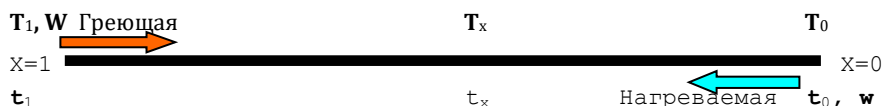


## Оглавление

1	Противоток в теплообменном аппарате.....	1
2	Прямоток в теплообменном аппарате .....	3
3	Перекрестный в теплообменном аппарате .....	4
4	Теплоотдача трубопровода или воздуховода без утечки транспортируемой среды.....	5
5	Теплоотдача трубопровода с равномерной утечкой или подсосом воздуха .....	6
6	Средний температурный напор в отопительном приборе .....	7
7	Теплоотдача в вентилируемой воздушной прослойке .....	8
8	Распределение упругости пара в вентилируемой воздушной прослойке.....	10
9	Поступление тепла в помещение через малоинерционное ограждение .....	10
10	Расчет змеевика теплого пола .....	12
11	Некорректность методики расчета влажностного режима ограждения в ДБН В.2.6-31:2006 (Украина) .....	13
12	Разъяснение к методике нахождения плоскости максимального увлажнения по СП 50.13330.2012 (Россия) .....	14
13	Расчет накопления влаги в слоях ограждения по методике автора АРС-ПС.....	16
14	Расчет парового змеевика для поддержания постоянной температуры среды в термосе	18
15	Расчет времени разогрева среды в термосе .....	18
16	Расчет температуры в неотапливаемом помещении по сопротивлению теплопередаче внутренней стены и коэффициенту снижения теплотерь N.....	19
17	Расчет сопротивления и коэффициента местного сопротивления арматуры, установленной на трубе, в зависимости от пропускной способности арматуры и плотности транспортируемой среды	20
18	Подбор циркуляционного насоса в системе ГВС .....	20
19	Подбор циркуляционного-повысительного насоса в системе ГВС .....	22
20	Расчет гидравлического сопротивления местного сопротивления и формулы для пересчета $\xi$ -S-K <sub>v</sub>	23

## РЕШЕНИЕ НЕКОТОРЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ И ТЕПЛОТДАЧИ ТРУБОПРОВОДОВ И ВОЗДУХОВОДОВ

### 1 Противоток в теплообменном аппарате



#### Обозначение переменных:

$t_x$  – температура нагреваемой среды в точке  $x$ , °C

$T_x$  – температура греющей среды в точке  $x$ , °C

$T_x' = dT_x/dx$  – производная

$t_x' = dt_x/dx$  – производная

$E$  – степень регенерации (эффективность нагрева) нагреваемой среды

$k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/м<sup>2</sup>°C

$F$  – поверхность теплопередачи, м<sup>2</sup>

$W$  – водяной эквивалент (произведение расхода на удельную теплоемкость) греющей среды, Вт/°C

$w$  – водяной эквивалент (произведение расхода на удельную теплоемкость) нагреваемой среды, Вт/°C

$$Q_x dx = WdT_x \dots\dots\dots (1.1)$$

$$Q_x dx = wdt_x \dots\dots\dots (1.2)$$

$$Q_x = kF (T_x - t_x) \dots\dots\dots (1.3)$$

Из (1.1) и (1.2) следует

$$T_x' = Q_x/W \dots\dots\dots (1.4)$$

$$t_x' = Q_x/w \dots\dots\dots (1.5)$$

Из (1.3) следует

$$Q_x' = kF (T_x' - t_x') \dots\dots\dots (1.6)$$

Из (1.4), (1.5) и (1.6) следует дифференциальное уравнение

$$dQ_x/Q_x = -A dx \dots\dots\dots (1.7)$$

$$\text{где } A = (1-w/W) kF/w \dots\dots\dots (1.8)$$

Решением уравнения (1.7) является функция

$$Q_x = Q_0 \exp(-Ax) \dots\dots\dots (1.9)$$

$$\text{где } Q_0 = kF (T_0 - t_0) \dots\dots\dots (1.10)$$

Проинтегрировав (1.9) от  $x=0$  до  $x=1$ , получаем формулу для расчета передачи тепла в теплообменнике

$$Q = Q_0 [1 - \exp(-A)] / A \dots\dots\dots (1.11)$$

С другой стороны, для нагреваемой среды

$$Q = w (t_1 - t_0) \dots\dots\dots (1.12)$$

а для греющей среды

$$Q = W (T_1 - T_0) \dots\dots\dots (1.13)$$

Из (1.9) – (1.13) получаем

$$E = (t_1 - t_0) / (T_1 - t_0) = [1 - \exp(-A)] / [1 - \exp(-A) w/W] \dots\dots (1.14)$$

Величина  $E$  называется степенью регенерации или эффективностью теплообменника. Предельный анализ формулы (1.14) приводит к формулам:

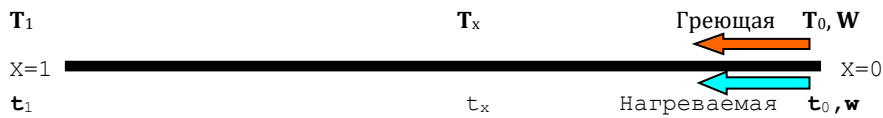
$$\text{при } w/W \rightarrow 1 \quad E = (kF/w) / (1 + kF/w) \dots\dots\dots (1.15)$$

$$\text{при } A \rightarrow \infty \quad E = 1 \dots\dots\dots (1.16)$$

$$\text{при } A \rightarrow -\infty \quad E = W/w \dots\dots\dots (1.17)$$

при  $w/W \rightarrow 0$        $E = 1 - \exp(-kF/w)$       ..... (1.18)

## 2 Прямоток в теплообменном аппарате



### Обозначение переменных:

$t_x$  – температура нагреваемой среды в точке  $x$ , °C

$T_x$  – температура греющей среды в точке  $x$ , °C

$T_x' = dT_x/dx$  – производная

$t_x' = dt_x/dx$  – производная

$E$  – степень регенерации (эффективность нагрева) нагреваемой среды

$k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/м<sup>2</sup>°C

$F$  – поверхность теплопередачи, м<sup>2</sup>

$W$  – водяной эквивалент (произведение расхода на удельную теплоемкость) греющей среды, Вт/°C

$w$  – водяной эквивалент (произведение расхода на удельную теплоемкость) нагреваемой среды, Вт/°C

$$Q_x dx = -WdT_x \quad \dots \dots \dots (2.1)$$

$$Q_x dx = wdt_x \quad \dots \dots \dots (2.2)$$

$$Q_x = kF (T_x - t_x) \quad \dots \dots \dots (2.3)$$

Из (2.1) и (2.2) следует

$$T_x' = - Q_x/W \quad \dots \dots \dots (2.4)$$

$$t_x' = Q_x/w \quad \dots \dots \dots (2.5)$$

Из (2.3) следует

$$Q_x' = kF (T_x' - t_x') \quad \dots \dots \dots (2.6)$$

Из (2.4), (2.5) и (2.6) следует дифференциальное уравнение

$$dQ_x/Q_x = -A dx \quad \dots \dots \dots (2.7)$$

где  $A = (1+w/W) kF/w \quad \dots \dots \dots (2.8)$

Решением уравнения (2.7) является функция

$$Q_x = Q_0 \exp(-Ax) \quad \dots \dots \dots (2.9)$$

где  $Q_0 = kF (T_0 - t_0) \quad \dots \dots \dots (2.10)$

Проинтегрировав (2.9) от  $x=0$  до  $x=1$ , получаем формулу для расчета передачи тепла в теплообменнике

$$Q = Q_0 [1 - \exp(-A)] / A \quad \dots \dots \dots (2.11)$$

С другой стороны, для нагреваемой среды

$$Q = w (t_1 - t_0) \dots\dots\dots (2.12)$$

а для греющей среды

$$Q = W (T_0 - T_1) \dots\dots\dots (2.13)$$

Из (2.9) – (2.13) получаем

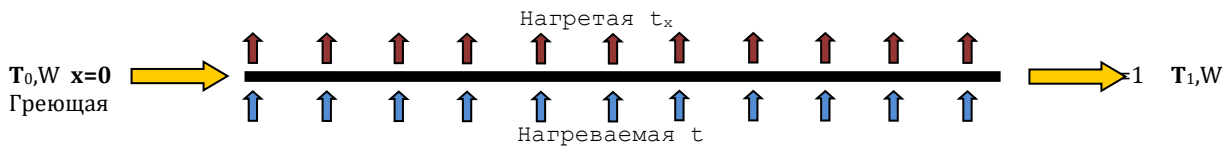
$$E = (t_1 - t_0) / (T_0 - t_0) = [1 - \exp(-A)] / (1 + w/W) \dots\dots\dots (2.14)$$

Предельный анализ формулы (2.14) приводит к формулам:

при  $A \rightarrow \infty$   $E = 1 / (1 + w/W) \dots\dots\dots (2.15)$

при  $w/W \rightarrow 0$   $E = 1 - \exp(-kF/w) \dots\dots\dots (2.16)$

### 3 Перекрестный в теплообменном аппарате



**Обозначение переменных:**

$t$  – температура нагреваемой среды до теплообменника, °C

$t_x$  – температура нагретой среды в точке  $x$ , °C

$T_x$  – температура греющей среды в точке  $x$ , °C

$T_x' = dT_x/dx$  - производная

$E$  – степень регенерации (эффективность нагрева) нагреваемой среды в точке  $x$

$k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/м<sup>2</sup>°C

$F$  – поверхность теплопередачи, м<sup>2</sup>

$W$  - водяной эквивалент (произведение расхода на удельную теплоемкость) греющей среды, Вт/°C

$w$  - водяной эквивалент (произведение расхода на удельную теплоемкость) нагреваемой среды, Вт/°C

На участке  $dx \rightarrow 0$  отношение водяного эквивалента нагреваемой среды  $w dx$  к водяному эквиваленту греющей среды  $W$  стремится к нулю. Так как и для противотока и для прямотока в этом случае формула для определения степени регенерации по нагреваемой среде одна и та же, то логично предположить, что эта же формула действует и для перекрестного тока, то есть

$$E = 1 - \exp(-kF/w) \dots\dots\dots (3.1)$$

Тогда для греющей среды

$$-dT_x = (T_x - t) E w dx / W \dots\dots\dots (3.2)$$

Обозначим  $P = E w / W \dots\dots\dots (3.3)$

Из (3.2) с учетом (3.3) следует дифференциальное уравнение

$$T_x' + PT_x = Pt \dots\dots\dots (3.4)$$

решением которого является функция

$$T_x = \exp(-Px) \{ \int [Pt \exp(Px) dx] + C \} \dots\dots\dots (3.5)$$

Из (3.5) следует  $T_x = t + C \exp(-Px) \dots\dots\dots (3.6)$

откуда  $C = T_0 - t \dots\dots\dots (3.7)$

Из (3.6) с учетом (3.7) определяем температуру греющей среды на выходе из теплообменника

$$T_1 = t + (T_0 - t) \exp(-P) \dots\dots\dots (3.8)$$

Из (3.8) следует степень регенерации для греющей среды

$$E_T = (T_0 - T_1) / (T_0 - t) = 1 - \exp(-P) \dots\dots\dots (3.9)$$

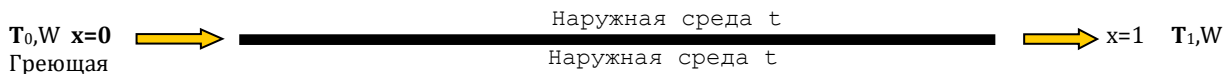
Тогда для степень регенерации нагреваемой среды

$$E_H = E_T W / w = [1 - \exp(-P)] W / w \dots\dots\dots (3.10)$$

Предельный анализ формулы (3.10) при  $W/w \rightarrow 0$  приводит к формуле

$$E_H = W / w \dots\dots\dots (3.11)$$

#### 4 Теплоотдача трубопровода или воздуховода без утечки транспортируемой среды



**Обозначение переменных:**

- $Q_x$  – тепловой поток к наружной среде в точке  $x$ , Вт
- $T_x$  – температура транспортируемой среды в точке  $x$ , °C
- $T_x' = dT_x / dx$  - производная
- $G$  – расход транспортируемой среды, кг/ч
- $C_p$  - удельная теплоемкость воздуха транспортируемой среды (воздуха в воздуховоде), кДж/кг°C
- $W = C_p G / 3.6$  – водяной эквивалент транспортируемой среды, Вт/°C
- $t$  – температура наружной среды, °C
- $k$  – коэффициент теплопередачи от транспортируемой среды к наружной среде, Вт/м²°C
- $F$  – поверхность теплопередачи, м²

$$Q_x dx = -W dT_x \dots\dots\dots (4.1)$$

$$Q_x = kF(T_x - t) \dots\dots\dots (4.2)$$

Из (4.1) следует

$$Q_x = W T_x' \dots\dots\dots (4.3)$$

Из (4.2) и (4.3) следует

$$dT_x/(T_x-t)=-kF/Wdx \dots\dots\dots (4.4)$$

Откуда степень регенерации для транспортируемой среды

$$E = (T_0-T_1)/(T_0-t)=1-\exp(-kF/W) \dots\dots\dots (4.5)$$

и теплоотдача трубопровода

$$Q = EW(T_0-t)=[1-\exp(-kF/W)]W(T_0-t) \dots\dots\dots (4.6)$$

## 5 Теплоотдача трубопровода с равномерной утечкой или подсосом воздуха



### Обозначение переменных:

- $Q_x$  – тепловой поток к наружной среде в точке  $x$ , Вт
- $T_x$  – температура транспортируемой среды в точке  $x$ , °С
- $G_x$  – расход транспортируемой среды в точке  $x$ , кг/ч
- $C_p$  – удельная теплоемкость воздуха транспортируемой среды(воздуха в воздуховоде), кДж/кг°С
- $W_x=C_p G_x/3.6$  – водяной эквивалент транспортируемой среды в точке  $x$ , Вт/°С
- $a$  – линейная утечка водяного эквивалента, Вт/м°С
- $t$  – температура наружной среды, °С
- $k$  – коэффициент теплопередачи от транспортируемой среды к наружной среде, Вт/м<sup>2</sup>°С
- $F$  – поверхность теплопередачи, м<sup>2</sup>

$$Q_x dx = -W_x dT_x \dots\dots\dots (5.1)$$

$$W_x = W_0 - ax \dots\dots\dots (5.2)$$

$$Q_x dx = (ax - W_0) dT_x \dots\dots\dots (5.3)$$

$$Q_x = kF (T_x - t) \dots\dots\dots (5.4)$$

Из (5.3) и (5.4) следует

$$dT_x/(T_x-t) = kF/(ax - W_0) dx \dots\dots\dots (5.5)$$

Решением уравнения (5.5) является функция

$$\log(T_x - t) = (kF/a) \log(ax - W_0) + C \dots\dots\dots (5.6)$$

или

$$\log(T_x - t) = \log[C(ax - W_0)^{kF/a}] \dots\dots\dots (5.7)$$

или

$$(T_x - t) = C(ax - W_0)^{kF/a} \dots\dots\dots (5.8)$$

откуда  $C = (T_0 - t)/(-W_0)^{kF/a} \dots\dots\dots (5.9)$

Из (5.8) и (5.9) следует

$$(T_1 - t)/(T_0 - t) = (1 - a/W_0)^{kF/a} \dots\dots\dots (5.10)$$

и степень регенерации транспортируемой среды

$$E = (T_0 - T_1)/(T_0 - t) = 1 - (1 - a/W_0)^{kF/a} \dots\dots (5.11)$$

и теплоотдача воздуховода

$$Q = EW_0(T_0 - t) = [1 - (1 - a/W_0)^{kF/a}]W_0(T_0 - t) \dots (5.12)$$

## 6 Средний температурный напор в отопительном приборе

Модель теплопередачи от отопительного прибора к воздуху помещения при значении коэффициента при температурном напоре  $m=1$  можно принять как в п.4 «Теплоотдача трубопровода без утечки транспортируемой среды». Из формулы (4.6)

$$\exp(-kF/W) = 1 - (T_0 - T_1)/(T_0 - t) = (T_1 - t)/(T_0 - t) \dots\dots\dots (6.1)$$

$$kF/W = \ln[(T_0 - t)/(T_1 - t)] \dots\dots\dots (6.2)$$

$$Q = W(T_0 - T_1) \dots\dots\dots (6.3)$$

Из (6.1) и (6.3) следует

$$Q = kF(T_0 - T_1) / \ln[(T_0 - t)/(T_1 - t)] \dots (6.4)$$

С другой стороны

$$Q = kFT_{cp} \dots\dots\dots (6.5)$$

Где  $T_{cp}$  – средний температурный напор

Из (6.4) и (6.5) следует

$$T_{cp} = (T_0 - T_1) / \ln[(T_0 - t)/(T_1 - t)] \dots\dots\dots (6.6)$$

При значении коэффициента при температурном напоре  $m > 1$  вместо выражения (4.2) следует писать

$$Q_x = kF(T_x - t)^m \dots\dots\dots (6.7)$$

и вместо выражения (4.4) следует писать

$$dT_x / (T_x - t)^m = -kF/W dx \dots\dots\dots (6.8)$$

Решением уравнения (6.8) будет выражение

$$(T_1 - t)^{(1-m)} - (T_0 - t)^{(1-m)} = (m-1)kF/W \dots\dots\dots (6.9)$$

Из (6.3) и (6.9) следует

$$Q = kF(T_0 - T_1)(m-1) / [(T_1 - t)^{(1-m)} - (T_0 - t)^{(1-m)}] \dots\dots\dots (6.10)$$

С другой стороны

$$Q = kFT_{cp}^m \dots \dots \dots (6.11)$$

Из (6.10) и (6.11) следует

$$T_{cp} = \{(T_0 - T_1)(m-1)/[(T_1-t)^{(1-m)} - (T_0-t)^{(1-m)}]\}^{1/m} \dots (6.12)$$

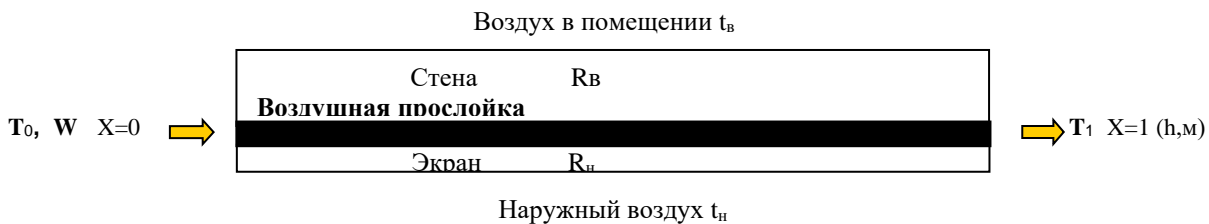
Проведем сравнительный анализ значения среднего температурного напора для  $T_0=95C$ ,  $t=12,5C$ ,  $m=1.3$  и различных значений  $T_1$  по трем формулам

- по принятой с странах СНГ методике  $T_{cp} = (T_0 + T_1)/2 - t \dots (6.13)$
- по формуле (6.6) для  $m=1$ ;
- по формуле (6.12) для  $m=1.3$ .

$T_1$	Ф-ла (6.13)	Ф-ла (6.6)	Ф-ла (6.12)
70	70	69.25	69.14
60	65	63.40	63.16
50	60	57.07	56.63
40	55	50.06	49.32
30	50	41.92	40.07
20	45	31.28	29.18
13	41.5	16.06	12.07

Низкие значения температур теплоносителя на выходе из отопительного прибора могут быть при наличии байпаса (замыкающего участка) в однотрубном узле присоединения прибора к малонагруженному стояку. При этом ошибки в определении поверхности теплообмена прибора по применяемой в СНГ методике расчета среднего температурного напора (ф-ла 6.13) могут достигать 20% и выше. Кстати, принятая в Европе методика расчета среднего температурного напора для выбора поверхности теплообмена отопительного прибора допускает применение ф-лы (6.13) только в случае  $(T_1 - t)/(T_0 - t) > 0.7$ , в противном случае следует применять ф-лу (6.6).

## 7 Теплоотдача в вентилируемой воздушной прослойке



### Обозначение переменных:

- $Q_x$  – тепловой поток из помещения к наружному воздуху в точке  $x$ , Вт
- $T_x$  – температура воздуха в прослойке в точке  $x$ , °C
- $T_x' = dT_x/dx$  - производная
- $G$  – расход, кг/ч
- $C_p = 1.005$  кДж/кг°C – удельная теплоемкость воздуха
- $W$  – водяной эквивалент, Вт/°C
- $F$  – площадь поверхности ограждения,  $m^2$
- $R_n$  – сопротивление теплопередаче экрана,  $m^2C/Вт$
- $R_b$  – сопротивление теплопередаче ограждения,  $m^2C/Вт$
- $t_n$  – температура наружного воздуха,  $m^2C/Вт$
- $t_b$  – температура воздуха в помещении,  $m^2C/Вт$



$h$  – длина ограждения, м

$$W = C_p G / 3.6 \text{ Вт/}^\circ\text{C} \dots\dots\dots (7.0)$$

$$Q_x dx = -WdT_x \dots\dots\dots (7.1)$$

$$Q_x = F/R_H (T_x - t_H) + F/R_B (T_x - t_B) \dots\dots\dots (7.2)$$

Из (7.1) следует

$$Q_x = -WT_x' \dots\dots\dots (7.3)$$

Из (7.2) и (7.3) следует

$$T_x' = -F/R_H W (T_x - t_H) - F/R_B W (T_x - t_B) = -(F/R_H W + F/R_B W) T_x + F/R_H W t_H + F/R_B W t_B \dots\dots (7.4)$$

иначе

$$T_x' + AT_x = B \dots\dots\dots (7.5)$$

где

$$A = F/W (1/R_H + 1/R_B) \dots\dots\dots (7.6)$$

$$B = F/W (t_H/R_H + t_B/R_B) \dots\dots\dots (7.7)$$

Решением уравнения 7.5 является функция

$$T_x = \exp(-Ax) [\int B \exp(Ax) dx + C] \dots\dots\dots (7.8)$$

$$T_x = \exp(-Ax) [B \int \exp(Ax) dx + C] \dots\dots\dots (7.9)$$

$$T_x = B/A + C \exp(-Ax) \dots\dots\dots (7.10)$$

$$C = T_0 - B/A \dots\dots\dots (7.11)$$

$$T_x = B/A + (T_0 - B/A) \exp(-Ax) \dots\dots\dots (7.12)$$

где

$$A = F/W (1/R_H + 1/R_B) \dots\dots\dots (7.13)$$

$$B/A = (t_H R_B + t_B R_H) / (R_B + R_H) \dots\dots\dots (7.14)$$

Так как  $W$  берется на 1 м в ширину, то  $F = h$

$$T_1 = M + (T_0 - M) \exp(-N) \dots\dots\dots (7.15)$$

где

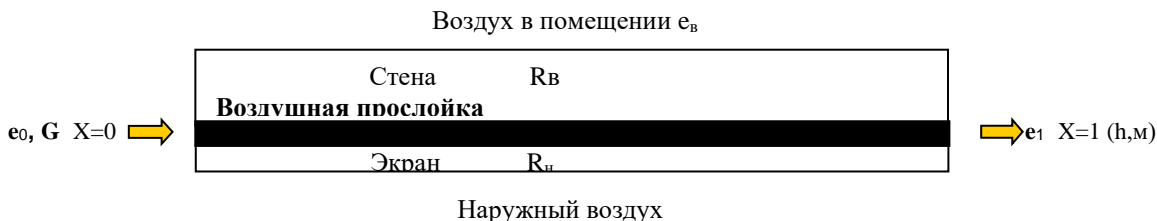
$$N = h/W (1/R_H + 1/R_B) \dots\dots\dots (7.16)$$

$$M = (t_H R_B + t_B R_H) / (R_B + R_H) \dots\dots\dots (7.17)$$

Средняя температура в прослойке определяется интегрированием (7.12) от 0 до 1

$$T_{cp} = M - (T_0 - M) \exp(-N)/N \dots \dots \dots (7.15)$$

## 8 Распределение упругости пара в вентилируемой воздушной прослойке



### Обозначение переменных:

- $S_x$  – влагосодержание в точке  $x$ , мг/кг
- $G$  – расход воздуха в прослойке, кг/ч
- $D_x$  – удаление влаги из прослойки в точке  $x$ , мг/ч
- $R_n$  – сопротивление паропроницанию экрана, м<sup>2</sup>.ч.Па/мг
- $R_b$  – сопротивление паропроницанию ограждения, м<sup>2</sup>.ч.Па/мг
- $e_x$  - упругость водяного пара в точке  $x$ , Па
- $e_n$  - упругость водяного пара в наружном воздухе, Па
- $e_b$  - упругость водяного пара в воздухе помещения, Па
- $h$  – длина ограждения, м

$$D_x dx = -GdS_x \dots \dots \dots (8.1)$$

$$D_x = F/R_n (e_x - e_n) + F/R_b (e_x - e_b) \dots \dots \dots (8.2)$$

Считаем, что давление пара в прослойке ничтожно мало по сравнению с атмосферным давлением. Тогда

$$S_x = 6.22 e_x \dots \dots \dots (8.3)$$

Из формул 8.1 и 8.3 следует, что

$$D_x dx = -6.22 G d e_x \dots \dots \dots (8.4)$$

Таким образом, уравнение точно такое же, как и в гл.7, но  $W = 6.22G$  и

$$e_1 = M + (e_0 - M) \exp(-N) \dots \dots \dots (8.5)$$

где

$$N = h(1/R_n + 1/R_b)/W \dots \dots \dots (8.6)$$

$$M = (t_n R_b + t_b R_n)/(R_b + R_n) \dots \dots \dots (8.7)$$

## 9 Поступление тепла в помещение через малоинерционное ограждение

### Обозначение переменных:

$\alpha_n$  – коэффициент теплоотдачи к наружному воздуху, Вт/м<sup>2</sup>°С

$\alpha_b$  – коэффициент теплоотдачи к воздуху помещения, Вт/м<sup>2</sup>°С

$t_n$  – температура наружного воздуха, °С

$t_b$  – температура воздуха в помещении, °С

$t_{пн}$  – температура наружной поверхности ограждения, °С

$t_{пв}$  – температура внутренней поверхности ограждения, °С

$R$  – термическое сопротивление ограждения, м<sup>2</sup>°С /Вт

$R_T$  – сопротивление теплопередаче ограждения, м<sup>2</sup>°С /Вт

$Q_{cp}$  – поступление солнечной радиации в помещение, Вт

$Q$  – поступление тепла в помещение, Вт

$$\alpha_n \cdot (t_n - t_{пн}) + Q_{cp} + \alpha_b \cdot (t_b - t_{пв}) = 0 \dots\dots\dots (1)$$

$$(t_{пн} - t_{пв}) / R = \alpha_b \cdot (t_{пв} - t_b) \dots\dots\dots (2)$$

Из (2)

$$t_{пн} = \alpha_b \cdot R \cdot (t_{пв} - t_b) + t_{пв} \dots\dots\dots (3)$$

Из (1) и (3)

$$\alpha_n \cdot [t_n - \alpha_b \cdot R \cdot (t_{пв} - t_b) - t_{пв}] + Q_{cp} + \alpha_b \cdot (t_b - t_{пв}) = 0 \dots\dots\dots (4)$$

$$\alpha_n \cdot t_n - \alpha_b \cdot \alpha_n \cdot R \cdot t_{пв} + \alpha_b \cdot \alpha_n \cdot R \cdot t_b - \alpha_n \cdot t_{пв} + Q_{cp} + \alpha_b \cdot t_b - \alpha_b \cdot t_{пв} = 0 \dots\dots (5)$$

Из (5)

$$t_{пв} = (\alpha_n \cdot t_n + \alpha_b \cdot t_b \cdot (1 + \alpha_n \cdot R) + Q_{cp}) / (\alpha_n + \alpha_b \cdot \alpha_n \cdot R + \alpha_b) \dots\dots\dots (6)$$

Тепло, поступающее в помещение

$$Q = \alpha_b \cdot (t_{пв} - t_b) \dots\dots\dots (7)$$

Из (6) и (7)

$$Q = \alpha_b \cdot [(\alpha_n \cdot t_n + \alpha_b \cdot t_b \cdot (1 + \alpha_n \cdot R) + Q_{cp}) / (\alpha_n + \alpha_b \cdot \alpha_n \cdot R + \alpha_b) - t_b] \dots\dots (8)$$

$$Q \cdot (\alpha_n + \alpha_b \cdot \alpha_n \cdot R + \alpha_b) = \alpha_b \cdot (\alpha_n \cdot t_n + \alpha_b \cdot t_b + \alpha_b \cdot \alpha_n \cdot R \cdot t_b + Q_{cp} - \alpha_n \cdot t_b - \alpha_b \cdot \alpha_n \cdot R \cdot t_b - \alpha_b \cdot t_b) \dots\dots (9)$$

Из (9)

$$Q \cdot (\alpha_n + \alpha_b \cdot \alpha_n \cdot R + \alpha_b) = \alpha_b \cdot [\alpha_n \cdot (t_n - t_b) + Q_{cp}] \dots\dots\dots (10)$$

Из (10)

$$Q = [\alpha_b \cdot \alpha_n \cdot (t_n - t_b) + \alpha_b \cdot Q_{cp}] / (\alpha_n + \alpha_b \cdot \alpha_n \cdot R + \alpha_b) \dots\dots\dots (11)$$

Из (11)

$$Q = [(t_n - t_b) + Q_{cp} / \alpha_n] / (1 / \alpha_n + R + 1 / \alpha_b) \dots\dots\dots (12)$$

Сопротивление теплопередаче

$$R_T = 1 / \alpha_n + R + 1 / \alpha_b \dots\dots\dots (13)$$

Из (12) и (13)

$$Q=(t_H-t_B)/R_T+Q_{cp}/\alpha_H/(1/\alpha_H+R+1/\alpha_B) \dots\dots\dots (14)$$

Поступление тепла теплопередачей

$$Q_{тп}=(t_H-t_B)/R_T \dots\dots\dots (15)$$

Из (14) и (15)

$$Q=Q_{тп}+Q_{cp}/(1+\alpha_H*R+\alpha_H/\alpha_B) \dots\dots\dots (16)$$

В малоинерционном ограждении термическое сопротивление  $R > 0$ . Тогда из (16) следует, что поступление тепла от солнечной радиации через такое ограждение

$$Q_s=Q_{cp}/(1+\alpha_H/\alpha_B) \dots\dots\dots (16)$$

а с учетом термического сопротивления из (14)

$$Q_s=Q_{cp}/(\alpha_H*R_T) \dots\dots\dots (17)$$

## 10 Расчет змеевика теплого пола

Обозначение переменных:

$t_{пз}$  – температура пола на уровне трубы змеевика (в слое конструкции пола от верха трубы змеевика до низа трубы змеевика, толщина которого равна наружному диаметру трубы змеевика), °C

$t_{пом}$  – температура воздуха в помещении, °C

$t_{пом}'$  – температура воздуха в соседнем нижнем помещении, °C

$t_1$  – расчетная температура воды на входе в змеевик, °C

$t_2$  – температура воды на выходе из змеевика, °C

$R_3$  - термическое сопротивление трубы змеевика без учета коэффициента теплоотдачи от стенки трубы к воде,  $m^2C/Вт * 1)$

$R_{п}$  - сопротивление теплопередаче пола от змеевика до воздуха в помещении,  $m^2C/Вт * 2)$

$R_{п}'$  - сопротивление теплопередаче пола от змеевика до воздуха в соседнем нижнем помещении,  $m^2C/Вт * 2)$

$R_i$  - термическое сопротивление  $i$ -го слоя конструкции пола от трубы змеевика до воздуха в помещении,  $m^2C/Вт * 2)$

$F_{п}$  – площадь пола,  $m^2$

$L_з$  – длина змеевика,  $m$

$\alpha_{п}$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности пола к воздуху помещения,  $Вт/m^2C$  (в программе принято  $\alpha_{п}=11,3$ )

$\lambda_з$  – коэффициент теплопроводности материала трубы змеевика,  $Вт/mC$

$d_H$  – наружный диаметр трубы змеевика,  $mm$

$d_B$  – внутренний диаметр трубы змеевика,  $mm$

$g$  – расход воды в трубе змеевика,  $кг/ч$

Основное допущение - слой конструкции пола толщиной в диаметр трубы змеевика от верха трубы змеевика до её низа имеет бесконечно большую теплопроводность. То есть, температура этого слоя  $t_{пз}$  одна и та же по всему слою

Принято:

$$R_3=1/6.28/\lambda_з*\log(d_H/d_B) \dots\dots\dots (10.1)$$

$$R_{\Pi} = 1/\alpha_{\Pi} + \Sigma R_i \dots\dots\dots (10.2)$$

$$t_2 = t_{\text{пз}} + \exp(-x) * (t_1 - t_{\text{пз}}) \dots\dots\dots (10.3 \text{ см.4. «Теплоотдача трубопровода или воздуховода без утечки транспортируемой среды»})$$

$$\text{где } x = L_3/R_3/g/1.16 \dots\dots\dots(10.4)$$

$$F_{\Pi}/R_{\Pi} * (t_{\text{пз}} - t_{\text{пом}}) + F_{\Pi}/R_{\Pi}' * (t_{\text{пз}} - t_{\text{пом}}') = g * (t_1 - t_2) * 1.16 \dots\dots\dots (10.5)$$

Из (10.5) с учетом (10.3) определяем  $t_{\text{пз}}$

$$t_{\text{пз}} = (t_1 * y + t_{\text{пом}}/R_{\Pi} + t_{\text{пом}}'/R_{\Pi}') / (y + 1/R_{\Pi} + 1/R_{\Pi}') \dots\dots\dots (10.6)$$

$$\text{где } y = g * (1 - \exp(-x)) * 1.16 / F_{\Pi} \dots\dots\dots(10.7)$$

Далее определяем плотность теплового потока в помещение на уровне поверхности пола, Вт/м<sup>2</sup>

$$q_{\text{пом}} = (t_{\text{пз}} - t_{\text{пом}}) / R_{\Pi} \dots\dots\dots (10.8)$$

и разность между температурой поверхности пола и температурой воздуха в помещении, С

$$\Delta t = q_{\text{пом}} / \alpha_{\Pi} \dots\dots\dots (10.9)$$

Сравнительный анализ результатов расчета по описанной выше методике и по методикам фирм Purmo, Wieland, Кап показывает, что расхождение не превышает 10%, что приемлемо. По сравнению с методиками фирм Kites и Rehau описанная выше методика дает тепловую мощность на 25% меньше, что заставляет усомниться в правильности методик этих фирм, так как в методике автора термическое сопротивление конструкции пола несколько занижено в силу допущения 1 (см. выше).

## 11 Некорректность методики расчета влажностного режима ограждения в ДБН В.2.6-31:2006 (Украина)

Обозначение переменных:

$e_v$  – парциальное давление водяного пара воздуха помещения, Па

$e_n$  – парциальное давление водяного пара наружного воздуха, Па

$e_k$  – парциальное давление водяного пара в плоскости конденсации, Па

$E$  – давление насыщенного водяного пара, Па

$R_{eк}$  – сопротивление паропроницанию от внутренней поверхности до плоскости конденсации, мг/(м.ч.Па)

$R_{e\Sigma}$  – сопротивление паропроницанию ограждения, мг/(м.ч.Па)

В формуле (23) ДБН для расчета количества конденсирующейся влаги выделим первый сомножитель и покажем, что его значение тождественно равно нулю.

$$(e_v - e_k) / R_{eк} - (e_k - e_n) / (R_{e\Sigma} - R_{eк}) \dots\dots\dots (11.1)$$

Из формулы (17) ДБН для расчета распределения парциального давления водяного пара по толщине конструкции ограждения следует

$$e_k = e_v - (e_v - e_n) R_{eк} / R_{e\Sigma} \dots\dots\dots (11.2)$$

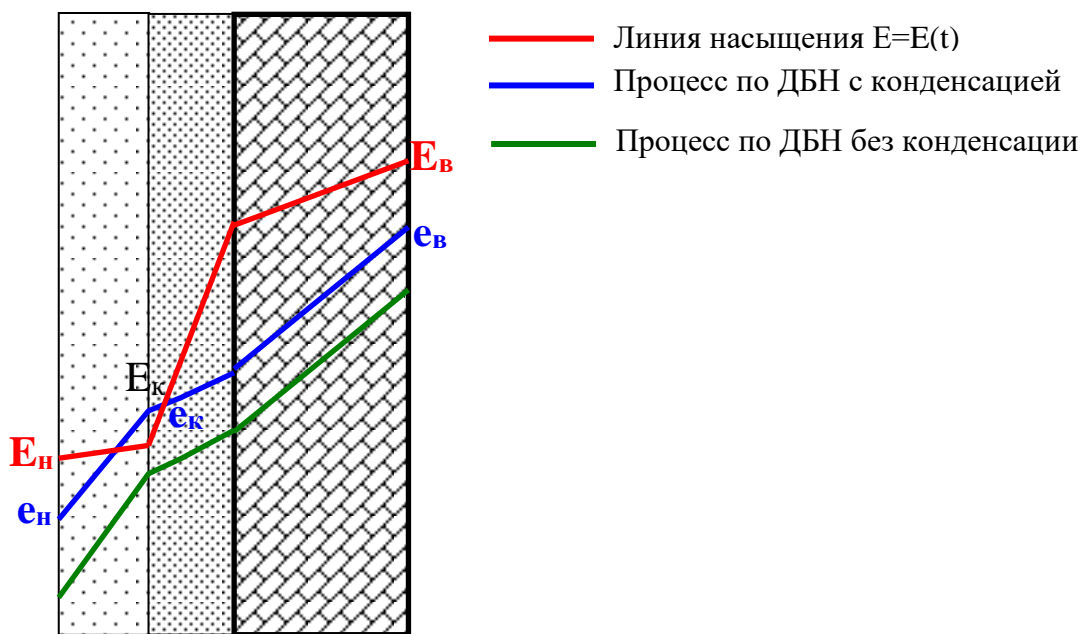
Подставим (11.2) в (11.1)

$$(e_b - e_k) / R_{ek} = (e_b - e_b + (e_b - e_n) R_{ek} / R_{e\Sigma}) / R_{ek} = (e_b - e_n) / R_{e\Sigma} \dots\dots\dots (11.3)$$

$$(e_k - e_n) / (R_{e\Sigma} - R_{ek}) = (e_b - (e_b - e_n) R_{ek} / R_{e\Sigma} - e_n) / (R_{e\Sigma} - R_{ek}) = (e_b - e_n) (1 - R_{ek} / R_{e\Sigma}) / (R_{e\Sigma} - R_{ek}) = (e_b - e_n) / R_{e\Sigma} \dots\dots\dots (11.4)$$

Так как значение выражения (11.3) тождественно равно значению выражения (11.4), то значение выражения (11.1) тождественно равно нулю, что и требовалось доказать.

Вывод: Количество конденсирующейся влаги в плоскости конденсации по методике ДБН В.2.6-31:2006 всегда равно нулю, что в корне неверно.



Иными словами, методика ДБН определяет плоскость конденсации по критерию  $e_k = E_k$ , но в этой точке нет конденсации, как показано выше. Это только начало процесса конденсации. Поэтому, разумнее назначить плоскость конденсации в слое там, где разность  $e - E$  положительна и достигает наибольшего значения, а это граница слоя, ближайшая к наружному воздуху. Именно так и было в методике СНиП II-3-79\*\* и так же в методике СНиП 23-02-2003(СП 50.13330.2012) «Тепловая защита здания» для ярко выраженного теплоизоляционного слоя. Кроме того, в методике СНиП 23-02-2003 линия насыщения не ломаная, а плавная кривая.

В общем, методика ДБН годится только для определения факта накопления влаги, но не для количественного анализа

## 12 Разъяснение к методике нахождения плоскости максимального увлажнения по СП 50.13330.2012 (Россия)

Обозначение переменных:

$e_b$  – парциальное давление водяного пара воздуха помещения, Па

$e_n$  – парциальное давление водяного пара наружного воздуха, Па

$e_k$  – парциальное давление водяного пара в плоскости конденсации, Па

$E$  – давление насыщенного водяного пара, Па

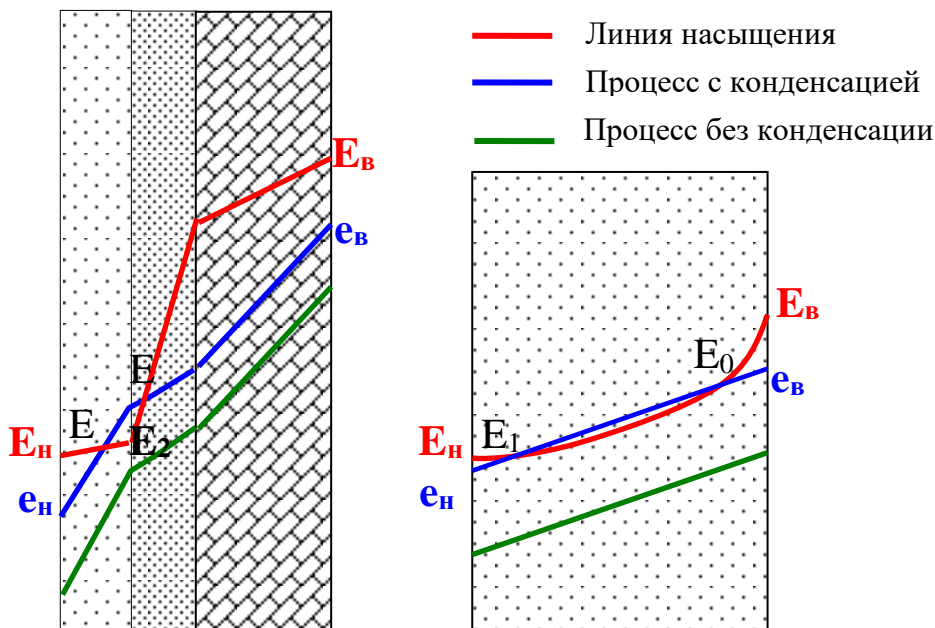
$R_{ek}$  – сопротивление паропроницанию от внутренней поверхности до плоскости конденсации, мг/(м.ч.Па)

$R_{e\Sigma}$  – сопротивление паропроницанию ограждения, мг/(м.ч.Па)

В формулах (8.1) и (8.2) СП предполагается, что накопление влаги в плоскости на расстоянии  $x$  от внутренней поверхности ограждения определяется выражением.

$$W_x = (e_B - E_x) / R_{ек} - (E_x - e_H) / (R_{е\Sigma} - R_{ек}) \dots\dots\dots (12.1)$$

Таким образом, плоскость максимального увлажнения в слое находится в интервале от  $E_0$  до  $E_1$  (см. рисунок ниже), там значение  $W_x$  достигает максимального значения.



В пределах одного слоя:

- $t_0$  – температура на внутренней поверхности слоя,  $R_0$  – сопротивление паропроницанию от внутренней поверхности ограждения до внутренней границы слоя
- $t_1$  – температура на внешней поверхности слоя,  $R_1$  – сопротивление паропроницанию от внутренней поверхности ограждения до внешней границы слоя
- зависимость  $R(x)$  линейная, т.е  $R_x = R_0 - x \cdot (R_0 - R_1)$ ,  $x = \{0, 1\}$  ..... (12.2)
- зависимость  $t(x)$  линейная, т.е  $t_x = t_0 - x \cdot (t_0 - t_1)$ ,  $x = \{0, 1\}$  ..... (12.3)
- из (12.2) и (12.3) следует  $(R_0 - R_x) / (t_0 - t_x) = (R_0 - R_1) / (t_0 - t_1)$ , откуда  $R_t = R_0 - (R_0 - R_1)(t_0 - t) / (t_0 - t_1)$

$t = \{t_0, t_1\}$  ..... (12.4)

В СП также приведена зависимость для давления насыщенного пара в зависимости от температуры  $E_t = 1.84 \cdot 10^{11} \exp(-5330 / (273 + t))$  .... (12.5)

С учетом (12.4) и (12.5) выражение (12.1) в пределах слоя можно записать так

$$W_t = (e_B - E_t) / R_t - (E_t - e_H) / (R_{е\Sigma} - R_t) \dots\dots\dots (12.6)$$

или после преобразования

$$W_t = [R_{е\Sigma} \cdot (e_B - E_t) - R_t \cdot (e_B - e_H)] / [R_t \cdot (R_{е\Sigma} - R_t)] \dots\dots\dots (12.7)$$

Или подстановки (12.5) в (12.7)

$$W_t = [R_{е\Sigma} \cdot (e_B - 1.84 \cdot 10^{11} \exp(-5330 / (273 + t))) - R_t \cdot (e_B - e_H)] / [R_t \cdot (R_{е\Sigma} - R_t)] \dots\dots\dots (12.8)$$

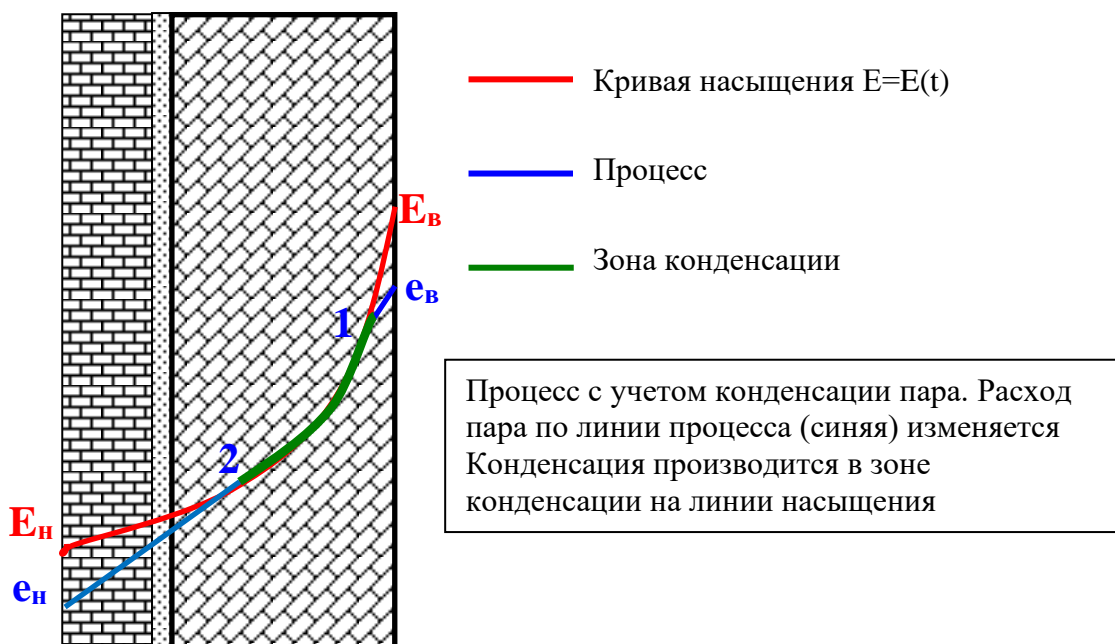
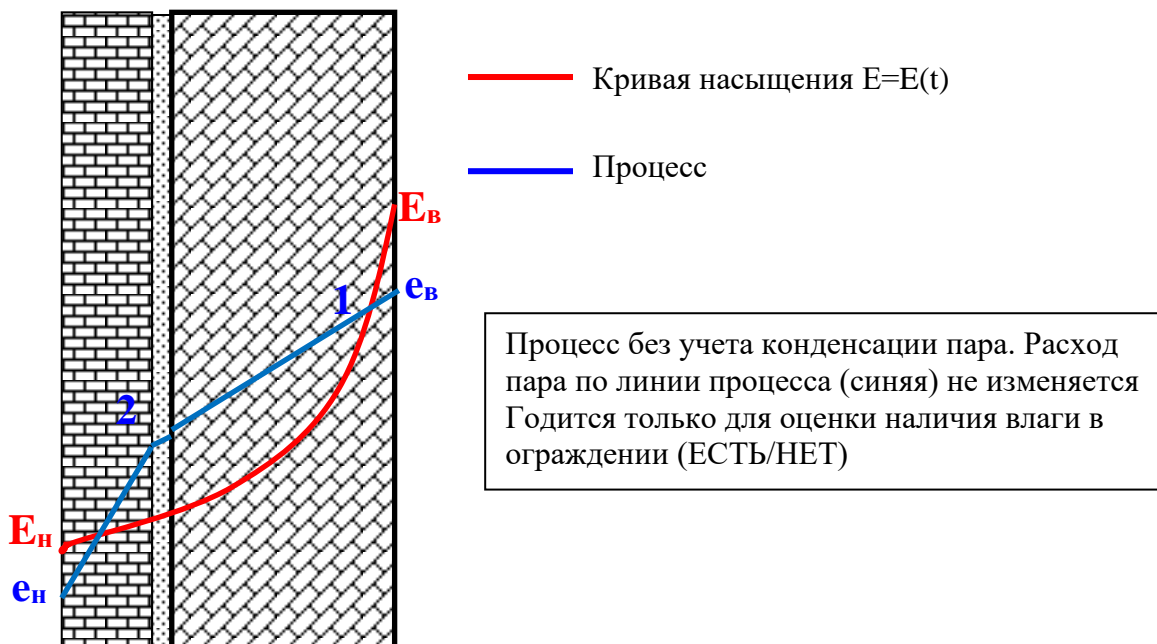
Далее, авторы СП должны были бы аналитически (в виде формулы) найти производную функцию для (12.8) по  $t$ , приравнять ее нулю, решить полученное уравнение, определив тем самым температуру  $t_{max}$ , при которой достигается максимум накопления влаги в слое. Далее в СП следует малопонятный анализ взаимного расположения  $t_{max}$  и линии температуры в слое.

**Ребята, но мы же с вами не в 19-м веке!!! Применять такой сложный анализ к оценочному расчету недопустимо. Намного проще и понятнее было бы поступить так:**

- 1) Построить линию давления насыщенного пара (красная на рисунках выше)
- 2) Построить линию парциального давления, исходя из предположения отсутствия конденсации влаги, определив расход пара  $G = (e_B - e_H) / R_{е\Sigma}$
- 3) Если линия парциального давления (синяя см.рисунки выше) не пересекает линию давления насыщенного пара, то влага не накапливается ни в одном из слоев

- 4) Если линия парциального давления синяя (см.рисунки выше), врезается в линию насыщенного пара, то влага накапливается в слоях от плоскости  $E_0$  до плоскости  $E_1$
- 5) Если  $E_0$  и  $E_1$  расположены в одном слое, то накопление влаги в слое  $W = (e_v - E_0) / R_0 - (E_1 - e_n) / (R_{e\Sigma} - R_1)$  (12.9), где  $R_0$  и  $R_1$  сопротивления паропрооницанию от внутренней поверхности ограждения до плоскостей 0 и 1
- 6) Если  $E_0$  и  $E_1$  расположены в разных слоях, то:
  - накопление влаги в правом слое  $W_{п} = (e_v - E_0) / R_0 - (E_2 - e_n) / (R_{e\Sigma} - R_2)$  ..... (12.10), где  $R_0$  и  $R_2$  сопротивления паропрооницанию от внутренней поверхности ограждения до плоскостей 0 и 2 (плоскость 2 находится на границе слоев)
  - накопление влаги в левом слое  $W_{л} = (e_v - E_2) / R_2 - (E_1 - e_n) / (R_{e\Sigma} - R_1)$  ..... (12.11), где  $R_2$  и  $R_1$  сопротивления паропрооницанию от внутренней поверхности ограждения до плоскостей 2 и 1 (плоскость 2 находится на границе слоев)
  - если  $E_0$ ,  $E_1$  и  $E_2$  совпали (синяя линия только касается красной в одной точке), то влага не накапливается
- 7) Эта методика сродни методике Автора АРС-ПС, которая описана ниже

### 13 Расчет накопления влаги в слоях ограждения по методике Автора АРС-ПС (2021 год)

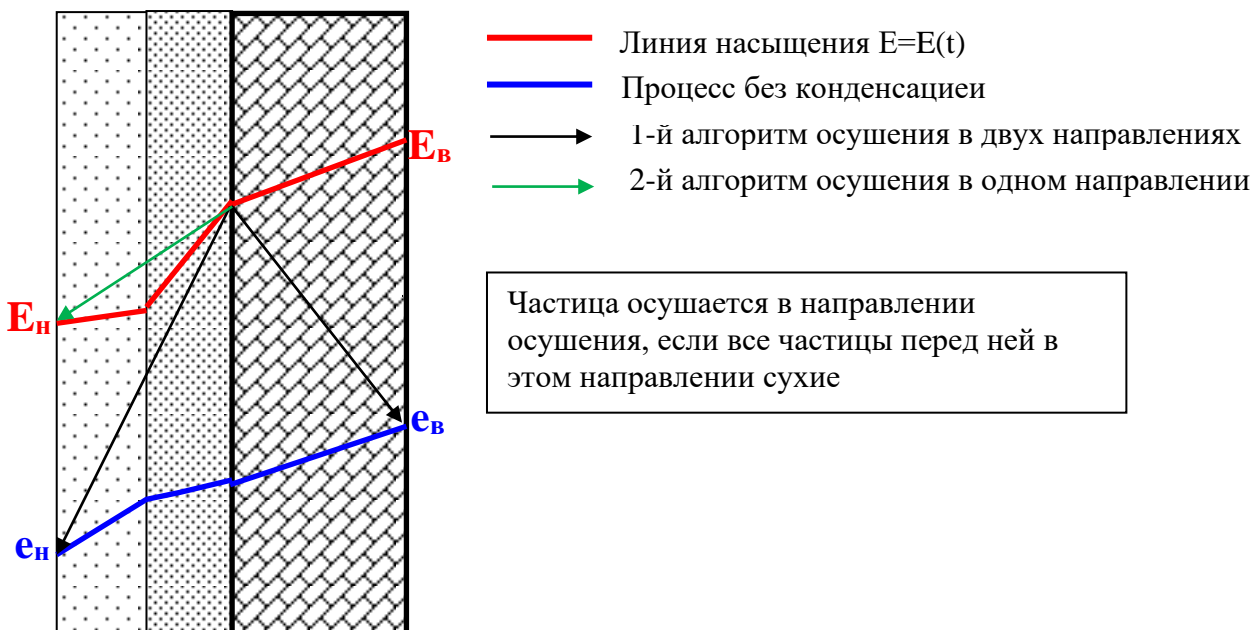




Алгоритм при наличии конденсации:

- 4) Каждый слой ограждения делится на  $n$  равных частиц. Всего частиц в ограждении  $N \cdot n$ , где  $N$  – количество слоев
- 5) Определяется расход пара через ограждение при отсутствии конденсации  $G = (e_v - e_n) / R$ , где  $R$  – сумма сопротивлений паропроницанию слоев ограждений
- 6) Определяется температура на внутренней (ближе к помещению) поверхности каждой частицы
- 7) Определяется давление насыщенного водяного пара на внутренней поверхности каждой частицы
- 8) Определяется парциальное давление пара на внутренней поверхности каждой частицы
- 9) Если парциальное давление пара на внутренней поверхности частицы меньше давления насыщенного пара или равно ему, то частица сухая
- 10) Если при переборе частиц в направлении от помещения к наружному воздуху в  $i$ -й частице ограждения парциальное давление выше давления насыщенного пара, то в этой частице определяется конденсация пара по следующему алгоритму:
  - Определяется плоскость конденсации посередине частицы
  - Определяется температура ограждения в плоскости конденсации  $t_k = (t_i + t_{i+1}) / 2$
  - Определяется давление насыщенного пара в плоскости конденсации  $E_k = E(t_k)$
  - Определяется конденсирующийся расход в частице по формуле  $G_k = (E_i - E_k) / (r/2) - (E_k - E_{i+1}) / (r/2)$
  - Определяется отвод пара от  $i$ -го слоя к наружному воздуху  $G_2 = (E_{i+1} - e_n) / R_{i+1}$ , где  $R_{i+1}$  – сумма сопротивлений паропроницанию частиц ограждения от наружного воздуха до  $i$ -й частицы
  - Определяется увлажнение  $i$ -ой частицы  $G_{y_i} = G_k - G_2$
- 11) Текущий расход  $G$  уменьшается на величину увлажнения  $G = G - G_{y_i}$
- 12) Производится пересчет парциальных давлений от наружного воздуха до  $i$ -й частицы на текущий расход  $G$
- 13) После завершения процесса (все парциальные давления частиц не выше давления насыщенного пара в частице) вычисляется увлажнение слоев, как суммы увлажнений их частиц

Осушение при отсутствии конденсации:



## 14 Расчет парового змеевика для поддержания постоянной температуры среды в термосе

Термос состоит из колбы, которая помещена в изолирующую оболочку. В зазоре между колбой и оболочкой размещен змеевик из стальной трубы, в который подается сухой насыщенный пар. В колбе хранится среда (например, мазут). Изолирующая оболочка, крышка и днище колбы контактируют с наружным воздухом.

### Обозначение переменных:

#### 1) Колба:

$F_1$  - площадь стенки колбы,  $m^2$

$t_1$  - температура среды в колбе,  $^{\circ}C$

$R_1$  - сопротивление теплопередаче в стенке колбы,  $m^2C/Вт$

$F_4$  - площадь крышки,  $m^2$

$R_4$  - сопротивление теплопередаче крышки колбы,  $m^2C/Вт$

$F_5$  - площадь днища,  $m^2$

$R_5$  - сопротивление теплопередаче днища,  $m^2C/Вт$

#### 2) Изолированная оболочка:

$F_2$  - площадь стенки изолированной оболочки,  $m^2$

$t_2$  - температура наружного воздуха,  $^{\circ}C$

$R_2$  - сопротивление теплопередаче изолированной оболочки,  $m^2C/Вт$

#### 3) Змеевик:

$F_3$  - длина змеевика, м

$D$  - наружный диаметр трубы змеевика, м

$d$  - внутренний диаметр трубы змеевика, м

$a_3$  - коэффициент теплоотдачи от пара к трубе,  $Вт/m^2C$

$L_3$  - коэффициент теплопроводности трубы,  $Вт/mC$

$b_3$  - коэффициент теплоотдачи от зазора к трубе,  $Вт/m^2C$

$t_3$  - температура насыщенного пара,  $^{\circ}C$

$r$  - теплота парообразования,  $кДж/кг$

$R_3 = 1/3.14/a_3/d + \log(D/d)/6.28/L_3 + 1/3.14/b_3/D$  - линейное сопротивление теплопередаче трубы змеевика,  $m^2C/Вт$

#### 4) Расчет температуры воздуха в зазоре:

$t$  - температура воздуха в зазоре,  $^{\circ}C$

Уравнение теплового баланса в зазоре  $F_1/R_1*(t-t_1)+F_2/R_2*(t-t_2)+F_3/R_3*(t-t_3)=0$  ..... (12.1)

Откуда вычисляем температуру воздуха в зазоре

$$t = (F_1/R_1*t_1 + F_2/R_2*t_2 + F_3/R_3*t_3) / (F_1/R_1 + F_2/R_2 + F_3/R_3) \dots (12.2)$$

#### 5) Расчет тепловых мощностей:

Тепло, поступающее в колбу через стенку колбы  $Q_1 = F_1/R_1*(t-t_1)/1000$  кВт ... (12.3)

Потеря тепла через крышку и днище колбы  $Q = (F_4/R_4 + F_5/R_5)*(t-t_2)/1000$  кВт ... (12.4)

Потеря тепла через изолированную оболочку  $Q_2 = F_2/R_2*(t-t_2)/1000$  кВт ... (12.5)

Тепловая мощность змеевика  $Q_3 = F_3/R_3*(t_3-t)/1000$  кВт ... (12.6)

Расход пара  $G_3 = Q_3/r*3600$  кг/ч ... (12.7)

#### 6) Стратегия расчета:

Подобрать длину змеевика такую, чтобы выполнилось равенство  $Q_1 = Q$  ... (12.8)

## 15 Расчет времени разогрева среды в термосе

Описание конструкции термоса и обозначение переменных см. выше п.12.

### Обозначение других переменных:

#### 1) Колба:

$t_{1н}$  - температура среды в колбе перед разогревом,  $^{\circ}C$

$t_{1к}$  - температура среды в колбе после разогрева,  $^{\circ}C$

$Cp$  - удельная теплоемкость среды,  $кДж/кг^{\circ}C$

$\rho$  – плотность среды в колбе, кг/м<sup>3</sup>

$V$  – объем среды в колбе, м<sup>3</sup>

$\tau$  – время разогрева, с

$\tau_c$  – время разогрева, сут  $\tau_c = \tau/84600$

$T$  – время разогрева среды в колбе от температуры  $t_{1н}$  до температуры  $t_{1к}$ , сут

Теплоемкость среды в колбе  $W = C_p \cdot \rho \cdot V$  кДж/°С ... (13.1)

2) **Дифференциальное уравнение нагрева среды в колбе:**

$$Q(t_1) \cdot dt = W \cdot dt_1 \dots (13.2),$$

где  $Q(t_1)$  – тепло на разогрев среды в колбе при температуре среды  $t_1$ ,

$dt$  – квант времени,

$dt_1$  – изменение температуры среды в колбе за квант времени  $dt$ .

3) **Аналитическая запись функции  $Q(t_1)$ :**

$$Q = [F_1/R_1 \cdot (t - t_1) - (F_4/R_4 + F_5/R_5) \cdot (t_1 - t_2)] / 1000 \text{ кВт} \dots (13.3)$$

$$\text{С учетом (12.2)} \quad Q = \{ F_1/R_1 \cdot [(F_1/R_1 \cdot t_1 + F_2/R_2 \cdot t_2 + F_3/R_3 \cdot t_3) / (F_1/R_1 + F_2/R_2 + F_3/R_3) - t_1] - (F_4/R_4 + F_5/R_5) \cdot (t_1 - t_2) \} / 1000 \text{ кВт} \dots (13.4)$$

$$\text{или } Q = A \cdot t_1 + B \dots (13.5)$$

где:

$$A = [F_1^2 / (R_1^2 \cdot Z) - F_4/R_4 - F_5/R_5] / 1000 \dots (13.6)$$

$$B = \{ [F_1 \cdot F_2 / (R_1 \cdot R_2 \cdot Z) + F_4/R_4 + F_5/R_5] \cdot t_2 + F_1 \cdot F_3 / (R_1 \cdot R_3 \cdot Z) \cdot t_3 \} / 1000 \dots (13.7)$$

$$Z = F_1/R_1 + F_2/R_2 + F_3/R_3 \dots (13.8)$$

4) **Решение дифференциального уравнения нагрева:**

$$\text{Решение уравнения (13.2) с учетом (13.5)} \quad \tau = W/A \cdot \log(A \cdot t_1 + B) + \text{Const с} \dots (13.9)$$

5) **Расчет времени разогрева среды в колбе от температуры  $t_{1н}$  до температуры  $t_{1к}$ , сут:**

$$\text{Откуда время разогрева } T = W/A \cdot [\log(A \cdot t_{1к} + B) - \log(A \cdot t_{1н} + B)] / 84600 \text{ сут} \dots (13.10)$$

$$\text{или так } T = W/A \cdot \log[(A \cdot t_{1к} + B) / (A \cdot t_{1н} + B)] / 84600 \text{ сут} \dots (13.11)$$

6) **Зависимость температуры  $t_1$  среды в колбе от времени разогрева  $\tau_c$ :**

$$\text{Из (13.11) следует } t_1 = (t_{1н} + B/A) \cdot \exp(A/W \cdot \tau_c \cdot 84600) - B/A \dots (13.12)$$

7) **Тепловая мощность змеевика и расход пара в зависимости от температуры  $t_1$  среды в колбе:**

$$\text{Из (13.5) следует } Q_3 = A \cdot t_1 + B + (F_4/R_4 + F_5/R_5) \cdot (t_1 - t_2) / 1000 + F_2/R_2 \cdot (t - t_2) / 1000 \text{ кВт} \dots (13.13)$$

где температура воздуха в зазоре  $t$  вычисляется по формуле (12.2)

Расход пара в змеевик определяется по формуле (12.7).  $Q_3$  и  $G_3$  следует вычислять при  $t_1 = t_{1н}$  ( $\tau_c = 0$ ).

## 16 Расчет температуры в неотапливаемом помещении по сопротивлению теплопередаче внутренней стены и коэффициенту снижения теплотерь $N$

**Обозначение переменных:**

$F$  – площадь, м<sup>2</sup>

$N$  – понижающий коэффициент

$t_{н}$  – температура наружного воздуха, °С

$t_{в}$  – температура воздуха в отапливаемом помещении, °С

$t_{х}$  – температура воздуха в неотапливаемом помещении, °С

$R_{в}$  – сопротивление теплопередаче внутреннего ограждения, м<sup>2</sup>°С/Вт

$R_{н}$  – сопротивление теплопередаче наружного ограждения, м<sup>2</sup>°С/Вт

$R$  – сопротивление теплопередаче наружного+внутреннего ограждения, м<sup>2</sup>°С/Вт

$$R = R_{в}/N \dots (1)$$

$$R_{н} = R - R_{в} = R_{в}/N - R_{в} = R_{в}(1/N - 1) \dots (2)$$

$$(t_{в} - t_{х})/R_{в} = (t_{х} - t_{н})/R_{н} = (t_{х} - t_{н})/R_{в}(1/N - 1) \dots (3)$$

$$(t_{в} - t_{х}) = (t_{х} - t_{н}) / (1/N - 1) \dots (4)$$

$$\text{Откуда } t_{х} = t_{в} - N(t_{в} - t_{н}) \dots (5)$$

## 17 Расчет сопротивления и коэффициента местного сопротивления арматуры, установленной на трубе, в зависимости от пропускной способности арматуры и плотности транспортируемой среды

### Обозначение переменных:

$G$  – расход транспортируемой среды, м<sup>3</sup>/ч

$g$  – то же, кг/ч

$K_v$  – пропускная способность при транспортировке среды с плотностью 1000 кг/м<sup>3</sup>, м<sup>3</sup>/ч

$\rho$  – плотность транспортируемой среды, кг/м<sup>3</sup>

$R_b$  – гидравлическое сопротивление, бар

$R_{па}$  – гидравлическое сопротивление, Па

$v$  – скорость в трубе, м/с

$f$  – площадь поперечного сечения трубы, м<sup>2</sup>

$\xi$  – коэффициент местного сопротивления

$h_d$  – динамический напор, Па

$$R_b = (G/K_v)^2 \rho / 1000 \dots\dots\dots (1)$$

$$R_{па} = (G/K_v)^2 100\rho \dots\dots\dots (2)$$

$$G = g/\rho \dots\dots\dots (3)$$

Из (2) и (3) следует

$$R_b = (g/K_v)^2 / 1000\rho \dots\dots\dots (4)$$

$$R_{па} = (g/K_v)^2 100/\rho \dots\dots\dots (5)$$

$$G = 3600vf \dots\dots\dots (6)$$

$$h_d = \rho v^2 / 2 \dots\dots\dots (7)$$

Подставляем (6) в (2)

$$R_{па} = (3600vf/K_v)^2 100\rho = 2 * (36000f/K_v)^2 \rho v^2 / 2 \dots\dots (8)$$

С другой стороны

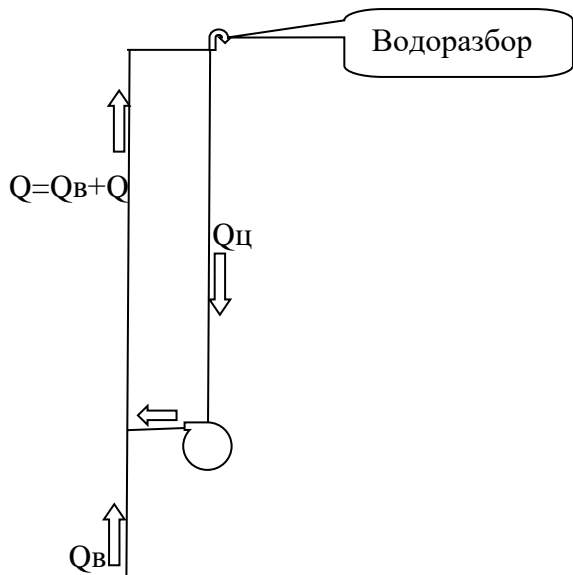
$$R_{па} = \xi h_d \dots\dots\dots (9)$$

Из (7) - (9) следует

$$\xi = 2 * (36000f/K_v)^2 \dots\dots\dots (10)$$

## 18 Подбор циркуляционного насоса в системе ГВС

Упрощенно представим систему ГВС в виде подающей и циркуляционной труб с одним местом водоразбора и циркуляционным насосом. Через насос идет расход  $Q_c$ .



Пусть характеристика сопротивления подающей трубы  $S_v$ , а характеристика сопротивления циркуляционной трубы  $S_{ц}$ . Тогда сопротивление циркуляции в режиме водоразбора

$$H_v = S_v(Q_v + Q_{ц})^2 + S_{ц}Q_{ц}^2 \dots \dots \dots (1)$$

а сопротивление циркуляции в режиме без водоразбора ( $Q_v=0$ )

$$H_{ц} = (S_v + S_{ц})Q_{ц}^2 \dots \dots \dots (2)$$

Иначе (1) можно записать

$$H_v = A + BQ_{ц} + CQ_{ц}^2 \dots \dots \dots (3)$$

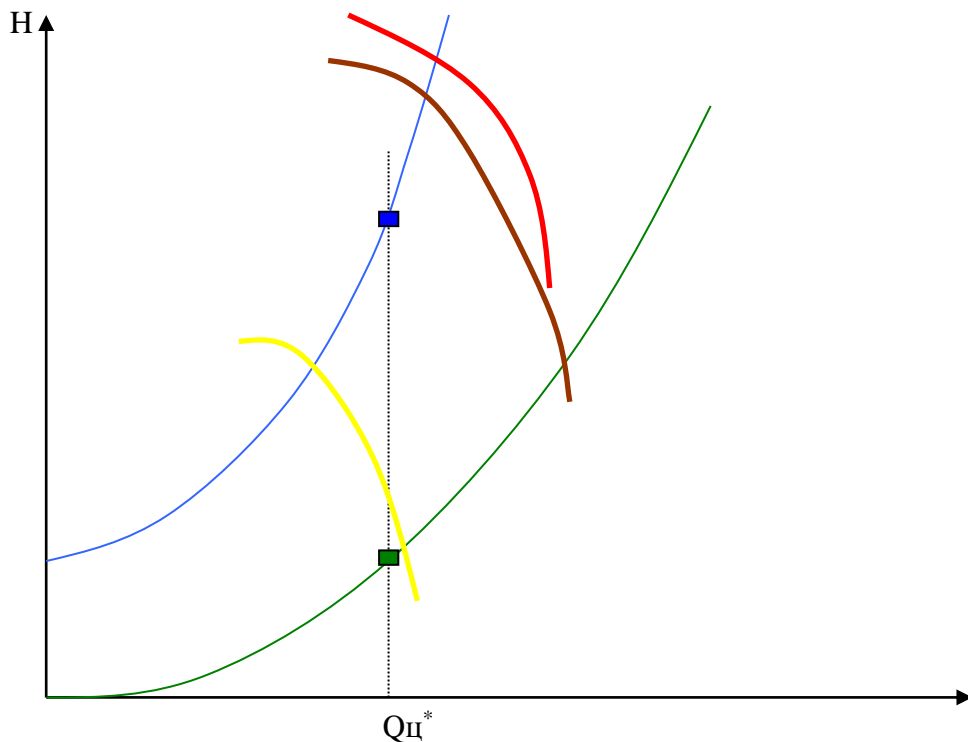
$$H_{ц} = CQ_{ц}^2 \dots \dots \dots (4)$$

где  $A = S_v Q_v^2$

$$B = 2S_v Q_v$$

$$C = S_v + S_{ц}$$

Нарисуем в системе координат  $Q_{ц} - H$  зависимости, выраженные формулами (3) – **синий цвет с водоразбором** и (4) – **зеленый цвет без водоразбора**, отметим на них рабочие точки при расчетном значении циркуляционного расхода  $Q_{ц}^*$ , а также нарисуем характеристики двух насосов – **подходящего – коричневый цвет** и **неподходящего – красный цвет**.

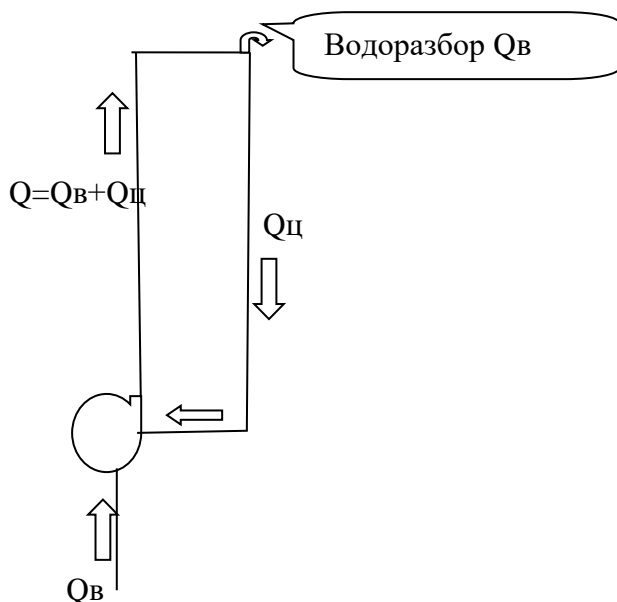


**ПРАВИЛО ПОДБОРА ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА:** Насос подобран правильно, если характеристика насоса пересекает характеристику системы ГВС в режиме без водоразбора и рабочие точки в режимах с водоразбором и без него находятся левее и ниже характеристики насоса или на ней. При этом циркуляционный расход будет не меньше расчетного значения  $Q_{ц}^*$ .

**ПРИМЕЧАНИЕ.** В том случае, если расчетное значение  $Q_{в}$  не меньше расчетного значения  $Q_{ц}^*$ , то подходящим является также насос, характеристика которого изображена желтым цветом, так как в этом случае температура воды перед водоразборными приборами будет обеспечена за счет воды водоразбора и нет ничего страшного, если циркуляционный расход в режиме водоразбора будет меньше расчетного значения  $Q_{ц}^*$ .

## 19 Подбор циркуляционного-повысительного насоса в системе ГВС

Упрощенно представим систему ГВС в виде подающей и циркуляционной труб с одним местом водоразбора и повысительно-циркуляционным насосом. Через насос идет расход  $Q=Q_{в}+Q_{ц}$



Сопротивление циркуляции в режиме водоразбора

$$H_{в} = S_{в}Q^2 + S_{ц}(Q - Q_{в})^2 \dots \dots \dots (5)$$

а сопротивление циркуляции в режиме без водоразбора

$$H_{ц} = (S_{в} + S_{ц})(Q - Q_{в})^2 \dots \dots \dots (6)$$

Иначе ф-лу (5) можно записать  $H_{в} = A - BQ + CQ^2 \dots \dots \dots (6)$

а ф-лу (6)  $H_{ц} = D - EQ + CQ^2 \dots \dots \dots (7)$

Где:

$$A = S_{ц}Q_{в}^2$$

$$B = 2S_{ц}Q_{в}$$

$$C = S_{в} + S_{ц}$$

$$D = (S_{в} + S_{ц})Q_{в}^2$$

$$E = 2(S_{в} + S_{ц})Q_{в}$$

Для упрощения рассуждений рассмотрим случай  $S_{в} = S_{ц} = S$ . Тогда

$$A = SQ_{в}^2$$

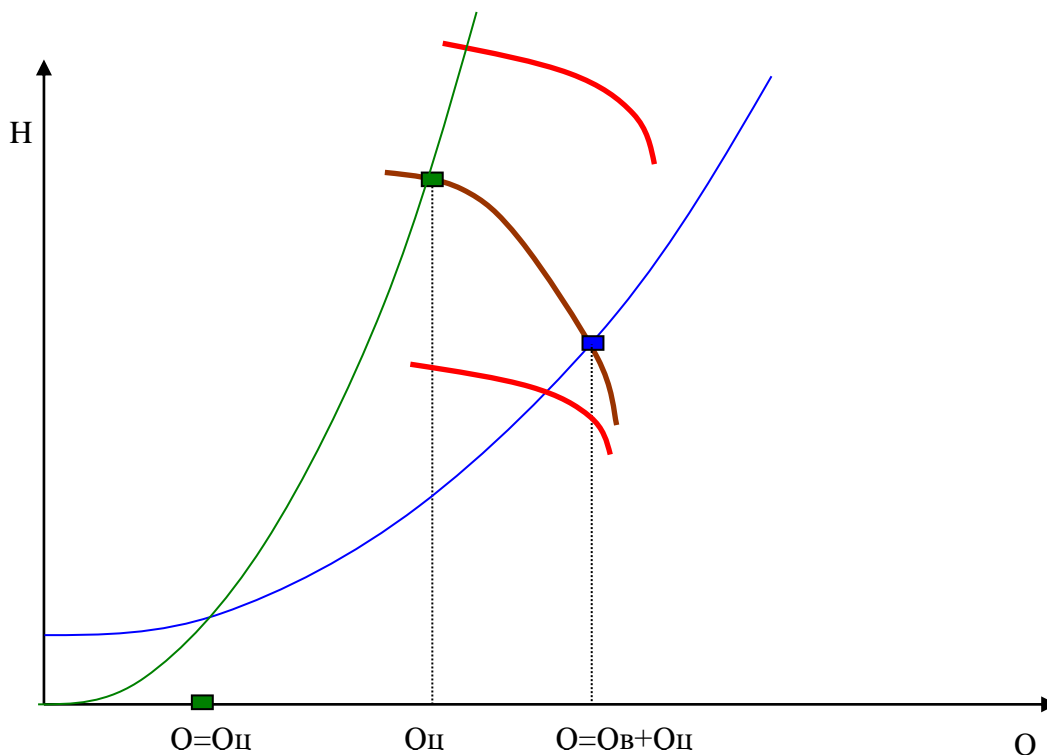
$$B = E = 2SQ_{в}$$

$$C = 2S$$

$$D = 2SQ_{в}^2 = 2A$$

И ф-лу (6) записываем так  $H_{ц} = 2A - BQ + CQ^2 \dots \dots \dots (8)$

Нарисуем в системе координат  $Q - H$  зависимости (характеристики сопротивления), выраженные формулами (6) – синий цвет с водоразбором и (8) – зеленый цвет без водоразбора, отметим на них рабочие точки при расчетном значении расхода  $Q^* = Q_v + Q_{ц}$  (синяя) и  $Q = Q_{ц}$  (зеленая), а также нарисуем характеристики трех насосов – подходящего – коричневый цвет и неподходящих – красный цвет. Характеристика подходящего насоса должна пересекать обе характеристики сопротивления.



Это достигается установкой дроссельного устройства на выходе из сети или на выходе из каждого циркуляционного стояка. Циркуляционный расход  $Q_{ц}^*$  в режиме без водоразбора при применении повысительно-циркуляционного насоса значительно больше расчетного  $Q_{ц}$ .

## 20 Расчет гидравлического сопротивления местного сопротивления и формулы для пересчета $\xi$ -S- $K_v$

Переменные:

- $\xi$  – коэффициент местного сопротивления
- $G$  - расход, кг/ч
- $h_d$  – динамический напор, Па
- $V$  – скорость, м/с
- $\rho$  – плотность транспортируемой среды, кг/м<sup>3</sup>
- $L_{1000}$  – расход при  $\rho=10^3$ кг/м<sup>3</sup>, м<sup>3</sup>
- $F$  – площадь поперечного сечения продуктопровода, м<sup>2</sup>
- $R$  – гидравлическое сопротивление для плотности  $\rho$ , Па
- $R_{1000}$  – гидравлическое сопротивление при  $\rho=10^3$ кг/м<sup>3</sup>, Па
- $K_v$  – пропускная способность местного сопротивления при  $\rho=10^3$ кг/м<sup>3</sup>, м<sup>3</sup>/ч
- $S$  – характеристика сопротивления при  $\rho=10^3$ кг/м<sup>3</sup>, Па/(кг/ч)<sup>2</sup>

$$h_d = \rho V^2 / 2 \dots (1)$$

$$G = F \rho V \dots (2)$$

$$R = \xi h_d \dots (3)$$

Из (1) – (3) следует

$$R = \xi G^2 / (2 \rho F^2) \dots (4)$$

$$R_{1000} = \xi G^2 / (2 * 10^3 F^2) \dots (5)$$

Из (4) – (5) следует

$$R = R_{1000} (10^3 / \rho) \dots (6)$$

Значение  $R_{1000}$ :

$$R_{1000} = (L_{1000} / K_v)^2 10^5 \dots (7)$$

$$R_{1000} = S G^2 \dots (8)$$

$$L_{1000} = G / 10^3 \dots (9)$$

Из (7) – (9) следует

$$S = 0.1 / K_v^2 \dots (10)$$

$$K_v = (0.1 / S)^{0.5} \dots (11)$$

Из (5) и (8) следует

$$\xi = 2 * 10^3 S F^2 \dots (12)$$

Из (10) и (12) следует

$$\xi = 2 * 10^2 (F K_v)^2 \dots (13)$$

## 21 Расчет температуры воздуха в помещении

Переменные:

- $t_{ext}$  – температура наружного воздуха
- $t_{exti}$  – температура наружного воздуха или воздуха в соседнем помещении
- $t_{int}$  – температура воздуха в помещении по расчету
- $t_{need}$  – требуемая температура воздуха в помещении
- $t_{tube}$  – температура теплоносителя в трубе
- $H_s = \sum H_{si}$  – сумма обобщенных коэффициентов теплопередачи через ограждения помещения (трансмиссии), W/K
- $H_{st} = \sum H_{si} * t_i$  – сумма произведений, где  $t_i$  – температура наружного воздуха у  $i$ -го ограждения, W
- $Q_{st} = \sum H_{si} * (t_{need} - t_{exti})$  – сумма теплотерь помещения трансмиссией, W
- $G_{inf}$  – расход воздуха инфильтрацией, г/с
- $G_{ven}$  – расход воздуха вентиляцией, г/с
- $C_p = 1$  – удельная теплоемкость воздуха, Дж/гК
- $H_{inf} = C_p * G_{inf}$  – обобщенный коэф. теплопередачи инфильтрацией, W/K
- $Q_{inf} = H_{inf} * (t_{need} - t_{ext})$  – теплотеря на нагрев притока инфильтрацией, W
- $H_{ven} = G_{ven}$  – обобщенный коэффициент теплопередачи вентиляцией, W/K



- $Q_{ven} = G_{ven}(t_{need} - t_{ext}) -$  – теплотеря на нагрев притока вентиляцией, W
- $Q_{int}$  – поступление тепла в помещение от внутренних источников тепла за исключением труб, W
- $H_{tube} = \sum H_{tubei}$  – сумма обобщенных коэффициентов теплопередачи труб, W/K
- $H_{tubet} = \sum H_{tubei} * t_{tubei}$  – сумма произведений обобщенных коэффициентов теплопередачи труб на температуры теплоносителей, W
- $\varepsilon$  – эффективность регенератора тепла вентиляционного воздуха  $G_{ven}$
- $\varepsilon_z$  – заданная/требуемая эффективность регенератора тепла вентиляционного воздуха  $G_{ven}$
- $t_{\varepsilon}$  – температура вентиляционного воздуха после регенератора
- $Q_p$  – мощность предварительного нагрева (знак -) или

21.1. Расчет температуры воздуха в помещении при заданной эффективности регенератора

$$t_{int} = (H_{st} + H_{inf} * t_{ext} + H_{ven} * t_{ext} * (1 - \varepsilon_z) + Q_{int} + H_{tubet}) / (H_s + H_{inf} + H_{ven} * (1 - \varepsilon_z) + H_{tube}) \dots (21.1)$$

21.2. Расчет требуемой эффективности регенератора  $\varepsilon_z$

$$\varepsilon = (Q_{st} + Q_{inf} + Q_{ven} - Q_{int}) / Q_{ven} \dots (21.2)$$

- если  $\varepsilon < 0$ , то принять  $\varepsilon_z = 0$
- если  $\varepsilon > \varepsilon_z$ , то значение  $\varepsilon_z$  не изменяется

21.3. Расчет нагрева/охлаждения наружного воздуха устройствами преднагрева/предохлаждения или устройствами кондиционирования помещения

$$t_{\varepsilon} = t_{ext} + \varepsilon_z * (t_{need} - t_{ext}) \dots (21.3)$$

$$Q_p = H_{ven} * (t_{need} - t_{\varepsilon}) \dots (21.4)$$