 280 + 900 + 2271 = 3933 \text{ Па}$$

где  $\Delta P_c$  - сопротивление сушилки,  $\Delta P_c = 3$  Па;

$\Delta P_{\text{ц}}$  - сопротивление циклона,  $\Delta P_{\text{ц}} = 900$  Па.

*Приведенное сопротивление:*

$$\Delta P_{\text{пр}} = \sum \Delta P (273+t_3) P_0 / 273 (P_0 + \sum \Delta P) = 3933(273+90)1,013 \cdot 105 / 273(101300 + 3933) = 5034 \text{ Па.}$$

По  $V_{t3} = 5,9$  м<sup>3</sup>/с и  $\Delta P_{\text{пр}} = 5034$  Па выбираем вентилятор высокого давления по табл. 28 [2].

Принимаем вентилятор ВДН -12,5,  $V = 35000$  м<sup>3</sup>/ч,  $\Delta P = 6000$  Па,  $\eta = 0,55$ ,  $n = 25$  с<sup>-1</sup>.

*Установочная мощность электродвигателя:*

$$N_3 = \beta V_{t3} \Delta P_{\text{пр}} / 1000 \eta = 1,5 \cdot 9 \cdot 5034 / 1000 \cdot 0,55 = 59,4 \text{ кВт.}$$

Выбираем электродвигатель по табл. 31 [2].

Принимаем электродвигатель типа АО2-91-2,  $N = 75$  кВт,  $\eta = 0,89$ .

## КОНТАКТНАЯ СУШКА БУМАГИ. ВЕНТИЛЯЦИЯ СУШИЛЬНОЙ ЧАСТИ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

Залы бумагоделательных машин и сушильной части оборудованы приточно-вытяжной вентиляцией. Рассмотрим закрытую систему вентиляции, состоящую из нескольких параллельно включенных установок. Каждая из них состоит из трех вентиляционных схем подачи: технологического воздуха, вентиляционного воздуха и паровоздушной смеси, а также рекуперации тепла (теплоуловители, калориферы, скруббер).

Основными путями увеличения производительности сушильной части машины являются:

- увеличение температуры цилиндров;
- продувка межцилиндровых пространств;
- целенаправленное удаление паровоздушной смеси из колпаков;
- замена сушильных сукон на синтетические сетки.

## Вентилятор подачи технологического воздуха в сушильную часть машины

Технологический воздух подается вентилятором из верхней части зала на подогрев в теплоуловители I ступени до  $t_2 = 40-45^\circ\text{C}$ , а затем в калориферы до  $t_3 = 60-80^\circ\text{C}$  и нагнетается в сушильную часть машины под колпак для конвективной сушки бумаги. Активная вентиляция сушильных цилиндров дополняет контактную сушку конвективной и увеличивает скорость сушки.

Расчет гидравлических сопротивлений проводим по участкам согласно рис. 8.

### Воздуховод забора воздуха из верхней зоны зала до теплоуловителя Т1

#### Технологический воздух

Температура, $t_1$ , °C	$t_1 = 27$
Расход, $L_1$ , кг/с	$L_1 = 11,2$
Влажностное содержание, $x_1$ , кг/кг	$x_1 = 0,016$
Теплосодержание, $J_1$ , кДж/кг	$J_1 = 68$
Динамическая вязкость, $\mu_{t1}$ , Па·с	$\mu_{t1} = 17 \cdot 10^{-6}$ (прил. 3)
Плотность, $\rho_{t1}$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{t1} = 1,1$ (прил. 2)

*Объемный расход технологического воздуха:*

$$V_{t1} = L_1(1+x_1)/\rho_{t1} = 11,2(1+0,016)/1,1 = 10,34 \text{ м}^3/\text{с.}$$

*Диаметр воздуховода* находим, принимая скорость  $W = 12$  м/с по табл. 9 [2]:

$$D = \sqrt{V_{t1} / 0,785 W} = \sqrt{10,34 / 0,785 \cdot 12} = 1,048 \text{ м.}$$

По табл. 2 [2] выбираем стандартный диаметр воздуховода:  $\varnothing 1120 \times 1$  мм.

*Фактическая скорость воздуха:*

$$W = V_{t1} / 0,785 D^2 = 10,34 / 0,785 \cdot 1,118^2 = 10,5 \text{ м/с.}$$

*Критерий Re*  $Re = W D \rho_{t1} / \mu_{t1} = 10,5 \cdot 1,118 \cdot 1,1 / 17 \cdot 10^{-6} = 759582$ .

*Коэффициент трения для гладкой трубы* принимаем по рис. 1.5 [1, с. 22]:  $\lambda = 0,0132$ .

*Длину воздуховода* принимаем ориентировочно:  $L = 20$  м.

*Местные сопротивления* принимаем по табл. 14 [2] и рис. 8:

приточная шахта для забора воздуха	$\zeta_{\text{шт}} = 2,5$	1 шт.
отвод при $\alpha = 90^\circ$	$\zeta_o = 0,39$	1 шт.
заслонка	$\zeta_3 = 1,54$	1 шт.
диафрагма при $m = (d_o/D)^2 = 0,6$ табл. XIII [1]	$\zeta_d = 2$	1 шт.
диффузор (вход в теплоуловитель)	$\zeta_{\text{дф}} = 0,21$	1 шт.

$$\sum \zeta = \zeta_{\text{шт}} + 1 \zeta_o + 1 \zeta_d + 1 \zeta_3 + 1 \zeta_{\text{дф}} = 2,5 + 1 \cdot 0,39 + 1 \cdot 2 + 1 \cdot 1,54 + 1 \cdot 0,21 = 6,64.$$

*Гидравлическое сопротивление воздуховода:*

$$\Delta P_{t1} = (\lambda L / D + \sum \zeta) W^2 \rho_{t1} / 2 = (0,0132 \cdot 20 / 1,118 + 6,64) \cdot 10,5^2 \cdot 1,1 / 2 = 417 \text{ Па.}$$





**Фактическая скорость воздуха:**

$$W = V_{\text{вз}} / 0,785 D^2 = 11,2 / 0,785 \cdot 1,118^2 = 11,4 \text{ м/с.}$$

**Критерий**  $Re = W D \rho_{\text{вз}} / \mu_{\text{вз}} = 11,4 \cdot 1,118 \cdot 1,015 / 20 \cdot 10^{-6} = 646819$ .

**Коэффициент трения для гладкой трубы** принимаем по рис. 1.5 [1, с.22]:  $\lambda = 0,0133$ .

**Длину воздуховода** принимаем ориентировочно:  $L = 30 \text{ м}$ .

**Местные сопротивления** принимаем по табл. 14 [2] и рис.8:

конфузор (выход из калорифера)	$\zeta_{\text{к}} = 0,21$	1 шт.
отвод при $\alpha = 90^\circ$	$\zeta_{\text{о}} = 0,39$	4 шт.
выход из воздуховода	$\zeta_{\text{вых}} = 1$	1 шт.

$$\sum \zeta = 1 \zeta_{\text{к}} + 4 \zeta_{\text{о}} + 1 \zeta_{\text{вых}} = 1 \cdot 0,21 + 4 \cdot 0,39 + 1 \cdot 1 = 2,77.$$

**Гидравлическое сопротивление воздуховода:**

$$\Delta P_{\text{вз}} = (\lambda L / D + \sum \zeta) W^2 \rho_{\text{вз}} / 2 = (0,0133 \cdot 30 / 1,118 + 2,77) \cdot 11,4^2 \cdot 1,015 / 2 = 206 \text{ Па.}$$

**Гидравлическое сопротивление теплоуловителя Т1**

Расчет  $\Delta P_{1-2}$  приведен в методике [3].  $\Delta P_{1-2} = 120 \text{ Па}$ .

**Гидравлическое сопротивление калорифера**

Расчет  $\Delta P_{\text{кал}}$  см. [2], например:

Дано: Калорифер КФС

Число последовательных включений калориферов:  $m = 2$ .

Допустимая массовая скорость по расчету:  $W_{\text{р}} = 7 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$ .

Сопротивление калорифера:  $\Delta P_{\text{кал}} = 0,23 m (W_{\text{р}})^{1,7} = 0,23 \cdot 2 \cdot 7^{1,7} = 13 \text{ Па}$ .

**Суммарное гидравлическое сопротивление** сети подачи технологического воздуха в сушильную часть машины:

$$\sum \Delta P = \Delta P_{\text{т1}} + \Delta P_{1-2} + \Delta P_{\text{вз}} + \Delta P_{\text{кал}} + \Delta P_{\text{вз}} + (W^2 \rho_{\text{вз}} / 2) = 417 + 120 + 119 + 13 + 206 + 6 = 941 \text{ Па,}$$

где  $(W^2 \rho_{\text{вз}} / 2)$  - потеря давления на последнем участке (подача воздуха под колпак):  $(\omega^2 \rho_{\text{вз}} / 2) = 11,4^2 \cdot 1,015 / 2 = 66 \text{ Па}$ .

**Приведенное сопротивление:**

$$\Delta P_{\text{пр1}} = \sum \Delta P [(273 + t_2) \rho_0 / 273 (P_0 + \sum \Delta P)] = 941 (273 + 46) 10^5 / 273 (10^5 + 941) = 1100 \text{ Па.}$$

**Выбор вентилятора.** По объемной производительности  $V_{\text{в2}} = 10,7 \cdot 3600 = 38,7 \text{ тыс.м}^3/\text{ч}$  и по  $\Delta P_{\text{пр1}} = 1,1 \text{ кПа}$  выбираем вентилятор по характеристикам рис.15 [2].

Принимаем вентилятор типа Ц4-70 №10,  $V = 40 \text{ тыс.м}^3/\text{ч}$ ,  $\Delta P = 1,1 \text{ кПа}$ ,  $\eta = 0,8$ .

**Установочная мощность электродвигателя:**

$$N_{\text{э}} = \beta V_{\text{в2}} \Delta P_{\text{пр1}} / 1000 \eta = 1,1 \cdot 10,74 \cdot 1100 / 1000 \cdot 0,8 = 16,2 \text{ кВт.}$$

Выбираем электродвигатель по табл. 26 [2].

Принимаем электродвигатель типа А02 62-2,  $N = 17 \text{ кВт}$ .

## Вентилятор подачи вентиляционного воздуха в машинный зал

Атмосферный воздух (см. рис. 8) подогревается в теплоуловителе Т2 до  $t_{\text{в}} = 18^\circ\text{C}$ , а зимой, если теплоуловители не обеспечивают нагревания воздуха до  $18^\circ\text{C}$ , включают дополнительно калорифер. Затем воздух вентилятором подается в верхнюю зону зала сушильной части машины с целью удаления влажного воздуха, устранения конденсации пара на ограждающих конструкциях.

**Воздуховод забора воздуха из атмосферы до теплоуловителя Т2**

**Вентиляционный воздух**

<b>Зима:</b> Температура, $t_0$ , °C	$t_0 = -16,2$
Расход, $L_{\text{в}}$ , кг/с	$L_{\text{в}} = 27,6$
Влагосодержание, $x_0$ , кг/кг	$x_0 = 0,0008$
Теплосодержание, $J_0$ , кДж/кг	$J_0 = -14,2$
Динамическая вязкость, $\mu_{10}$ , Па·с	$\mu_{10} = 16,5 \cdot 10^{-6}$ (прил. 3)
Плотность, $\rho_{10}$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{10} = 1,37$ (прил. 2).
<b>Лето:</b> Температура, $t_0$ , °C	$t_0 = 17$
Влагосодержание, $x_0$ , кг/кг	$x_0 = 0,009$
Теплосодержание, $J_0$ , кДж/кг	$J_0 = -40$
Динамическая вязкость, $\mu_{10}$ , Па·с	$\mu_{10} = 17,96 \cdot 10^{-6}$ (прил. 3)
Плотность, $\rho_{10}$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{10} = 1,171$ (прил. 2).

Выбор вентилятора проводим по худшим условиям: объемная производительность учитывается для летних условий, так как объемный расход воздуха выше; сопротивление сети рассчитывается для зимних условий, т.е. с учетом сопротивления теплоуловителя и калорифера.

Сравним **объемный расход вентиляционного воздуха** для летних и зимних условий:

$$V_{10}^{\text{л}} = L_{\text{в}} (1 + x_0) / \rho_{10} = 27,6 (1 + 0,009) / 1,171 = 23,78 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$V_{10}^{\text{з}} = L_{\text{в}} (1 + x_0) / \rho_{10} = 27,6 (1 + 0,0008) / 1,37 = 20,16 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Как видим, летом объемный расход воздуха больше чем зимой.

**Диаметр воздуховода** находим, принимая скорость  $W = 12 \text{ м/с}$  по табл. 9 [2]:

$$D = \sqrt{V_{10}^{\text{л}} / 0,785 W} = \sqrt{23,78 / 0,785 \cdot 12} = 1,589 \text{ м.}$$

По табл. 2 [2] выбираем стандартный диаметр воздуховода:  $\text{Ø}1600 \times 1 \text{ мм}$  с  $D = 1598 \text{ мм}$ .

**Фактическая скорость воздуха** для зимних и летних условий:

$$W_{\text{л}} = V_{10}^{\text{л}} / 0,785 D^2 = 23,78 / 0,785 \cdot 1,598^2 = 11,9 \text{ м/с;}$$

$$W_{\text{з}} = 20,16 / 0,785 \cdot 1,598^2 = 10,1 \text{ м/с.}$$

**Критерий**  $Re_{\text{л}} = W_{\text{л}} \rho_{\text{ол}} / \mu_{\text{ол}} = 11,9 \cdot 1,598 \cdot 1,171 / 17,96 \cdot 10^{-6} = 1239865$ ;

$$Re_{\text{з}} = 10,1 \cdot 1,598 \cdot 1,37 / 16,5 \cdot 10^{-6} = 1340092.$$

*Коэффициент трения для гладкой трубы* принимаем по рис. 1.5 [1, с.22] и по  $Re_3 = 1,34 \cdot 10^6$  при  $e=0,1$  мм,  $\lambda=0,012$ .

*Длину воздуховода* принимаем ориентировочно:  $L=5$  м.

*Местные сопротивления* принимаем по табл. 14 [2] и рис. 8:

приточная шахта для забора воздуха	$\zeta_{шт} = 2,5$	1 шт.
конфузор (вход в вентилятор)	$\zeta_{к} = 0,21$	1 шт.
диффузор (выход из вентилятора)	$\zeta_{дв} = 0,21$	1 шт.
заслонка	$\zeta_3 = 1,54$	2 шт.
отвод при 90°	$\zeta_o = 0,39$	1 шт.
диффузор (вход в теплоуловитель)	$\zeta_{дт} = 0,21$	1 шт.
диафрагма при $m=0,6$ по табл. XIII [1]	$\zeta_{дл} = 2$	1 шт.

$$\sum \zeta = 1\zeta_{шт} + 1\zeta_{к} + 1\zeta_{дв} + 2\zeta_3 + 1\zeta_o + 1\zeta_{дт} + 1\zeta_{дл} = 1 \cdot 2,5 + 1 \cdot 0,21 + 1 \cdot 0,21 + 1 \cdot 1,54 + 1 \cdot 0,39 + 1 \cdot 2 = 8,6.$$

*Гидравлическое сопротивление воздуховода:*

$$\Delta P_{10} = (\lambda L / D + \sum \zeta) (\omega^2 \rho_{03} / 2) = ((0,012 \cdot 5 / 1,598) + 8,6) (11,9^2 \cdot 1,37 / 2) = 838 \text{ Па.}$$

#### Воздуховод от теплоуловителя Т2 до калорифера К2

##### Параметры технологического воздуха

Температура, $t_b$ , °C	$t_b = 3$
Расход, $L_b$ , кг/с	$L_b = 27,6$
Влагосодержание, $x_0$ , кг/кг	$x_0 = 0,0008$
Теплосодержание, $J_b$ , кДж/кг	$J_b = 5$
Динамическая вязкость, $\mu_{тв1}$ , Па·с	$\mu_{тв1} = 17,27 \cdot 10^{-6}$ (прил. 3)
Плотность, $\rho_{т1}$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{т1} = 1,23$ (прил. 2).

*Объемный расход вентиляционного воздуха:*

$$V_{тв1} = 27,6(1 + 0,0008) / 1,23 = 22,46 \text{ м}^3/\text{с.}$$

*Диаметр воздуховода* принимаем таким же, как и на участке до теплоуловителя:  $\varnothing 1600 \times 1$  мм.

*Фактическая скорость воздуха:*

$$W = V_{тв1} / 0,785 D^2 = 22,46 / 0,785 \cdot 1,598^2 = 11,2 \text{ м/с.}$$

*Критерий Re*  $= 11,2 \cdot 1,598 \cdot 1,23 / 17,27 \cdot 10^{-6} = 1274699$ .

*Коэффициент трения для гладкой трубы* принимаем по рис. 1.5 [1, с.22]  $e=0,1$ ;  $\lambda=0,012$ .

*Длину воздуховода* принимаем ориентировочно:  $L=1$  м.

*Местные сопротивления* принимаем по табл. 14 [2] и рис. 8:

конфузор (выход из теплоуловителя)	$\zeta_{к} = 0,21$	1 шт.
диффузор (вход в калорифер)	$\zeta_{дв} = 0,21$	1 шт.
$\sum \zeta = 1\zeta_{к} + 1\zeta_{дв} = 1 \cdot 0,21 + 1 \cdot 0,21 = 0,42$ .		

*Гидравлическое сопротивление воздуховода:*

$$\Delta P_{тв1} = (\lambda L / D + \sum \zeta) (\omega^2 \rho_t / 2) = ((0,012 \cdot 1 / 1,598) + 0,42) (11,2^2 \cdot 1,23 / 2) = 33 \text{ Па.}$$

#### Воздуховод от калорифера К2 до подачи воздуха в верхнюю зону зала

##### Параметры технологического воздуха

Температура, $t_b$ , °C	$t_b = 18$
Расход, $L_b$ , кг/с	$L_b = 27,6$
Влагосодержание, $x_0$ , кг/кг	$x_0 = x_b = 0,008$
Теплосодержание, $J_b$ , кДж/кг	$J_b = 20,2$
Динамическая вязкость, $\mu_{тв}$ , Па·с	$\mu_{тв} = 18,05 \cdot 10^{-6}$ (прил. 3)
Плотность, $\rho_{тв}$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{тв} = 1,168$ (прил. 2).

*Объемный расход вентиляционного воздуха:*

$$V_{тв} = L_b (1 + x_0) / \rho_{тв} = 27,6(1 + 0,0008) / 1,168 = 23,65 \text{ м}^3/\text{с.}$$

*Диаметр воздуховода* принимаем такой же, как и на участке при  $t_0 = -18^\circ\text{C}$ :  $\varnothing 1600 \times 1$  мм.

*Фактическая скорость воздуха:*

$$W = V_{тв} / 0,785 D^2 = 23,65 / 0,785 \cdot 1,598^2 = 11,8 \text{ м/с.}$$

*Критерий Re*  $= W D \rho_{тв} / \mu_{тв} = 11,8 \cdot 1,598 \cdot 1,168 / 18,05 \cdot 10^{-6} = 1220181$ .

*Коэффициент трения для гладкой трубы* принимаем по рис. 1.5 [1, с.22] при  $e=0,1$ ;  $\lambda=0,012$ .

*Длину воздуховода* принимаем ориентировочно:  $L=50 - 60$  м.

*Местные сопротивления* принимаем по табл. 14 [2] и рис. 8:

конфузор (выход из калорифера)	$\zeta_{к} = 0,21$	1 шт.
заслонка	$\zeta_3 = 1,54$	1 шт.
отвод при 90°	$\zeta_o = 0,39$	2 шт.
выход из воздуховода	$\zeta_{вых} = 1$	1 шт.
диафрагма при $m=0,6$ по табл. XIII [1]	$\zeta_{дл} = 2$	1 шт.

$$\sum \zeta = 1\zeta_{к} + 1\zeta_3 + 2\zeta_o + 1\zeta_{вых} + \zeta_{дл} = 1 \cdot 0,21 + 1 \cdot 1,54 + 2 \cdot 0,39 + 1 \cdot 1 + 2 \cdot 1 = 5,53.$$

*Гидравлическое сопротивление воздуховода* при  $t_b = 18^\circ\text{C}$ :

$$\Delta P_{тв} = (\lambda L / D + \sum \zeta) (\omega^2 \rho_t / 2) = ((0,012 \cdot 60 / 1,598) + 5,53) (11,8^2 \cdot 1,168 / 2) = 486 \text{ Па.}$$

*Гидравлическое сопротивление теплоуловителя Т2*

Расчет  $\Delta P_{о-в}$  приведен в методике [3]:  $\Delta P_{о-в} = 940$  Па.

*Гидравлическое сопротивление калорифера*

Расчет  $\Delta P_{кал}$  см. [2]:  $\Delta P_{кал} = 18$  Па.

*Суммарное гидравлическое сопротивление сети:*

$$\sum \Delta P = \Delta P_{10} + \Delta P_o + \Delta P_{тв1} + \Delta P_{кал} + \Delta P_{тв} + \omega^2 \rho_{тв} / 2 = 838 + 940 + 33 + 18 + 486 + 11,8^2 \cdot 1,168 / 2 = 2396 \text{ Па.}$$

**Приведенное сопротивление:**

$$\Delta P_{\text{пр0}} = \sum \Delta P (273 + t_0) P_0 / 273 (P_0 + \sum \Delta P) = 2396 (273 + 17) \cdot 10^5 / 273 (10^5 + 2396) = 2606 \text{ Па.}$$

**Выбор вентилятора:**

По объемной производительности  $V_{\text{т0}} = 85,6$  тыс.м<sup>3</sup>/ч и  $\Delta P_{\text{пр0}} = 2606$  Па выбираем вентилятор высокого давления по табл.29 [2] типа ВДН-18-ПУ  $V = 85/115$  тыс.м<sup>3</sup>/ч,  $\Delta P = 2100/3650$  Па,  $\eta = 0,82$ .

**Установочная мощность электродвигателя:**

$$N_3 = \beta V_{\text{т0}} \Delta P_{\text{пр0}} / 1000 \eta = 1,23 \cdot 78 \cdot 2606 / 1000 \cdot 0,82 = 83,1 \text{ кВт.}$$

Выбираем электродвигатель по табл.31 [2] типа А02-92-2,  $N = 100$  кВт.

**Вентилятор отсоса воздушно-паровой смеси из под колпака**

Выделяющиеся при сушке водяные пары и тепло удаляются из верхней зоны колпака вентилятором (см. рис.8). Для уменьшения количества прорывающихся из сушильной части в зал водяных паров и тепла под колпаком поддерживают небольшое разрежение за счет нагнетания технологического воздуха под колпак на 25-30% меньше, чем отсасывают. Баланс по воздуху поддерживается за счет подсосов через проемы для входа и выхода бумаги, а также через щели. Утилизация тепла осуществляется в теплоуловителях I и II ступени, в которых нагревается воздух, и в скруббере, в котором нагревают воду.

**Газоход от колпака до теплоуловителя Т1**

**Воздушно-паровая смесь**

Температура, $t_4$ , °C	$t_4 = 85$
Расход, $L_4$ , кг/с	$L_4 = 17,2$
Влажосодержание, $x_4$ , кг/кг	$x_4 = 0,08$
Теплосодержание, $J_4$ , кДж/кг	$J_4 = 299$
Динамическая вязкость, $\mu_{t4}$ , Па·с	$\mu_{t4} = 20,25 \cdot 10^{-6}$ (прил. 3)
Плотность, $\rho_{t4}$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{t4} = 0,913$ (прил. 2).

**Объемный расход воздушно-паровой смеси:**

$$V_{t4} = L_4 (1 + x_4) / \rho_{t4} = 17,2 (1 + 0,08) / 0,913 = 20,35 \text{ м}^3/\text{с.}$$

**Диаметр газохода** находим, принимая скорость воздушно-паровой смеси  $W = 10,5$  м/с по табл.9 [2]:

$$D = \sqrt{V_{t4} / 0,785 \omega} = \sqrt{20,35 / 0,785 \cdot 10,5} = 1,57 \text{ м.}$$

По табл.2 [2] выбираем стандартный диаметр газохода:  $\varnothing 1600 \times 1 \text{ мм.}$

**Фактическая скорость смеси:**

$$W = V_{t4} / 0,785 D^2 = 20,35 / 0,785 \cdot 1,598^2 = 10,15 \text{ м/с.}$$

**Критерий Re**  $= W D \rho_{t4} / \mu_{t4} = 10,15 \cdot 1,598 \cdot 0,913 / 20,25 \cdot 10^{-6} = 731288.$

**Коэффициент трения для гладкой трубы** принимаем по рис. 1.5

[1, с. 22]:  $\lambda = 0,0128.$

**Длину газохода** принимаем ориентировочно:  $L = 12-15$  м.

**Местные сопротивления** принимаем по табл. 14 [2] и рис. 8:

вход в газоход	$\zeta_{\text{вх}} = 1$	1 шт.
отводы при $\alpha = 90^\circ$	$\zeta_o = 0,39$	2 шт.
диффузор (вход в теплоуловитель)	$\zeta_{\text{дт}} = 0,21$	1 шт.
диафрагма при $m = 0,6$ по табл. XIII [1]	$\zeta_d = 2$	1 шт.
$\sum \zeta = 1 \zeta_{\text{вх}} + 1 \zeta_{\text{дт}} + 2 \zeta_o + 1 \zeta_d = 1 \cdot 1 + 2 \cdot 0,39 + 1 \cdot 0,21 + 2 \cdot 1 = 3,99.$		

**Гидравлическое сопротивление воздуховода** при  $t_4 = 85^\circ \text{C}$ :

$$\Delta P_{t4} = (\lambda L / D + \sum \zeta) (\omega^2 \rho_{t4} / 2) = ((0,0128 \cdot 15 / 1,598) + 3,99) (10,15^2 \cdot 0,913 / 2) = 193 \text{ Па.}$$

**Компенсатор температурных удлинений:**

$$l = 12,5 \cdot 10^{-6} t_{\text{см}} L = 12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 85 \cdot 15 = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

**Размеры линзового компенсатора** приведены в табл.11 [2]. Дать эскиз, указать размеры.

**Газоход от теплоуловителя Т1 до теплоуловителя Т2**

**Параметры воздушно-паровой смеси**

Температура, $t_5$ , °C	$t_5 = 74$
Расход, $L_4$ , кг/с	$L_4 = L_5 = 17,2$
Влажосодержание, $x_4$ , кг/кг	$x_4 = x_5 = 0,08$
Теплосодержание, $J_5$ , кДж/кг	$J_5 = 285$
Динамическая вязкость, $\mu_{t5}$ , Па·с	$\mu_{t5} = 19,75 \cdot 10^{-6}$ (прил. 3)
Плотность, $\rho_{t5}$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{t5} = 0,941$ (прил. 2)

**Объемный расход смеси:**

$$V_{t5} = L_4 (1 + x_4) / \rho_{t5} = 17,2 (1 + 0,08) / 0,941 = 19,74 \text{ м}^3/\text{с.}$$

**Диаметр газохода** принимаем такой же, как и на участке при  $t_4 = 85^\circ \text{C}$ :  $\varnothing 1600 \times 1 \text{ мм.}$

**Фактическая скорость смеси:**

$$W = V_{t5} / 0,785 D^2 = 19,74 / 0,785 \cdot 1,598^2 = 9,85 \text{ м/с.}$$

**Критерий Re**  $= W D \rho_{t5} / \mu_{t5} = 9,85 \cdot 1,598 \cdot 0,941 / 19,75 \cdot 10^{-6} = 749956.$

**Коэффициент трения для гладкой трубы** принимаем по рис. 1.5

[1, с. 22]:  $\lambda = 0,0127.$

**Длину газохода** принимаем ориентировочно:  $L = 5$  м.

**Местные сопротивления** принимаем по табл. 14 [2] и рис.8:

конфузор (выход из теплоуловителя)	$\zeta_k = 0,21$	1 шт.
диффузор (вход в теплоуловитель)	$\zeta_d = 0,21$	1 шт.
отводы при $\alpha = 90^\circ$	$\zeta_o = 0,39$	2 шт.
$\sum \zeta = 1 \zeta_k + 1 \zeta_d + 2 \zeta_o = 1 \cdot 0,21 + 2 \cdot 0,39 + 1 \cdot 0,21 = 1,2.$		

**Гидравлическое сопротивление газохода** при  $t_5=74^{\circ}\text{C}$ :

$$\Delta P_{15}=(\lambda L/D+\sum\zeta)(\omega^2\rho_{15}/2)=((0,0127\cdot 5/1,598)+1,2)(9,85^2\cdot 0,941/2)=57\text{ Па.}$$

**Компенсатор температурных удлинений:**

$$l=12,5\cdot 10^{-6}t_{\text{см}}L=12,5\cdot 10^{-6}\cdot 74\cdot 5=4,6\cdot 10^{-3}\text{ м.}$$

Размеры линзового компенсатора даны в табл.11[2]. Дать эскиз, указать размеры.

### Газоход от теплоуловителя Т2 до скруббера

#### Параметры воздушно-паровой смеси

Температура, $t_6$ , °C	$t_6=47$
Влажность, $x_6$ , кг/кг	$x_6=0,073$
Расход, $L_4$ , кг/с	$L_4=L_5=L_6=17,2$
Теплосодержание, $J_6$ , кДж/кг	$J_6=235$
Динамическая вязкость, $\mu_6$ , Па·с	$\mu_6=18,56\cdot 10^{-6}$ (прил. 3)
Плотность, $\rho_6$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_6=1,025$ (прил. 2).

**Объемный расход смеси:**

$$V_{16}=L_4(1+x_6)/\rho_{16}=17,2(1+0,073)/1,025=18\text{ м}^3/\text{с.}$$

**Диаметр газохода** принимаем равным диаметру газохода при  $t_5=74^{\circ}\text{C}$ :  $\varnothing 1600\times 1\text{ мм.}$

**Фактическая скорость смеси:**

$$W=V_{16}/0,785D^2=18/0,785\cdot 1,598^2=8,98\text{ м/с.}$$

**Критерий Re**  $=WDr_{16}/\mu_6=8,98\cdot 1,598\cdot 1,025/18,56\cdot 10^{-6}=792500.$

**Коэффициент трения для гладкой трубы** принимаем по рис. 1.5 [1, с. 22]:  $\lambda=0,0126.$

**Длину газохода** принимаем ориентировочно:  $L=5-10\text{ м.}$

**Местные сопротивления** принимаем по табл. 14 [2] и рис.8:

конфузор (выход из теплоуловителя)	$\zeta_{\text{к}}=0,21$	1 шт.
выход из газохода	$\zeta_{\text{вых}}=1$	1 шт.
отводы при $\alpha=90^{\circ}$	$\zeta_0=0,39$	1 шт.
$\sum\zeta=1\zeta_{\text{к}}+1\zeta_{\text{вых}}+1\zeta_0=1\cdot 0,21+1\cdot 1+1\cdot 0,39=1,6.$		

**Гидравлическое сопротивление газохода** при  $t_6=47^{\circ}\text{C}$ :

$$\Delta P_{16}=(\lambda L/D+\sum\zeta)(\omega^2\rho_6/2)=((0,0126\cdot 10/1,598)+1,6)(8,98^2\cdot 1,025/2)=70\text{ Па.}$$

**Газоход выброса воздушно-паровой смеси от скруббера в атмосферу**

#### Параметры воздушно-паровой смеси

Температура, $t_7$ , °C	$t_7=41,7$
Расход, $L_4$ , кг/с	$L_4=L_5=L_6=L_7=17,2$
Влажность, $x_7$ , кг/кг	$x_7=0,054$
Теплосодержание, $J_7$ , кДж/кг	$J_7=181$

Динамическая вязкость,  $\mu_7$ , Па·с

$$\mu_7=18,56\cdot 10^{-6}\text{ (прил. 3)}$$

Плотность,  $\rho_7$ , кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_7=1,052\text{ (прил. 2).}$$

**Объемный расход воздушно-паровой смеси:**

$$V_{17}=L_4(1+x_7)/\rho_{17}=17,2(1+0,054)/1,052=17,23\text{ м}^3/\text{с.}$$

**Диаметр газохода** находим, принимая скорость смеси  $W=10\text{ м/с}$  по табл.9 [2]:

$$D=\sqrt{V_{17}/0,785\omega}=\sqrt{17,23/0,785\cdot 10}=1,48\text{ м.}$$

По табл.2 [2] выбираем стандартный диаметр газохода:  $\varnothing 1600\times 1\text{ мм.}$

**Фактическая скорость смеси:**

$$W=V_{17}/0,785D^2=17,23/0,785\cdot 1,598^2=8,6\text{ м/с.}$$

**Критерий Re**  $=WDr_{17}/\mu_7=8,6\cdot 1,598\cdot 1,025/18,56\cdot 10^{-6}=758964.$

**Коэффициент трения для гладкой трубы** принимаем по рис. 1.5 [1, с. 22]:  $\lambda=0,0128.$

**Длину газохода** принимаем ориентировочно:  $L=3-5\text{ м.}$

**Местные сопротивления** принимаем по табл. 14 [2] и рис.8:

вход в газоход	$\zeta_{\text{вх}}=1$	1 шт.
заслонка	$\zeta_3=1,54$	1 шт.
конфузор (вход в вентилятор)	$\zeta_{\text{к}}=0,21$	1 шт.
диффузор (выход из вентилятора)	$\zeta_{\text{д}}=0,21$	1 шт.
выход из газохода в атмосферу при $Re=7,6\cdot 10^5$	$\zeta_{\text{вых}}=1,13$	1 шт.
$\sum\zeta=1\zeta_{\text{вх}}+1\zeta_3+1\zeta_{\text{к}}+1\zeta_{\text{д}}+1\zeta_{\text{вых}}=1\cdot 1+1\cdot 1,54+2\cdot 0,21+1\cdot 1,13=4,09.$		

**Гидравлическое сопротивление воздуховода** при  $t_7=41,7^{\circ}\text{C}$ :

$$\Delta P_{17}=(\lambda L/D+\sum\zeta)(\omega^2\rho_{17}/2)=((0,0128\cdot 5/1,598)+4,09)(8,6^2\cdot 1,052/2)=161\text{ Па.}$$

**Гидравлическое сопротивление теплоуловителя Т1**

Расчет  $\Delta P_{4,5}$  см. [3].  $\Delta P_{4,5}=296\text{ Па.}$

**Гидравлическое сопротивление теплоуловителя Т2**

Расчет  $\Delta P_{5,6}$  см. [3].  $\Delta P_{5,6}=551\text{ Па.}$

**Гидравлическое сопротивление скруббера**

Расчет сопротивления орошаемой насадки см. [3].  $\Delta P_{\text{г-ж}}=1314\text{ Па.}$

**Суммарное гидравлическое сопротивление сети:**

$$\sum\Delta P=\Delta P_{14}+\Delta P_{4,5}+\Delta P_{15}+\Delta P_{5,6}+\Delta P_{16}+\Delta P_{\text{г-ж}}+\Delta P_{17}+W^2\rho_{17}/2=193+296+57+551+70+1314+161+8,6^2\cdot 1,052/2=2681\text{ Па.}$$

**Приведенное сопротивление:**

$$\Delta P_{\text{пр7}}=\sum\Delta P(273+t_7)P_0/273(P_0+\sum\Delta P)=2681(273+41,7)\cdot 10^5/273(10^5+2681)=3173\text{ Па.}$$

**Выбор вентилятора**

По объемной производительности  $V_{17}=17,23\cdot 3,6=62\text{ тыс. м}^3/\text{ч}$  и  $\Delta P_{\text{пр7}}=3173\text{ Па}$  выбираем вентилятор высокого давления по табл.29 [2] типа ВДН-18-ПУ,  $V=85/115\text{ тыс. м}^3/\text{ч}$ ,  $\Delta P=2100/3650\text{ Па}$ ,  $\eta=0,82.$

**Установочная мощность электродвигателя:**

$$N_0 = \beta V_{\tau} \Delta P_{\text{пр7}} / 1000 \eta = 1,1 \cdot 17,23 \cdot 3173 / 1000 \cdot 0,82 = 73,3 \text{ кВт.}$$

Выбираем электродвигатель по табл.31 [2] типа А02-91-2, N=75 кВт.

Список литературы

1. Павлов К.Ф. Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л.: Химия, 1987. 576 с.
2. Ведерникова М.И. Гидравлические расчеты. Ч. I. Расчет и выбор насосов и вентиляторов. Екатеринбург, 2000. 40 с.
3. Орлов В.П., Кожевников Н.П. Расчет вентиляции сушильной части бумаго- и картоноделательных машин. Екатеринбург, 1999. 44 с.

Приложения

Приложение 1

Теплофизические свойства мазута и влажного воздуха

Показатель	Температура, °С	Марки мазута				
		M20	M40	M60	M80	M100
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	0	916	992	1010	1058	962
	80	916	949	972	1026	912
	100	905	938	962	1018	900
Вязкость, Па·с×10 <sup>3</sup>	80	1,69-3,39	3,51-5,6	5,73-7,91	8,35-9,87	8,77-10,46
Теплоемкость, Дж/(кг·К)	В пределах от 20 до 100	1,88-2,05	1,88-2,05	1,88-2,05	1,88-2,05	1,88-2,05
Теплопроводимость, Вт/(м·К)	30	0,135	0,135	0,135	0,135	0,135
	70	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13

Приложение 2  
Плотность влажного воздуха в зависимости от влагосодержания и температуры при давлении  $P = 1$  ат (98100 Па)

Влагосодержание $x$ , кг/кг	Плотность влажного воздуха, кг/м <sup>3</sup> , при температуре $t$ °С											
	0	20	40	60	80	100	200	300	400	500	600	
0,00	1,251	1,165	1,091	1,025	0,967	0,915	0,722	0,596	0,507	0,472	0,391	
0,01	1,243	1,158	1,084	1,019	0,961	0,910	0,718	0,593	0,505	0,440	0,388	
0,02	1,236	1,151	1,078	1,013	0,956	0,905	0,714	0,590	0,502	0,437	0,386	
0,03	1,229	1,145	1,072	1,007	0,950	0,899	0,709	0,586	0,499	0,435	0,384	
0,04	1,222	1,139	1,066	1,002	0,945	0,894	0,705	0,583	0,496	0,432	0,382	
0,05	1,216	1,132	1,060	0,996	0,940	0,890	0,702	0,580	0,494	0,430	0,380	
0,06	1,209	1,126	1,054	0,991	0,935	0,885	0,698	0,577	0,491	0,427	0,378	
0,07	1,203	1,121	1,049	0,986	0,930	0,880	0,694	0,574	0,489	0,425	0,376	
0,08	1,197	1,115	1,044	0,981	0,925	0,875	0,691	0,571	0,486	0,423	0,374	
0,09	1,191	1,110	1,039	0,976	0,921	0,872	0,687	0,568	0,484	0,421	0,372	
0,10	1,186	1,104	1,034	0,971	0,916	0,867	0,684	0,565	0,482	0,419	0,370	
0,11	1,180	1,099	1,029	0,967	0,912	0,863	0,681	0,563	0,479	0,417	0,368	
0,12	1,174	1,094	1,024	0,963	0,908	0,859	0,678	0,560	0,477	0,415	0,366	

Приложение 3

Динамическая вязкость влажного воздуха в зависимости от температуры  $t$  °С и влагосодержания  $x$ , кг/кг

Влагосодержание $x$ , кг/кг	Динамическая вязкость влажного воздуха $\mu 10^6$ , Па с, при температуре $t$ °С,											
	0	20	40	60	80	100	200	300	400	500	600	
0,00	17,3	18,31	19,29	20,25	21,17	22,07	26,24	29,97	33,35	36,48	39,39	
0,01	17,14	18,15	19,13	20,09	21,01	21,91	26,05	29,78	33,17	36,30	39,22	
0,02	16,98	17,99	18,97	19,93	20,86	21,76	25,94	29,68	33,09	36,24	39,22	
0,03	16,82	17,83	18,82	19,78	20,70	21,60	25,80	29,54	32,96	36,12	39,06	
0,04	16,68	17,68	18,67	19,63	20,55	21,45	25,65	29,41	32,84	36,00	38,94	
0,05	16,54	17,54	18,53	19,49	20,41	21,32	25,52	29,29	32,72	35,89	38,85	
0,06	16,40	17,41	18,39	19,35	20,28	21,18	25,39	29,17	32,60	35,78	38,75	
0,07	16,28	17,28	18,26	19,22	20,15	21,05	25,26	29,05	32,49	35,68	38,65	
0,08	16,14	17,15	18,13	19,09	20,02	20,92	25,14	28,93	32,38	35,58	38,55	
0,09	16,02	17,03	18,00	18,97	19,89	20,80	25,02	28,81	32,27	35,48	38,46	
0,10	15,90	16,90	17,88	18,84	19,77	20,68	24,90	28,70	32,17	35,38	38,37	
0,11	15,78	16,79	17,77	18,73	19,65	20,56	24,79	28,59	32,07	35,28	38,28	
0,12	15,68	16,68	17,66	18,62	19,54	20,45	24,68	28,49	31,97	35,19	38,19	

Содержание

<b>Фильтрование</b> .....	3
Насос подачи суспензии в фильтр.....	3
Насос подачи фильтрата в холодильник.....	8
<b>Выпаривание</b> .....	10
Насос подачи исходного раствора в выпарной аппарат.....	10
Насос подачи раствора из III корпуса в I корпус выпарного аппарата.....	14
<b>Сушка</b> .....	15
Конвективная сушка сыпучей древесины.....	15
Форсунки подачи топлива в топку.....	15
Насос подачи жидкого топлива в топку.....	18
Вентилятор подачи воздуха на горение топлива.....	20
Вентилятор-дымосос.....	22
Гидравлическое сопротивление сушильного барабана.....	27
Контактная сушка бумаги. Вентиляция сушильной части бумагоделательной машины.....	28
Вентилятор подачи технологического воздуха в сушильную часть машины.....	29
Вентилятор подачи вентиляционного воздуха в машинный зал.....	33
Вентилятор отсоса воздушно-паровой смеси из-под колпака.....	36
<b>Список литературы</b> .....	40
<b>Приложения</b> .....	41