

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ**

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

**«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ»
(ФГБОУ ВО ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГАУ)**

ИНСТИТУТ АГРОИНЖЕНЕРИИ

Факультет: Энергетический
Кафедра: Тепловодогазоснабжение
Дисциплина: Микроклимат помещений

Курсовая работа

Расчет отопительно-вентиляционной системы животноводческих помещений

Выполнил: К.П.Пиванов
Группа: 304
Проверил: Р.Н. Жаудатович

Челябинск
2022

						Лист
Изм.	Лист	№ Документа	Подпись	Дата		1

1. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ И НЕОБХОДИМОГО ВОЗДУХООБМЕНА

1.1 Расчет необходимого воздухообмена

Необходимый воздухообмен рассчитывается на основании баланса каждой вредности, поступающей в помещение и удаляемой из помещения.

А) Воздухообмен, m^3/c , по нормативной концентрации влаги внутри помещения рассчитывается по выражению:

$$V_{H2O} = \frac{M_{ж} + M_{и}}{(d_B - d_H) \cdot \rho}$$

d_B, d_H – влагосодержание внутреннего и наружного воздуха г/кг с.в.,
 $d_H = 0,1 \dots 0,2$ при наружных температурах минус $20 \dots 30$ °С, $d_H = 0,18$ г/кг с.в.

d_B – определяется при помощи диаграммы $i-d$ по принятой нормативной температуре воздуха в помещении и допустимой влажности для каждого вида животного (птиц), таблица 1; $d_B = 7,3$ г/кг с.в.

ρ – плотность воздуха, кг/м³, при внутренней температуре воздуха;

$$\rho_e = \frac{353}{273 + t_e} = \frac{353}{273 + 16} = 1,22 \text{ кг/м}^3$$

$t_B = 16$ °С

t_e – температура воздуха в помещении, °С

$M_{ж}$ – количество влаги, выделяемой животными, г/с;

$$M_{ж} = m q = 7560 \cdot 2,4 \cdot 10^{-3} = 18,144 \text{ г/с}$$

m – количество птицы содержащихся одновременно в помещении; $m = 7560$

q – количество влаги, выделяемое одним животным: $q = 2,4 \cdot 10^{-3}$ г/с (таблица 2);

$M_{и}$ – количество влаги, испаряющейся с поверхности ограждений, пола, поилок и т. д.,

$$M_{и} = 0,1 \cdot M_{ж} = 0,1 \cdot 18,144 = 1,8144 \text{ г/с}$$

$$V_{H2O} = \frac{18,144 + 1,8144}{(7,3 - 0,18) \cdot 1,22} = 2,29 \text{ м}^3/\text{с}$$

Б) Воздухообмен по допустимой концентрации углекислого газа внутри помещения

$$V_{CO_2} = \frac{C \cdot m}{c_B - c_H}$$

C – количество углекислоты, выделяемое одним животным (птицей):

$C = 0,8 \cdot 10^{-6}$ м³/с, (таблица 3);

c_e – допустимая концентрация CO_2 в воздухе помещения, м³/м³

$c_e = (1,8 \dots 2,0) \cdot 10^{-3}$; $c_e = 1,9 \cdot 10^{-3}$ м³/м³;

c_n – допустимая концентрация CO_2 в свежем приточном воздухе, $м^3/м^3$,
 $c_n = (0,3 \dots 0,4) \cdot c_в; c_n = (0,35 \cdot 1,9) \cdot 10^{-3} м^3/м^3$,

$$V_{c_2o} = \frac{0,8 \cdot 10^{-6} \cdot 7560}{1,9 \cdot 10^{-3} - (0,35 \cdot 1,9) \cdot 10^{-3}} = 4,89 м^3/с$$

В) Воздухообмен по нормам расхода свежего воздуха на 100 кг живой массы животных;

$$V_H = \frac{m \cdot q}{100} \cdot H$$

q – масса одного животного (птицы), кг; $q = 1,6$ кг

H – нормативный воздухообмен на 100 кг живой массы животного (птицы), таблица 1. $H = 0,028 м^3/с \cdot 100$ кг

$$V_H = \frac{7560 \cdot 1,6}{100} \cdot 0,028 = 3,38 м^3/с$$

Из определенных таким образом трех воздухообменов для дальнейших расчетов отопительно-вентиляционной системы принимается наибольший

$$V_{c_2o} = 4,89 м^3/с$$

1.2 Определение тепловой мощности системы отопления

Мощности системы отопления определяется из уравнения теплового баланса:

$$\sum Q_{опр} = Q_{ж} + Q_{п.в.} - Q_{и} - Q_{в} - Q_{у.в.}$$

$\sum Q_{опр}$ – теплота, теряемая через наружные ограждающие конструкции помещения, Вт (наружные стены, перекрытие, окна, двери, пол);

$Q_{в}$ – теплота, теряемая с уходящим воздухом, Вт, которая учитывается, если нет организованного притока, при воздушном отоплении совмещенным с приточной вентиляцией $Q_{в} = 0$;

$Q_{и}$ – теплота, затраченная на испарение влаги, Вт;

$Q_{ж}$ – теплота, выделяемая животными в помещение, Вт;

$Q_{у.в.}$ – теплота, теряемая с удаляемым воздухом из помещения, Вт;

$Q_{п.в.}$ – теплота, поступающая с приточным воздухом в помещение, Вт.

$$Q_{опр} = K \cdot F \cdot (t_B - t_H) \cdot n$$

K – коэффициент теплопередачи, $Вт/м^2 \cdot К$.

$$K = \frac{1}{R_B + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + R_H}$$

R_B – сопротивление внутренней поверхности ограждения, $(м^2 К)/Вт$,

$R_B = 0,155 (м^2 К)/Вт$;

R_H – сопротивление наружной поверхности ограждения, $(м^2 К)/Вт$,

$R_H = 0,043 (м^2 К)/Вт$ – для наружных стен и бесчердачного перекрытия;

Тепловой поток теряемый через перекрытие:

1- Штукатурка на цементно-песчаном растворе; $\delta = 5$ мм, $\lambda = 0,84$;

- 2- Бетон на гравии; $\delta = 400 \text{ мм}$, $\lambda = 1,8$;
- 3- Вата минеральная; $\delta = 50 \text{ мм}$, $\lambda = 0,055$;
- 4- Рубероид; $\delta = 2 \text{ мм}$, $\lambda = 0,17$;
- 5- Кирпичная кладка из пористого кирпича; $\delta = 70 \text{ мм}$, $\lambda = 0,4$;
- 6- Штукатурка на известково-песчаном растворе; $\delta = 5 \text{ мм}$, $\lambda = 0,05$;

$$F_{\text{пер}} = a \cdot b = 90 \cdot 21 = 1890 \text{ м}^2$$

a – длина помещения;
b – ширина помещения.

$$K_{\text{пер}} = \frac{1}{0,155 + \left(\frac{0,005}{0,05} + \frac{0,4}{1,8} + \frac{0,05}{0,055} + \frac{0,002}{0,17} + \frac{0,07}{0,4} + \frac{0,005}{0,84} \right) + 0,043} = i$$

$$= 0,6165 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$Q_{\text{пер}} = 0,6165 \cdot 1890 \cdot (16 - (-28)) = 51268,14 \text{ Вт}$$

Удельный тепловой поток через потолочное перекрытие:

$$q_{\text{пер}} = K \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) = 0,6165 \cdot 44 = 27,1$$

Тепловой поток теряемый через стены:

- 1- Штукатурка на цементно-песчаном растворе; $\delta = 5 \text{ мм}$, $\lambda = 0,84$;
- 2- Бетон на гравии; $\delta = 400 \text{ мм}$, $\lambda = 1,8$;
- 3- Вата минеральная; $\delta = 50 \text{ мм}$, $\lambda = 0,055$;
- 4- Рубероид; $\delta = 2 \text{ мм}$, $\lambda = 0,17$;
- 5- Кирпичная кладка из пористого кирпича; $\delta = 70 \text{ мм}$, $\lambda = 0,4$;
- 6- Штукатурка на известково-песчаном растворе; $\delta = 5 \text{ мм}$, $\lambda = 0,05$;

$$K = \frac{1}{0,155 + \left(\frac{0,005}{0,05} + \frac{0,4}{1,8} + \frac{0,05}{0,055} + \frac{0,002}{0,17} + \frac{0,07}{0,4} + \frac{0,005}{0,84} \right) + 0,043} = i$$

$$= 0,6165 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$Q_{\text{опр}} = 0,6165 \cdot 4446 \cdot (16 - (-28)) \cdot 1,1 = 132662,4156 \text{ Вт}$$

$$q_{\text{см}} = \frac{1}{1,622} \cdot (16 - (-28)) \cdot 1,1 = 29,8386 \text{ Вт/м}^2$$

$$t_{\text{см}}^{\text{в.н.}} = 16 - 29,8386 \cdot 0,155 = 11,375 \text{ } ^\circ\text{C}$$

По i-d диаграмме определить температуру точки росы по параметрам φ в и $t_{\text{в}}$.

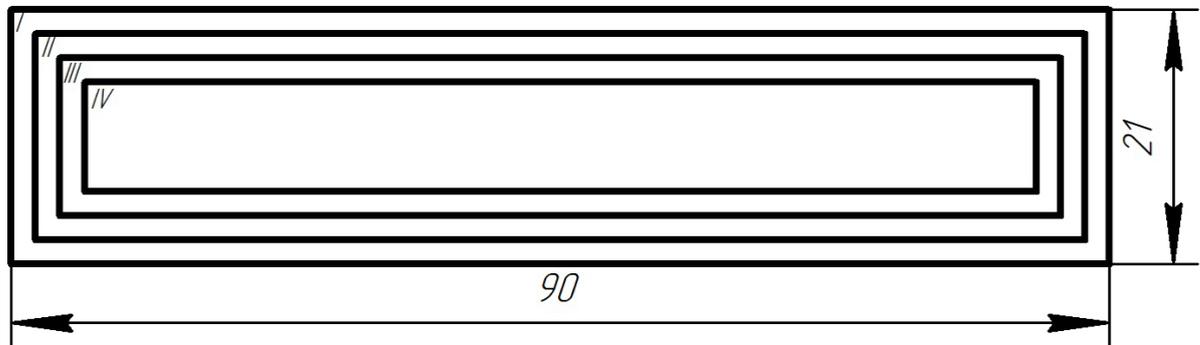
Температура внутренней поверхности стены и перекрытия должна быть больше температуры точки росы для расчетных параметров внутреннего воздуха

помещения: $t_{\text{см}}^{\text{в.н.}} > t_{\text{р}}$

$$t_p = 9^\circ\text{C}; : 11,375 > 9$$

Условие (10) выполняется, влага не будет конденсироваться на внутренней поверхности стены и перекрытия.

Тепловой поток теряемый через пол:



$$Q_{\text{пол}} = \sum_{i=1}^{n=4} Q_i$$

Тепловой поток через не утепленный пол определяется как сумма для зон шириной 2 м

$$Q_{\text{пол}} = \frac{1}{R_n} \cdot S \cdot \Delta t$$

R_n - сопротивление теплопередачи каждой зоны полов неутепленных:

$$R_1 = 2,15 \text{ (м}^2 \text{ К)/Вт}; R_2 = 4,3 \text{ (м}^2 \text{ К)/Вт}; R_3 = 8,6 \text{ (м}^2 \text{ К)/Вт}; R_4 = 14,2 \text{ (м}^2 \text{ К)/Вт}.$$

$$1 \text{ зона: } S_{\text{пол1}} = (90 \cdot 2) \cdot 2 + (21 \cdot 2) \cdot 2 + (2 \cdot 2) \cdot 4 = 460 \text{ м}^2$$

$$Q_1 = 44 \cdot 460 \cdot \frac{1}{2,15} = 9413,95 \text{ Вт}$$

$$2 \text{ зона: } S_{\text{пол2}} = (86 \cdot 2) \cdot 2 + (17 \cdot 2) = 412 \text{ м}^2$$

$$Q_2 = 44 \cdot 412 \cdot \frac{1}{4,3} = 4215,8 \text{ Вт}$$

$$3 \text{ зона: } S_{\text{пол3}} = (82 \cdot 2) \cdot 2 + (13 \cdot 2) = 380 \text{ м}^2$$

$$Q_3 = 44 \cdot 380 \cdot \frac{1}{8,6} = 1944,18 \text{ Вт}$$

$$4 \text{ зона: } S_{\text{пол4}} = 78 \cdot 13 = 638 \text{ м}^2$$

$$Q_4 = 44 \cdot 638 \cdot \frac{1}{14,2} = 1976,9 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{общ}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 17550,83 \text{ Вт}$$

Тепловой поток теряемый через окна и двери:

окна двойные: $K=2,72$ $n=48$ (1x1,5)

$$F_{ок} = 1 \cdot 1,5 = 1,5 \text{ м}^2$$

$$Q_{ок} = K \cdot F \cdot \Delta t \cdot n = 2,72 \cdot 1,5 \cdot 44 \cdot 48 = 8616,96 \text{ Вт}$$

двери двойные: $K=2,32$ $n=2$ (2,5x3)

$$F_{дв} = 2,5 \cdot 3 = 7,5 \text{ м}^2$$

$$Q_{дв} = 2,32 \cdot 7,5 \cdot 44 \cdot 2 = 1531,2 \text{ Вт}$$

$Q_в$ - теплота, теряемая с уходящим воздухом, которая учитывается, если нет организованного притока, при воздушном отоплении совмещенным с приточной вентиляцией:

$$Q_в = V_в \cdot C_p \cdot \Delta t \cdot 10^3, \text{ Вт}$$

C_p – объёмная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(м³ К), $C_p = 1300$

$$Q_в = 4,89 \cdot 1,3 \cdot 44 \cdot 10^3 = 279708 \text{ Вт}$$

Q_{II} – теплота, затраченная на испарение влаги, Вт;

$$Q_{II} = r \cdot M_{II}, \text{ Вт}$$

r – скрытая теплота испарения 1 кг влаги, кДж/кг, $r = 2477$;

$$Q_{II} = 2477 \cdot 19,95 = 49435,9 \text{ Вт}$$

Теплота, выделяемая животными, Вт,

$$Q_{ж} = m \cdot q_{ж}, \text{ Вт}$$

$q_{ж}$ – количество свободной (явной) теплоты, выделяемое одним животным, Вт [таблица 3]; $q_{ж} = 13 \text{ Вт}$

m – количество животных.

$$Q_{ж} = 7560 \cdot 13 = 98280 \text{ Вт}$$

Уравнение теплового баланса можно записать в таком виде:

$$\Delta Q = \sum Q_{опр} + Q_{II} - Q_{ж}$$

$\sum Q_{опр}$ – теплота, теряемая через наружные ограждающие конструкции, Вт

$$\sum Q_{опр} = Q_{ст} + Q_{пер} + Q_{пол} + Q_{ок} + Q_{дв}$$

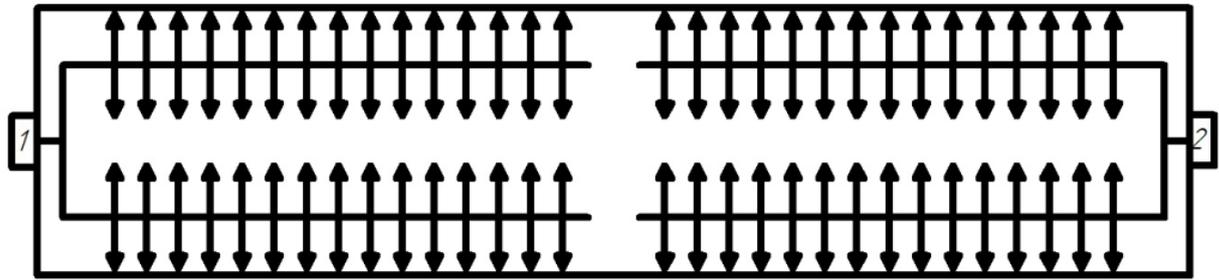
$$\sum Q_{опр} = 132662,4156 + 51268,14 + 17550,83 + 8616,96 + 1531,2 = 211629,5 \text{ Вт}$$

$$\Delta Q = 211629,5 + 49435,9 - 98280 = 162785,4 \text{ Вт}$$

2 ВЫБОР И РАСЧЁТ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

Число вентиляционных камер:

$$n = \frac{V_B}{3 \dots 4} = \frac{4,89}{3} = 1,63 \approx 2$$



2.1 Расчёт системы вентиляции с равномерной раздачей воздуха

Определить диаметр воздуховодов d , мм,

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot v_p}}, \text{ м}$$

V_p – объемный расход воздуха, м³/с, протекающий через расчетный участок;
 v_p – скорость движения воздуха на расчетном участке, м/с, $v \leq 10$ м/с – для транспортирующего участка и $v \leq 8$ м/с – для раздающего участка.

Для транспортирующей части:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,89}{\pi \cdot 10}} = 0,78 \text{ м}$$

По ГОСТу $d = 800$ мм

$$v_\phi = \frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 4,89}{\pi \cdot 0,8^2} = 9,72 \text{ м/с}$$

Для раздающей части:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,89}{2 \cdot \pi \cdot 8}} = 0,62 \text{ м}$$

По ГОСТу $d = 630$ мм

$$v_\phi = \frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 4,89}{2 \cdot \pi \cdot 0,63^2} = 7,84 \text{ м/с}$$

№ участка	$V, \text{ м}^3/\text{с}$	$v, \text{ м/с}$	$d, \text{ м}$	$d_\phi, \text{ мм}$	$v_\phi, \text{ м/с}$
1-2	4,89	10	0,78	800	9,72
3-4	4,89	8	0,62	630	7,84

2.2 Расчет раздающей части приточной системы с равномерной подачей воздуха в помещение

1. Определяется число отверстий n на участке:

$$n = \frac{l}{l_i}$$

l_{py} – длина раздающей участка воздуховода, м; Принимаем $l = 42$ м

l_i – расстояние, м, зависит от длины раздающей части воздуховода, $l_i = 2 \dots 3$.

$$n = \frac{42}{3} = 14$$

2. Площадь последнего по ходу движения воздуха отверстия:

$$f_1 = \frac{V_p}{n \cdot v_{max}}$$

V_p – расчетное количество воздуха, m^3/c , проходящий через рассматриваемый раздающий участок, m^3/c ;

v_{max} – максимальная скорость истечения воздуха из раздающих отверстий, m/c ,
 $v_{max} = 4 \dots 8 m/c$; $v_{max} = 6 m/c$

3. Проверяется условие: $n \leq 1 + \frac{F}{\mu \cdot f_i}$;

F – площадь раздающего воздуховода, m^2 , которая вычисляется по диаметру раздающего воздуховода,

$$F = \frac{\pi \cdot d_{py}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,63^2}{4} = 0,31 m^2$$

d_{py} – фактический диаметр воздуховода, m ;

μ – коэффициент расхода, $= 0,65 \dots 0,69$.

$$f_1 = \frac{4,89}{2 \cdot 14 \cdot 6} = 0,029 m^2$$

$$n \leq 1 + \frac{0,31}{0,65 \cdot 0,029} = 16,45$$

Условие соблюдается: $14 \leq 16,45$

4. Площадь последующих отверстий f_i, m^2 :

$$f_i = M_i \cdot f_1$$

$$M_i = \sqrt{\frac{1}{1 - \left[\frac{\mu \cdot (i-1) \cdot f_1}{F} \right]^2}}$$

$$M_i = \sqrt{\frac{1}{1 - \left[\frac{0,65 \cdot (14-1) \cdot 0,029}{0,31} \right]^2}} = 2,18$$

$$f_i = 2,18 \cdot 0,029 = 0,058 m^2$$

5. Определить диаметр отверстий d_i , mm :

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot f_i \cdot 10^3}{\pi}}$$

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,058}{\pi}} \cdot 10^3 = 271,7 \text{ мм}$$

<i>i</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
<i>Mi</i>	1	1,06	1,11	1,15	1,19	1,25	1,31	1,39	1,48	1,59	1,73	1,92	2,18	2,59
<i>fi</i>	0,027	0,028	0,02	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06
<i>di</i>	185,4	188,8	192,9	198,1	201,2	204,3	211,5	217,7	222,9	231,2	242,6	257,2	271,8	296,9

2.3 Расчет системы приточной вентиляции с сосредоточенной подачей воздуха в помещение

Отношение ширины зоны B_3 , обслуживаемой одной струей к высоте помещения $H_{пом}$ должно быть не более четырех.

$$\frac{B_3}{H_{пом}} \leq 4$$

$$\frac{10}{3} = 3,3 \leq 4$$

Определить количество раздающих насадков по длине помещения:

$$n_B = \frac{L}{l_{стр}} = \frac{42}{27,38} = 1,53 \approx 2$$

L – длина помещения, м;

$l_{стр}$ – дальнобойность струи, м;

$$l_{стр} = \frac{c}{a} \cdot \sqrt{F_0} = \frac{0,4}{0,08} \cdot \sqrt{30} = 27,38 \text{ м}$$

c – опытный коэффициент, зависящий от величины максимальной скорости в обратном потоке и минимальной скорости в прямом потоке (для животноводческих и птицеводческих помещений принимается $c = 0,2 \dots 0,4$);

a – коэффициент турбулентной структуры струи, $a = 0,08$ – для конического насадка, $a = 0,1$ – для цилиндрического насадка;

F_0 – часть площади поперечного сечения помещения, обслуживаемого одной струей, m^2 .

$$F_0 = B_3 \cdot H_{пом} = 10 \cdot 3 = 30 \text{ м}^2$$

Диаметр выпускного отверстия насадка, м,

$$d_{нас} = 0,88 \cdot \frac{V_{нас}}{v_{обр} \cdot \sqrt{F_0}}$$

$V_{нас}$ – количество воздуха, истекающего из насадка, m^3/c ;

$v_{обр}$ – максимальная скорость в обратном потоке, м/с,

3 РАСЧЕТ И ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ ПРИТОЧНОЙ СИСТЕМЫ

3.1 Расчет и выбор неподвижной жалюзийной решетки

1. Площадь сечения решётки, m^2 ,

$$f_{жр} = \frac{V_{ж.р.}}{v_{ж.р.}}$$

$V_{ж.р.}$ – расход воздуха через жалюзийную решётку, m^3/c , $V_{ж.р.} = V_{рас.}$;

$v_{ж.р.}$ – скорость воздуха, m/c , $v_{ж.р.} = 4...6 m/c$.

$$f_{жр} = \frac{4,89}{6} = 0,815 m^2$$

2. Размер отверстия под решетку, $0,5 \times 0,5$, м, площадь которой $F_{отв}$, m^2 .

3. Живое сечение решетки $f_{жр}$, m^2 :

$$f_{жр} = F_{отв} \cdot K_{ж.р.}$$

$$f_{жр} = 1,01 \cdot 0,8 = 0,815 m^2$$

$K_{ж.р.}$ – коэффициент живого сечения решетки, $K_{ж.р.} = 0,8$.

4. Уточненная скорость прохода воздуха через жалюзийную решетку, m/c :

$$v_{жр} = \frac{V_{ж.р.}}{f_{жр}} = \frac{4,89}{0,815} = 6 m/c$$

3.2 Расчет калориферов

3.2.1 Расчёт и выбор электрических калориферов

1. Необходимая мощность калориферов, кВт,

$$N = \frac{Q_{co}}{1000} = \frac{162785,4}{1000} = 162,78 кВт$$

Выбираем: СФО-250/І-Т

2. Предварительно с некоторым запасом мощности тип калорифера и его живое сечение f , m^2 , для прохода воздуха могут быть найдены из таблицы 4.

3. Скорость воздуха в живом сечении калорифера, m/c ,

$$v = \frac{V_{расч}}{f} = \frac{4,89}{0,617} = 7,9 m/c$$

$V_{расч}$ – расчетный воздухообмен, kg/c ;

f – площадь живого сечения калорифера, m^2 , таблица 4.

4. Температура на поверхности электрических нагревателей калориферов типа СФО не должна превышать $150 \text{ }^\circ\text{C}$.

5. По рисунку 8 приложения для выбранного типа калорифера и скорости воздуха определяется достигаемый перепад температур воздуха в калорифере $\Delta t_1 = t_{нс} - t_H = 41,6 - (-28) = 69,6^\circ C$ и разность температур между температурой на поверхности нагревательного элемента и нагретого воздуха

$$t_{нс} = \frac{Q_{co}}{V_{расч} \cdot c_p} + t_в = \frac{162785,4}{4,89 \cdot 1300} + 16 = 41,6^\circ C$$

Скорость в живом сечении калориферной установки, м/с,

$$v_{ку} = \frac{V_{расч}}{f_{ку}} = \frac{4,89}{0,617} = 7,9 \text{ м/с}$$

4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СЕТИ И ПОДБОР ВЕНТИЛЯТОРА

На схеме в системах сосредоточенной подачи воздуха перед насадком должен быть прямой участок не менее 1 м.

Для каждого участка определяются линейные потери давления и местные.

$$\Delta p_i = R_i \cdot l_i + Z_i$$

R – удельные потери давления на трение на прямом участке, Па/м

$$R_i = \frac{\lambda}{d_i} \cdot \frac{v_i \cdot \rho}{2}$$

$$Z_i = \sum \zeta_i \cdot \frac{v_i^2 \cdot \rho}{2}$$

p_i – потери давления i -го участка, Па;

R_i – удельные потери давления на трение i -го участка, Па/м;

l_i – длина i -го участка вентиляционной сети, включая и фасонные части, м;

Z_i – потери давления в местных сопротивлениях на i -ом участке вентиляционной сети, Па;

λ – коэффициент сопротивления трению, $\lambda = 0,02$;

d_i – диаметр воздуховодов на i -ом участке вентиляционной сети, м;

v_i – скорость движения воздуха на i -ом участке вентиляционной сети, м/с,

ρ – плотность воздуха при температуре транспортировки по вентиляционной сети, кг/м³;

$\sum \xi_i$ – сумма коэффициентов местного сопротивления на i -ом участке вентиляционной сети таблица 15.

$$R_i = \frac{0,02}{0,8} \cdot \frac{4,89 \cdot 1,44}{2} = 0,088 \text{ Па}$$

Потери давления в раздающей части сети воздуховодов $\Delta p_{\text{раз}}$, Па, определяются из следующего выражения:

$$p_{\text{раз}} = \left(\frac{R \cdot l}{3} + \frac{1}{\mu} \cdot \frac{v^2 \rho}{2} \right)$$

Расчет выполняется в два этапа:

Первый этап – определить потери давления сети воздуховодов последовательно расположенных участков системы воздуховодов.

Второй этап – увязать по потерям давления параллельно расположенные участки с магистральным направлением.

Первый этап:

1. Жалюзийная решетка: $z_{\text{жр}} = \sum \xi_{\text{жр}} \cdot \frac{v_{\text{жр}}^2 \cdot \rho_{\text{жр}}}{2}$

где $z_{\text{жр}}$ – потери давления в местном сопротивлении жалюзийной решетки, Па;
 $\rho_{\text{жр}}$ – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$, проходящего через жалюзийную решётку,

$$\rho_{\text{жр}} = \frac{353}{273 - 28} = 1,44 \text{ кг}/\text{м}^3$$

$\xi_{\text{жр}}$ – коэффициент местного сопротивления жалюзийной решетки;
 $V_{\text{жр}}$ – скорость движения воздуха через жалюзийную решетку, м/с, $V_{\text{жр}}$ (см. расчет жалюзийной решетки).

$$z_{\text{жр}} = 0,5 \cdot \frac{5^2 \cdot 1,44}{2} = 9 \text{ Па}$$

2. Утепленный клапан: $z_{\text{ук}} = \sum \xi_{\text{ук}} \cdot \frac{v_{\text{ук}}^2 \cdot \rho_{\text{ук}}}{2}$

где $z_{\text{ук}}$ – потери давления в местном сопротивлении утепленного клапана, Па;
 $\rho_{\text{ук}}$ – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$, проходящего через утепленный клапан,

$$\rho_{\text{ук}} = \frac{353}{273 - 28} = 1,44 \text{ кг}/\text{м}^3$$

$\xi_{\text{ук}}$ – коэффициент местного сопротивления утепленного клапана;

$v_{\text{ук}}^{\text{сп}}$ – скорость движения воздуха через утепленный клапан, м/с.

$$z_{\text{ук}} = 0,1 \cdot \frac{9^2 \cdot 1,44}{2} = 5,8 \text{ Па}$$

$$3. \text{ Конфузор на всасывании: } z_{\text{кф}} = \sum \xi_{\text{кф}} \cdot \frac{v_{\text{кф}}^2 \cdot \rho_{\text{кф}}}{2}$$

где $z_{\text{кф}}$ – потери давления в местном сопротивлении конфузора, Па;
 $\rho_{\text{кф}}$ – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$, проходящего через конфузор;

$$\rho_{\text{кф}} = \frac{353}{273 - t_{\text{нв}}} = 1,12 \text{ кг}/\text{м}^3$$

$\xi_{\text{кф}} (\alpha = 20^\circ) = 0,2$ – коэффициент местного сопротивления конфузора;
 $v_{\text{кф}}^{\text{cp}}$ – средняя скорость движения воздуха через конфузор, м/с.

$$z_{\text{кф}} = 0,2 \cdot \frac{4,89^2 \cdot 1,12}{2} = 2,678 \text{ Па}$$

4. Суммарные местные потери давления всасывающей части ΣZ , Па:

$$\Sigma Z_{\text{вс}} = Z_{\text{жр}} + Z_{\text{ук}} + Z_{\text{кф}}$$

Алгоритм расчета потерь давления в местных сопротивлениях нагнетательной части приточной системы по формуле (51).

$$\Sigma Z_{\text{вс}} = 9 + 5,8 + 2,678 = 17,478 \text{ Па}$$

$$1. \text{ Диффузор: } z_{\text{дф}} = \sum \xi_{\text{дф}} \cdot \frac{v_{\text{дф}}^2 \cdot \rho_{\text{дф}}}{2}$$

где $z_{\text{дф}}$ – потери давления в местном сопротивлении диффузора, Па;
 $\rho_{\text{дф}}$ – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$, проходящего через диффузор;

$$\rho_{\text{дф}} = \frac{353}{273 - t_{\text{нв}}} = 1,12 \text{ кг}/\text{м}^3$$

$\xi_{\text{дф}} (\alpha = 30^\circ) = 0,2$ – коэффициент местного сопротивления диффузора;
 $v_{\text{дф}}^{\text{cp}}$ – средняя скорость движения воздуха через диффузор, м/с.

$$z_{\text{дф}} = 0,2 \cdot \frac{4,89^2 \cdot 1,12}{2} = 2,678 \text{ Па}$$

$$2. \text{ Регулирующая заслонка: } z_{\text{пз}} = \sum \xi_{\text{пз}} \cdot \frac{v_{\text{пз}}^2 \cdot \rho_{\text{пз}}}{2}$$

где $z_{\text{пз}}$ – потери давления в местном сопротивлении заслонки, Па;
 $\rho_{\text{пз}}$ – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$, проходящего через заслонку;

$$\rho_{\text{пз}} = \frac{353}{273 - t_{\text{нв}}} = 1,12 \text{ кг}/\text{м}^3$$

$\xi_{\text{пз}}$ – коэффициент местного сопротивления заслонки;
 $v_{\text{пз}}^{\text{cp}}$ – средняя скорость движения воздуха через заслонку, м/с.

$$z_{pz} = 0,3 \cdot \frac{9,5^2 \cdot 1,12}{2} = 15,16 \text{ Па}$$

$$3. \text{ Колено: } z_k = \sum \xi_k \cdot \frac{v_k^2 \cdot \rho_k}{2}$$

где z_k – потери давления в местном сопротивлении колена, Па;
 ρ_k – плотность воздуха, кг/м³, проходящего через колено;

$$\rho_k = \frac{353}{273 - t_{не}} = 1,12 \text{ кг/м}^3$$

$\xi_k (r/d=1) = 0,2$ – коэффициент местного сопротивления колена;
 v_k^{cp} – средняя скорость движения воздуха через колено, м/с.

$$z_k = 0,2 \cdot \frac{6,5^2 \cdot 1,12}{2} = 4,7 \text{ Па}$$

№ уч.	V, м ³ /с	l, м	v, м/с	d, м	R, Па/м	Rl, Па	$\sum \xi$	Z, Па	Rl+Z, Па
1	6	1	6	1,14	0,088	0,088	0,5	9	9,088
2	9	1	9	1,5	0,088	0,088	0,1	5,8	5,888
3	4,89	1	4,89	1,12	0,088	0,088	0,2	2,678	2,766
4	4,89	1	4,89	1,12	0,088	0,088	0,2	2,678	2,766
5	9,5	1	9,5	1,6	0,088	0,088	0,3	15,16	15,248
6	6,5	1	6,5	1,3	0,088	0,088	0,2	4,7	4,788

Второй этап:

1. Избыточные потери давления между магистральным направлением сети и

ответвлением $\Delta \rho_{из}$ Па: $\Delta \rho_{из} = \sum_{i=1}^m (Rl + Z_i) - \Delta p_{отв}$

$$\Delta p_{отв} = Z_{отв} + Z_{магистр} + Z_{рег}$$

$$Z_{отв} = 0,4 \cdot \frac{4,89^2 \cdot 1,12}{2} = 6,88 \text{ Па}$$

$$Z_{магистр} = 1 \cdot \frac{4,89^2 \cdot 1,12}{2} = 17,2 \text{ Па}$$

$$Z_{рег} = 0,3 \cdot \frac{9,5^2 \cdot 1,12}{2} = 15,16 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{отв} = 6,88 + 17,2 + 15,16 = 39,24 \text{ Па}$$

$$\Delta \rho_{из} = ((0,08 \cdot 3 + 9) + (0,08 \cdot 3 + 5,8) + (0,08 \cdot 3 + 2,678) + (0,08 \cdot 3 + 2,678) + (0,08 \cdot 3 + 15,16) + (0,08 \cdot 3 + 4,7)) - 39,24 =$$

где $\sum_{i=1}^m (Rl + Z_i)$ - суммарные потери давления в расчетном магистральном направлении
вентиляционной сети, Па;

i – i -й участок сети;

m – количество участков, входящих в расчетное магистральное направление
сети.

2. Процент невязки потерь давлений, %, между участками магистрального

направления сети и ответвлением: $\frac{\Delta \rho_{uz}}{\sum_{i=1}^m (Rl + Z_i)} \cdot 100 \leq 15 \%$

$$\frac{2,2}{41,456} \cdot 100 = 5,3\% \leq 15\%$$

Потери напора можно определить из выражения: $H = \sum H_{наг} + H_{вс}$

Потери на всасывание: $H_{вс} = \sum Z_{вс} + \Delta p_{к} = 17,478 + 244,45 = 261,6 \text{ Па}$

$$\sum H_{наг} = p_{раз} + Z_{наг} = 39,4 + 23,8 = 63,2 \text{ Па}$$

$$R_1 = \frac{0,02}{0,8} \cdot \frac{4,89^2 \cdot 1,44}{2} = 0,43 \text{ Па/м}$$

$$p_{раз} = \frac{0,43 \cdot 90}{3} + \frac{1}{0,65} \cdot \frac{4,89^2 \cdot 1,44}{2} = 39,4 \text{ Па}$$

$$R_2 l_2 = 0,43 \cdot 3 = 1,29 \text{ Па}$$

$$Z_{наг} = 2,678 + 15,16 + 4,7 + 1,29 = 23,8 \text{ Па}$$

$$H = 63,2 + 261,6 = 324,8 \text{ Па}$$

3. Расчет диафрагмы.

Диафрагма – калиброванное отверстие диаметром d_{δ} , мм, которое
устанавливается для выравнивания давления в ответвлении $\Delta \rho_{uz}$, Па.

Коэффициент местного сопротивления диафрагмы ξ_{δ} :

Так как у нас раздающая часть симметричная расчетом диафрагмы
необходимо пренебречь

Подбор вентилятора

Вентилятор выбирается по давлению p_c , Па, с учётом коэффициента запаса (1,15) и расчетному расходу воздуха V_p по рисунку 9.

Расчетное давление для выбора вентилятора p_e , Па:

$$p_e = 1,15 \cdot \dot{z}$$

где ΔZ_{ec} – потери давления в местных сопротивлениях всасывающей части приточной вентиляционной системы, Па;

$P_{кал}$ – аэродинамическое сопротивление калориферной установки проходу воздуха, Па;

$Z_{наг}$ – потери давления в местных сопротивлениях нагнетательной части приточной вентиляционной системы, Па;

$\sum_{i=1}^6 (Rl_i + Z_i) \dot{z}$ – потери давления в транспортирующей части сети воздуховодов, Па;

$\Delta p_{разд}$ – потери давления в раздающей части сети воздуховодов, Па;

$$p_e = 1,15 \cdot (17,478 + 244,45 + 23,8 + 41,456 + 39,4) = 421,57 \text{ Па}$$

$$P = P_{расч} \cdot \frac{273+t}{273} \cdot \frac{101 \cdot 1,2}{B_{расч} \cdot \rho_{расч}}$$

$$P = 421,57 \cdot \frac{273+16}{273} \cdot \frac{101 \cdot 1,2}{99 \cdot 1,44} = 379,4 \text{ Па}$$

$$L = L_{расч} + k \cdot L_{расч}$$

$$L = 17604 + 0,1 \cdot 17604 = 19364,4 \text{ м}^3/\text{ч}$$

На сводном графике находится аэродинамическая характеристика, ближе всего расположенная к этим параметрам.

В данном случае устанавливаем, что обеспечить заданные параметры может вентилятор В.Ц4-75-8 ($1,05 D_n \dot{z}$ с частотой вращения 700 об/мин.

Параметры дроссель клапана (шиберной заслонки)

1. Избыточное давление, которое развивает вентилятор Δp_e , Па, по характеристике вентилятора и потерям давления в сети воздуховодов Δp_c , Па:

$$\Delta p_e = p_e - p_c$$

2. Параметры дроссельного клапана (шиберной заслонки): давление Δp_e , Па, которое необходимо погасить дроссель клапаном (шиберной заслонкой)

$$\Delta p_e = \xi \cdot p_d = 2,3 \cdot 2,678 = 6,2 \text{ Па}$$

$$p_c = 421,57 - 6,2 = 410,6 \text{ Па}$$

где p_d – динамическое давление в воздухопроводе вентилятора, Па, по формуле (56);

коэффициент местного сопротивления дроссельного клапана по формуле (55);
угол наклона α створки дроссель клапана, таблица 16, рисунок 14 (степень
открытия шиберов, таблица 17, рисунок 15).

5 РАСЧЕТ ВЫТЯЖНЫХ ШАХТ

1. Общая площадь вытяжных шахт $\sum F_{ш}, м^2$,

$$\sum F_{ш} = \frac{V_p}{v_{ш}} = \frac{4,89}{1,08} = 4,5 м^2$$

$$v_{ш} = 2,2 \cdot \sqrt{\frac{h \cdot (t_в - t_n)}{273}}$$

где V_p – объемный расчетный расход удаляемого воздуха, $м^3/с$, через шахты;

$v_{ш}$ – скорость воздуха в шахте, $м/с$;

h – высота воздушного столба, $м$, от середины высоты помещения до устья выброса воздуха из шахты, так как в помещении организован приток воздуха.

$$v_{ш} = 2,2 \cdot \sqrt{\frac{1,5 \cdot (16 - (-28))}{273}} = 1,08 м/с$$

2. Сечение одной шахты $f_{ш}, м^2$,

Принимаем $f_{ш}$ – сечение одной шахты: $f_{ш} = 0,64 м^2$

$$f_{ш} = \frac{\sum F_{ш}}{n}$$

где $n_{ш}$ – количество шахт принятых в проекте шахт, шт.

$$n = \frac{\sum F_{ш}}{f_{ш}} = \frac{4,5}{0,64} = 7,03 \approx 7 шахт$$

3. Диаметр одной вытяжной шахты круглого сечения $d_{ш}, м$:

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{ш}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,64}{\pi}} = 0,9 м$$

4. Ближайший стандартный диаметр шахты $d_{ш}^{см}$, м.

$$d_{ш}^{см} = 900 \text{ мм}$$

5. Действительная скорость движения воздуха в шахте $v_{д}$, м/с:

$$v_{ш} = \frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot (d_{ш}^{см})^2} = \frac{4 \cdot 4,89}{\pi \cdot 0,9^2} = 7,7 \text{ м/с}^2$$

Литература

Захаров А.А. Применение тепла в сельском хозяйстве. М., 1986. – 288 с.

2. Справочник по теплоснабжению сельскохозяйственных предприятий / Под общ. ред. Уварова В.А. М., 1983.

3. Богословский В.Н., Щеглов В.П., Разумов Н.Н. Отопление и вентиляция. – М.: Стройиздат, 1980.

4. Захаров А.А. Практикум по применению тепла в сельском хозяйстве. – М., 1985. – 175 с.

5. Мурусидзе Д.Н, Оленев В.А. и др. Оборудование для создания микроклимата на фермах. М.: 1972.

6. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 1. Отопление. /В.Н Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканапи и др.; Под ред. И.Г. Староверова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1990. – 344 с.

7. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1/В.Н Богословский, В. Н. Посохин и др.; Под ред. Н. Н. Павлова и Ю. И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1992. – 319 с.

8. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 2/Б. В. Баркалов, Н. Н. Павлов, С. С. Амирджанов и др.; под ред. Н. Н. Павлова и Ю. И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1992. – 416 с.

9. СНиП 2.10.03-84* . Животноводческие, птицеводческие и звероводческие здания и помещения. – М.: Госстрой России, 2000. – 10 с.

10. НТП 1-99. Нормы технологического проектирования предприятий крупного рогатого скота. – М.: Минсельхозпрод РФ, 1998. – 38 с.

11. НТП-АПК 1.10.05.001-01. Нормы технологического проектирования птицеводческих предприятий. – М.: Минсельхозпрод РФ, 2002. – 53 с.

