

Установа адукацыі  
«БЕЛАРУСКІ ДЗЯРЖАЎНЫ ТЭХНАЛАГІЧНЫ УНІВЕРСІТЭТ»

**ЦЕПЛАВЫЯ РАЗЛІКІ  
ЭНЕРГАЗБЕРАГАЛЬНАГА  
АБСТАЛЯВАННЯ  
СУШЫЛЬНЫХ УСТАНОВАК  
ЛЯСНОГА КОМПЛЕКСУ**

*Рэкамендавана*

*вучэбна-метадычным аб'яднаннем вышэйшых навучальных устаноў  
Рэспублікі Беларусь па адукацыі ў галіне энергетыкі і энергетычнага  
абсталявання ў якасці вучэбна-метадычнага дапаможніка  
да дыпломнага і курсавога праектавання па дысцыпліне  
«Распрацоўка і вытворчасць энергаэфектыўнага абсталявання  
і сістэм у лясным комплексе» для студэнтаў спецыяльнасці 1-43 01 06  
«Энергаэфектыўныя тэхналогіі і энергетычны менеджмент»  
спецыялізацыі 1-43 01 06 05 «Энергаэфектыўныя тэхналогіі  
ў лясным комплексе»*

Мінск 2007

УДК 674.047(075.8)

ББК 37.130.3я73

Ц 19

Складальнікі:  
прафесар *У. Б. Кунтыш*,  
ст. выкладчык *А. В. Пятровіч*

Рэцэнзенты:  
чл.-кар. НАН Беларусі, доктар тэхнічных навук,  
прафесар *В. А. Барадуля*;  
кандыдат тэхнічных навук, дацэнт *В. Б. Снапкоў*;  
доктар тэхнічных навук *А. Р. Трыфанаў*

*Усе правы на дадзенае выданне абаронены. Узнаўленне ўсёй кнігі або яе часткі не можа быць ажыццёўлена без дазволу ўстановы адукацыі «Беларускі дзяржаўны тэхналагічны ўніверсітэт».*

**Ц 19 Цеплавая разлікі энергазберагальнага абсталявання сушыльных устаноў ляснога комплексу : вучэб.-метадыч. дапаможнік да дыпломнага і курсавога праектавання для студэнтаў спецыяльнасці 1-43 01 06 «Энергаэфектыўныя тэхналогіі і энергетычны менеджмент» спецыялізацыі 1-43 01 06 05 «Энергаэфектыўныя тэхналогіі ў лясным комплексе» / склад. У. Б. Кун-тыш, А. В. Пятровіч. – Мінск : БДТУ, 2007. – 92 с.**

ISBN 978-985-434-727-1

У дапаможніку даецца цеплавая разлікі сушыльнай камеры, які дазваляе выбраць аптымальны рэжым сушкі. Разглядаюцца метады і практычныя ўзоры разліку і канструявання індывідуальных каларыфераў і падбор стандартызаваных каларыфераў для сучаснага энергазберагальнага абсталявання.

**УДК 674.047(075.8)**

**ББК 37.130.3я73**

**ISBN 978-985-434-727-1**

© УА «Беларускі дзяржаўны  
тэхналагічны ўніверсітэт», 2007

## ПРАДМОВА

Мэта выдання – азнаёміць студэнтаў з разлікамі і метадамі праектавання сучаснага энергазберагальнага абсталявання ў сушыльных устаноўках ляснага комплексу.

У вучэбна-метадычным дапаможніку сістэматызаваны даныя па падбору стандартызаваных новых каларыфераў з біметалічных рабрыстых труб, а таксама тэхнічныя характарыстыкі апошніх распрацовак каларыфераў з улікам патрабаванняў да энергазберагальнага цеплавога абсталявання і асаблівасцяў яго эксплуатацыі ў складзе тэхналагічных устаноў ляснага комплексу.

У рабоце прыводзяцца канструкцыі і кампанаваныя варыянты сучаснага абсталявання сушыльных камер. Даецца цеплавы разлік сушыльнай камеры, які дазваляе выбраць аптымальны рэжым сушкі, а таксама вызначыць: колькасць выпарваемай вільгаці, параметры і колькасць сушыльнага агенту, які цыркулюе ў камеры, характарыстыкі прыточна-выцяжных каналаў, расход цяпла на сушку піламатэ-рыялаў, цеплавую нагрузку каларыфераў.

Разглядаюцца цеплагенератарныя ўстаноўкі, якія выкарыстоўваюць розныя тыпы цепланасіцеля: сухую пару, нагрэтую ваду, мінеральнае масла. Даюцца метады разліку і прыклады канструявання індывідуальных каларыфераў і падбору стандартызаваных каларыфераў, кандэнсатадводчыкаў, аналізуецца ўплыў фазавога стану вадзянога цепланасіцеля і яго тэрмадынамічных параметраў на энергетычныя характарыстыкі цеплавога абсталявання.

Прыводзяцца асновы цеплавога, канструктыўнага, аэрадынамічнага і гідраўлічнага разлікаў энергазберагальнага цеплаабменнага абсталявання з новых тыпаў паверхняў цеплаабмену: цепларэкуператара-ра з цеплавых арэбраных труб, цепларэкуператара з профільных лістоў і гладкапласцінчастага цепларэкуператара.

Большая частка тэрэтычнага матэрыялу праілюстравана практычнымі разлікамі, якія сфармуляваны на падставе вытворчага вопыту прамысловых прадпрыемстваў. Гэта дазваляе даць студэнтам практычныя навыкі па вызначэнні і ацэнцы аптымальных расходаў цеплыні на працэс сушкі і правесці выбар тыпу і канструкцыі энергазберагальнага абсталявання сушыльных камер у адпаведнасці з тэхналагічнымі ўмовамі і вытворчымі патрабаваннямі прадпрыемства.

## **1. ЦЕПЛАВЫ РАЗЛІК ЛЕСАСУШЫЛЬНАЙ КАМЕРЫ**

Мэта цеплавога разліку – вызначэнне затрат цеплыні на сушку піламатырыялу, расходу цепланасіцеля і паветра, атрымання зыходных даных для разліку і падбору энэргазберагальнага абсталявання, трубаправодаў, кандэнсатаадводчыкаў, элементаў сістэм паветраабмену.

### **Паслядоўнасць цеплавога разліку:**

- выбар разліковага матэрыялу і рэжыму сушкі;
- вызначэнне колькасці выпарваемай з матэрыялу вільгаці;
- вызначэнне параметраў сушыльнага агенту і свежага паветра;
- вызначэнне колькасці сушыльнага агенту, які цыркулюе ў камеры;
- вызначэнне расходу цеплыні на сушку піламатырыялу;
- выбар тыпу, разлік і кампануюка каларыфераў у сушыльнай камеры;
- выбар і разлік энэргазберагальнага цеплаабменнага абсталявання для сушыльнай камеры;
- вызначэнне расходу цепланасіцеляў;
- разлік і падбор трубаправодаў;
- выбар кандэнсатаадводчыка.

### **1.1. Выбар разліковага матэрыялу і рэжыму сушкі**

Інтэнсіўнасць сушкі пераважна залежыць ад таўшчыні піламатырыялу і пароды драўніны. З памяншэннем таўшчыні матэрыялу павялічваецца хуткасць яго сушкі. З розных парод драўніны найбольш хутка сохнуць сасновыя і яловыя. Асноўная частка піламатырыялу вырабляецца з драўніны хваёвых парод. Таму пры праектаванні сушыльных камер за разліковы матэрыял прымаюць сасновыя абразныя дошкі таўшчынёй 25 мм і шырынёй не менш як 180 мм.

Пры адсутнасці ў зададзенай спецыфікацыі піламатырыялу такога сячэння за разліковы прымаюцца дошкі, якія маюцца ў праграме і хутчэй за іншыя сохнуць.

Рэжым сушкі выбіраюць згодна з характарыстыкай і прызначэннем матэрыялу, прынятага за разліковы.

Для аднаго і таго ж разліковага матэрыялу ўстанаўліваюць дзве катэгорыі рэжыму: катэгорыю з максімальна дапушчальным па па-трабаваннях да якасці і прызначэння разліковага матэрыялу тэмпературным узроўнем і катэгорыю з мінімальным з рэкамендаваных для дадзенага матэрыялу ўзроўнем. Па катэгорыі з мінімальным тэмпературным узроўнем выконваюць толькі разлік сістэмы паветраабмену, а цеплавы разлік у поўным аб'ёме выконваюць па катэгорыі рэжыму з максімальным узроўнем тэмпературы.

## 1.2. Вызначэнне колькасці выпарваемай вільгаці

Масу вільгаці, кг/м<sup>3</sup>, выпарваемай з 1 м<sup>3</sup> пілаватэрыялу, разлічваюць

$$M_{1\text{м}^3} = \rho_{\text{баз}} \cdot \frac{\omega_{\text{п}} - \omega_{\text{к}}}{100}, \quad (1.1)$$

дзе  $\rho_{\text{баз}}$  – сярэдняя базісная шчыльнасць разліковага матэрыялу, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega_{\text{п}}$ ,  $\omega_{\text{к}}$  – адпаведна пачатковая і канчатковая вільготнасць разліковага матэрыялу, %.

Напрыклад, значэнне  $\rho_{\text{баз}}$ , кг/м<sup>3</sup>, для некаторых парод драўніны [1]: сасна, асіна, ліпа – 400; елка, таполя – 360; бяроза – 500; дуб, клён, ясьень – 550. Колькасць вільгаці, выпарваемай за час аднаго абароту камеры, кг/аб,

$$M_{\text{аб.к}} = M_{1\text{м}^3} \cdot E_{\text{к}}, \quad (1.2)$$

дзе  $E_{\text{к}}$  – умяшчальнасць камеры ў разліковым матэрыяле, м<sup>3</sup>.

Сярэднегадзінная колькасць выпарваемай у камеры вільгаці, кг/гадз,

$$M_{\text{сяр.гадз}} = \frac{M_{\text{аб.к}}}{\tau_{\text{суш}}}, \quad (1.3)$$

дзе  $\tau_{\text{суш}}$  – працягласць сушкі матэрыялу, разлічваецца па методыцы ў тэхналагічным разліку.

У камерах перыядычнага дзеяння велічыня  $\tau_{\text{суш}}$ , якая выкарыстоўваецца ў (1.3) і наступных раздзелах цеплавога разліку, не павінна ўлічваць працягласць ахалоджвання пілаватэрыялу, а таксама працягласць яго загрузкі і адгрузкі.

Разліковая колькасць выпарваемай вільгаці, кг/гадз,

$$M_p = M_{\text{сяр. гадз}} \cdot X, \quad (1.4)$$

дзе  $X$  – каэфіцыент нераўнамернасці хуткасці сушкі, прымаемы пры  $\omega_k = 12-15\%$  роўным 1,2; пры  $\omega_k \leq 12\%$  –  $X = 1,3$ .

### 1.3. Вызначэнне параметраў сушыльнага агенту і свежага паветра

Параметры агенту сушкі вызначаюцца па табліцах рэжымаў [1, 2, 3], якія рэгламентуюць значэнні тэмпературы  $t$ , псіхаметрычнай рознасці  $\Delta t$  і адноснай вільготнасці асяроддзя  $\phi$  у камеры. Параметры рэжыму вызначаюць стан асяроддзя на ўваходзе ў штабель высушваемага матэрыялу ( $t$ ,  $\Delta t$ ,  $\phi$ ).

У камерах перыядычнага дзеяння рэжымы сушкі пілаватэрыялу шматступеньчатыя з параметрамі агенту сушкі, якія адрозніваюцца на кожнай са ступеняў.

Пры нізкатэмпературных рэжымах для разліку трэба прымаць параметры агенту сушкі па II ступені рэжыму, для высокатэмпературных рэжымаў – па I ступені.

Параметры ўводзімага ў камеру свежага паветра выбіраюць па табліцах кліматычных даных адносна зімовых, сярэднегадавых і летніх умоў [4], [5]. Па зімовых умовах разлічваюць максімальную цеплавую нагрузку камеры, каларыфера; па летніх – сячэнні прыточна-выцяжных каналаў; па сярэднегадавых вызначаюць асноўныя тэхніка-эканамічныя паказчыкі.

Параметры свежага паветра пры адборы яго з памяшкання, якое ацяпляецца, будуць адпавядаць параметрам гэтага памяшкання [6, 7, 8]. Энтальпію перагрэтай пары, кДж/кг, бараметрычнага ціску з тэмпературай  $t_1 > 100^\circ\text{C}$  разлічваюць па формуле

$$h_{п.п} = h' + r + c_{п} \cdot (t_1 - 100) = 2676 + 2,01 \cdot (t_1 - 100), \quad (1.5)$$

дзе  $h'$ ,  $r$  – энтальпія і, адпаведна, цеплыня параўтварэння вады пры тэмпературы кіпення, кДж/кг;  $c_{п}$  – удзельная цеплаёмістасць перагрэтай пары, кДж/(кг · К).

Параметры перагрэтай пары, якіх не хапае (у прыватнасці, шчыльнасць  $\rho_{п}$ , кг/м<sup>3</sup>, прыведзены ўдзельны аб'ём  $V_{1+d \cdot 10^{-3}}$ , м<sup>3</sup>/кг; удзельная масавая цеплаёмістасць  $c_{п}$ , кДж/(кг · К), можна выбраць з табліцы ў [1, 3].

Параметры вільготнага паветра мэтазгодна разлічваюць па аналітычных залежнасцях, як больш дакладных у параўнанні з вызначэннем іх па  $Hd$ -дыяграме вільготнага паветра .

Вільгацеўтрыманне, г/кг, разлічваюць як

$$d = \frac{622 \cdot \phi \cdot P_{н.п}}{P_0 - \phi \cdot P_{н.п}}, \quad (1.6)$$

дзе  $\phi$  – ступень насычанаасці агенту сушкі ці свежага паветра;  $P_{н.п}$  – ціск насычэння вадзяной пары пры разліковай тэмпературы агенту сушкі ці свежага паветра, МПа ці Па, кгс/см<sup>2</sup>;  $P_0$  – бараметрычны ціск, адпаведны геаграфічнаму месцу знаходжання камеры, МПа ці Па, кгс/см<sup>2</sup>.

Энтальпію, кДж/кг, вызначаюць як

$$H = c_p \cdot t + d \cdot 10^{-3} h_{н.п}, \quad (1.7)$$

дзе  $c_p$  – удзельная цеплаёмістасць сухога паветра пры разліковых значэннях тэмпературы  $t$ , кДж/(кг · К);  $t$  – тэмпература агенту сушкі ці свежага паветра, °С;  $h_{н.п}$  – энтальпія сухой насычанай вадзяной пары пры разліковых значэннях тэмпературы агенту сушкі ці свежага паветра, кДж/кг.

Шчыльнасць, кг/м<sup>3</sup>, разлічваюць як

$$\rho = \frac{349 - 132 \cdot \left[ \frac{d}{622 + d} \right]}{273 + t}. \quad (1.8)$$

Прыведзены ўдзельны аб'ём, м<sup>3</sup>/кг, разлічваюць як

$$V_{1+d \cdot 10^{-3}} = 4,62 \cdot 10^{-6} \cdot (273 + t) \cdot (622 + d). \quad (1.9)$$

Значэнні тэмпературы агенту сушкі  $t_1$  і свежага паветра  $t_0$  загадзя вядомыя ці зададзеныя.

Уласцівасці сухой насычанай вадзяной пары і сухога паветра ў зоне адмоўных тэмператур прыведзены ў [1]. Уласцівасці гэтых цепланасіцеляў у зоне станоўчых тэмператур можна знайсці ў [3, 9, 10].

Для мяккіх рэжымаў сушкі прапануецца наступны метада [1] вызначэння дадатковых параметраў, выключаючы выкарыстанне рэжымных значэнняў  $\phi_1$ .

Па выбраных рэжымных значэннях  $t_1$  і  $\Delta t_1$  вызначаюць велічыню тэмпературы, °С, па намочаным тэрмометры

$$t_{см1} = t_1 - \Delta t_1. \quad (1.10)$$

Па табліцах вадзяной сухой пары па  $t_{см1}$  знаходзяць ціск насычэння  $P_{н.п}^{см1}$  і энтальпію  $h_{н.п}^{см1}$ .

Разлічваюць значэнні вільгацеўтрымання і энтальпіі па лініі насычэння  $\varphi_1 = 1,0$  пры  $t_{см1}$

$$d_n = \frac{622 \cdot 1 \cdot P_{н.п}^{см1}}{P_6 - 1 \cdot P_{н.п}^{см1}}, \quad (1.11)$$

$$H_1 = c_p \cdot t_{см1} + d_n \cdot 10^{-3} \cdot h_{н.п}^{см1}, \quad (1.12)$$

Па  $t_1$  з табліц вадзяной сухой пары выбіраюць значэнні ціску насычэння  $P_{н.п}^1$  і энтальпіі  $h_{н.п}^1$ .

Вызначаюць вільгацеўтрыманне, г/кг, агенту сушкі, які адпавядае зададзеным параметрам  $t_1$  і  $\Delta t_1$ :

$$d_1 = \frac{H_1 - c_p \cdot t_1}{10^{-3} \cdot h_{н.п}^1}. \quad (1.13)$$

Па формулах (1.8), (1.9) разлічваюцца значэнні  $V_{1+d \cdot 10^{-3}}^1$  і  $\rho_1$ .

Разлічваюць, калі гэта неабходна, значэнне  $\varphi_1$ , якое адпавядае параметрам  $t_1$  і  $\Delta t_1$ :

$$\varphi_1 = \frac{d_1 \cdot P_6}{d_1 \cdot P_{н.п}^1 + 622 \cdot P_{н.п}^1}. \quad (1.14)$$

#### 1.4. Вызначэнне колькасці цыркулюючага ў камеры сушыльнага агенту

Аб'ём цыркулюючага ў штабелі (штабелях) агенту сушкі, м<sup>3</sup>/гадз,

$$V_{шт} = 3600 \cdot m \cdot \omega_{шт} \cdot F_{ж.сяч.шт}, \quad (1.15)$$

дзе  $m$  – колькасць штабеляў у плоскасці, перпендыкулярнай накірунку патоку агенту сушкі, шт;  $\omega_{шт}$  – хуткасць агенту сушкі ў штабелі, м/с;  $F_{ж.сяч.шт}$  – плошча жывога (сціснутага) сячэння штабеля, м<sup>2</sup>.

Значэнне  $\omega_{шт}$  адпавядае значэнню, якое было прынята раней пры разліку працягласці сушкі.

Плошчу жывога (сціснутага) сячэння штабеля, м<sup>2</sup>, разлічваюць як

$$F_{ж.сяч.шт} = F_{габ} \cdot (1 - \beta_b) = L \cdot H \cdot (1 - \beta_b), \quad (1.16)$$

дзе  $L, H$  – адпаведна даўжыня і вышыня штабеля, м;  $\beta_b$  – каэфіцыент запаўнення штабеля па вышыні для разліковага матэрыялу.



Значэнні параметраў агенту сушкі  $d_1$ ,  $V_{1+d \cdot 10^{-3}}^1$ ,  $t_1$  пры цеплавым разліку выбіраюць адпаведнымі II ступені выбранага рэжыму сушкі для разліковага матэрыялу.

Масавы расход цыркулюючага агенту сушкі, кг/гадз, разлічваюць як

$$G_{шт} = \frac{V_{шт}}{V_{1+d \cdot 10^{-3}}^1}, \quad (1.17)$$

дзе  $V_{1+d \cdot 10^{-3}}^1$  – прыведзены ўдзельны аб’ём, м<sup>3</sup>/кг, агенту сушкі, які адпавядае рэжымным значэнням  $t_1$ ,  $\Delta t_1$ ,  $\phi_1$ , вызначаемы па формуле (1.9).

Колькасць цыркулюючага па матэрыяле агенту сушкі, якая прыходзіцца на 1 кг выпарваемай вільгаці, кг сух. пав./кг вып. вільг.,

$$g_{шт} = \frac{G_{шт}}{M_p}. \quad (1.18)$$

Вільгацеўтрыманне агенту сушкі на выхадзе са штабеля, г/кг,

$$d_2 = \frac{g_{шт} \cdot d_1 + 1000}{g_{шт}}. \quad (1.19)$$

Перапад тэмпературы агенту сушкі ў штабелі, °С,

$$\Delta t_{шт} = \frac{d_2 - d_1}{0,4 + 0,00074 \cdot d_1}. \quad (1.20)$$

Атрыманая велічыня  $\Delta t_{шт}$  не павінна перавышаць наступных рэкамендуемых межаў [1]: для піламатэрыялу з хвойных парод драўніны – 3–4 °С; для піламатэрыялу з цвёрдых ліставых парод і лістоўніцы – 1,5–2,5 °С; для мяккіх ліставых парод – 2–3 °С. Наогул, перапад  $\Delta t_{шт}$  не павінен перавышаць велічыню псіхаметрычнай розніцы для I ступені рэжыму сушкі.

Аднак нізкія значэнні  $\Delta t_{шт}$  сведчаць аб высокай хуткасці агенту сушкі, які цыркулюе па матэрыяле. Максімальнае значэнне  $\omega_{шт}$  абмежавана велічыняй 4 м/с. Пры праектаванні рэкамендуецца прымаць  $\omega_{шт} = 1,5–3$  м/с. Меншыя значэнні  $\omega_{шт}$  адпавядаюць умовам сушкі сартыментаў, якія сохнуць павольна, большыя – для сартыментаў, якія сохнуць хутчэй.

Далей атрыманае па (1.20) значэнне  $\Delta t_{шт}$  правяраюць на адпаведнасць рэкамендуемым межам і прымаюць рашэнне – працягваць разлік ці задацца новым значэннем  $\omega_{шт}$  і паўтарыць разлікі, пачынаючы з тэхналагічнага.

Тэмпература агенту сушкі, °С, на выхадзе з высушваемага матэрыялу

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{шт} . \quad (1.21)$$

Далей па формулах (1.8), (1.9) разлічваюць  $\rho_2$  і прыведзены ўдзельны аб'ём  $V_{1+d \cdot 10^{-3}}^2$  агенту сушкі на выхадзе са штабеля.

Аб'ём агенту сушкі, які цыркулюе ў адзінку часу ў камеры, м<sup>3</sup>/гадз,

$$V_{ц} = \frac{V_{шт}}{\eta_{п}} , \quad (1.22)$$

дзе  $\eta_{п}$  – каэфіцыент выкарыстання патоку агенту сушкі.

Значэнне  $\eta_{п}$  трэба прымаць роўным 0,6–0,8. Большыя значэнні адпавядаюць суцэльнаметалічным камерам.

Пры сушцы ў асяроддзі перагрэтай пары тэмпературны перапад у штабелі вызначаюць па методыцы работы [11], а ход далейшых разлікаў наступны.

Па формулах (1.15) і (1.16) разлічваюць аб'ёмы цыркулюючага агенту сушкі.

Для зададзеных I ступенню режиму параметраў агенту сушкі  $t_1$ ,  $\Delta t_1$ ,  $\phi_1$  па табліцы ўласцівасці перагрэтай вадзяной пары пры ціску 0,1 МПа знаходзяць значэнні ўдзельнага аб'ёму  $v_1$ , м<sup>3</sup>/кг, і энтальпіі перагрэтай пары на ўваходзе ў штабель  $h'_{п.п}$ , кДж/кг.

Колькасць выпарваемай вільгаці, якая прыходзіцца на адзінку масы цыркулюючай у камеры перагрэтай пары,  $\text{кг}_{\text{вільгаці}} / \text{кг}_{\text{пары}}$ ,

$$\chi = \frac{M_p \cdot v_1}{V_{шт}} . \quad (1.23)$$

Энтальпія перагрэтай пары на выхадзе з высушваемага матэрыялу, кДж/кг,

$$h_{п.п}^2 = \frac{h_{п.п}^1 + 100 \cdot c_v \cdot \chi}{1 + \chi} , \quad (1.24)$$

дзе  $c_v = 4,22$  кДж/(кг · К) – удзельная масавая цеплаёмістасць вады пры тэмпературы 100 °С.

Па значэнні  $h_{п.п}^2$  з табліцы ўласцівасцяў перагрэтай вадзяной пары пры ціску 0,1 МПа знаходзяць велічыні  $t_2$ , °С;  $v_2$ , м<sup>3</sup>/кг;  $\rho_2$ , кг/м<sup>3</sup> на выхадзе са штабеля.

Тэмпературны перапад у штабелі, °С,

$$\Delta t_{шт} = t_1 - t_2 . \quad (1.25)$$

Велічыня  $\Delta t_{шт}$  па (1.25) павінна знаходзіцца ў межах 4–10°C і не перавышаць значэнні псіхаметрычнай розніцы для I ступені рэжыму сушкі.

### 1.5. Разлік прыточна-выцяжных каналаў

Разлік выконваюць для максімальнага паветраабмену. Параметры свежага прыточнага паветра выбіраюць па летняму перыяду часу.

Удзельная маса свежага паветра, якая прыходзіцца на 1кг выпарваемай вільгаці,  $кг_{паветра} / кг_{вільгаці}$ ,

$$g_0 = \frac{1000}{d_2 - d_0}, \quad (1.26)$$

дзе  $d_0$  – вільгацеўтрыманне свежага прыточнага паветра, якое паступае ў камеру, г/кг.

Значэнне  $d_0$  знаходзяць па дыяграме  $Hd$  вільготнага паветра як  $d_0 = f(t_0, \phi_0)$ . Пры паступленні паветра ў камеру з памяшканняў, з калідора кіравання ці з цэха, які ацяпляецца, можна прымаць [12]  $d_0 = 10 - 12$  г/кг, калі звонку ў зімовы час  $d_0 = 2 - 3$  г/кг.

Масавы расход свежага прыточнага і адпрацаванага паветра, кг/гадз,

$$G_0 = g_0 \cdot M_p, \quad (1.27)$$

дзе  $M_p$  – разліковая колькасць выпарваемай вільгаці, кг/гадз.

Аб'ёмны расход, м<sup>3</sup>/гадз, выдаляемага з камеры адпрацаванага вільготнага паветра

$$V_{адпр} = G_0 \cdot V_{1+d}^2 \cdot 10^{-3}. \quad (1.28)$$

Аб'ёмны расход, м<sup>3</sup>/гадз, свежага прыточнага паветра ў камеру

$$V_0 = G_0 \cdot V_{1+d}^0 \cdot 10^{-3}, \quad (1.29)$$

дзе  $V_{1+d}^2 \cdot 10^{-3}$  і  $V_{1+d}^0 \cdot 10^{-3}$  – адпаведна прыведзеныя ўдзельныя аб'ёмы адпрацаванага і свежага паветра, м<sup>3</sup>/кг. Для  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ ,  $V_{1+d}^0 \cdot 10^{-3} = 0,87$  м<sup>3</sup>/кг.

Для камер пры сушцы ў асяроддзі перагрэтай пары (высокатэмпературны рэжым) не патрабуецца свежае паветра, а аб'ём лішняй пары, якая падлягае выхлапу з камеры, роўны аб'ёму выпарваемай з драўніны вільгаці. Аб'ёмны расход, м<sup>3</sup>/гадз, выдаляемай перагрэтай пары

$$V_{\text{адпр}} = M_p \cdot v_2, \quad (1.30)$$

дзе  $v_2 = f(t_2)$  – удзельны аб’ём перагрэтай пары пры выхадзе са штабеля, м<sup>3</sup>/кг.

Плошча сячэння прыточнага і выцяжнага каналаў, м<sup>2</sup>,

$$F_k = \frac{V_{\text{адпр}}}{3600 \cdot \omega_k}, \quad (1.31)$$

дзе  $\omega_k$  – разліковая хуткасць адпрацаванага ці свежага паветра ў канале, м/с.

Значэнні хуткасці асяроддзя ў прыточна-выцяжных каналах прымаюць: для паветра  $\omega_k \approx 3-6$  м/с, для перагрэтай пары  $\omega_k$  – да 15 м/с.

### 1.6. Вызначэнне расходу цеплыні на сушку пілаватэрыялу

Агульны расход цеплыні на сушку складаецца з затрат цеплыні на прагрэў драўніны, выпарванне з яе вільгаці і кампенсацыю страт цеплыні праз агароджванні камеры. Расход цеплыні для падагрэву свежага паветра ў парапаветраных сушылках (тэмпература агенту сушкі менш за 100 °С) уваходзіць у расход на выпарванне вільгаці.

Разлік расходу цеплыні праводзяць у двух варыянтах:

1) для зімовых умоў вызначаюць цеплавую магутнасць камеры, г. зн. цеплавую нагрузку сістэмы цеплазабеспячэння;

2) для сярэднегадавых умоў вызначаюць тэхніка-эканамічныя паказчыкі цепласпажывання: сярэдні расход цеплыні, пары, паліва на 1 м<sup>3</sup> высушваемага пілаватэрыялу.

Расход цеплыні на прагрэў драўніны.

Затраты цеплыні на прагрэў 1 м<sup>3</sup> замарожанай драўніны, кДж/м<sup>3</sup>, для зімовых умоў вызначаюць як

$$Q_{\text{пр.з}} = \rho \cdot \left[ c_{(-)} \cdot (0 - t_{\text{п}}) + c_{(+)} \cdot (t_{\text{пр}} - 0) \right] + \rho_{\text{баз}} \cdot r_{0\text{ц}} \cdot \frac{\omega_{\text{п}} - \omega_{\text{к.в}}}{100}, \quad (1.32)$$

дзе  $\rho$  – шчыльнасць драўніны пры  $\omega_{\text{п}}$ , кг/м<sup>3</sup> (мал. 1.1);  $t_{\text{п}}$  – пачатковая (адмоўная) тэмпература драўніны, загрузанай у камеру, °С;  $t_{\text{пр}}$  – тэмпература прагрэву драўніны ў камеры, °С;  $\omega_{\text{п}}$  – пачатковая вільготнасць драўніны, %;  $r_{0\text{ц}} = 335$  кДж/кг – цеплыня плаўлення лёду;  $c_{(-)}$ ,  $c_{(+)}$  – удзельныя цеплаёмістасці драўніны, кДж/(кг · К) (мал. 1.2);  $\rho_{\text{баз}}$  – сярэдняя базісная шчыльнасць разліковага матэрыялу, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega_{\text{к.в}}$  – колькасць звязанай незамерзлай вільгаці ў драўніне, %, якая прымаецца роўнай [1] пры

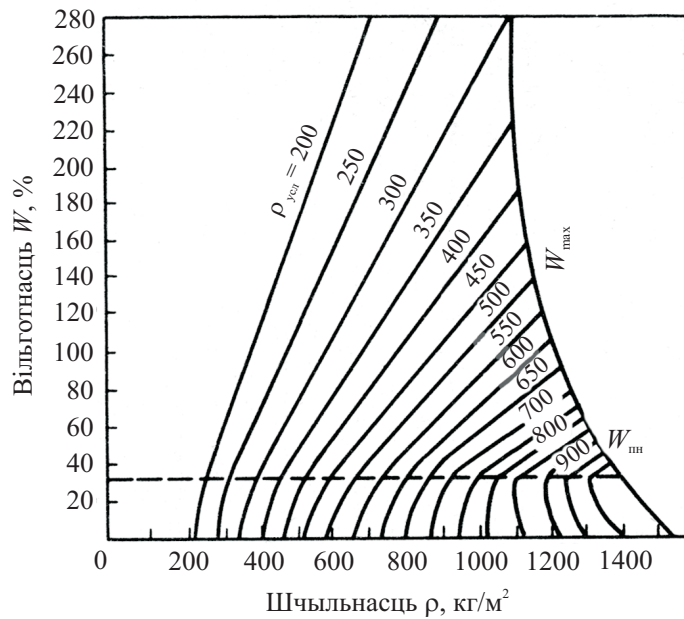
$t_{\text{п}} = -5^{\circ}\text{C}$ ,  $\omega_{\text{к.в}} = 27\%$ ;  $t_{\text{п}} = -10^{\circ}\text{C}$ ,  $\omega_{\text{к.в}} = 22\%$ ;  $t_{\text{п}} = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $\omega_{\text{к.в}} = 20\%$ ;  
 $t_{\text{п}} = -20^{\circ}\text{C}$ ,  $\omega_{\text{к.в}} = 18\%$ ;  $t_{\text{п}} = -25^{\circ}\text{C}$ ,  $\omega_{\text{к.в}} = 15\%$ .

Удзельныя цеплаёмістасці мёрзлай драўніны  $c_{(-)}$  вызначаюць па тэмпературы  $0,5 \cdot (t_{\text{п}} + 0)$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ; адталай (нагрэтай) драўніны  $c_{(+)}$  па тэмпературы  $0,5 \cdot (t_{\text{пр}} + 0)$ ,  $^{\circ}\text{C}$ .

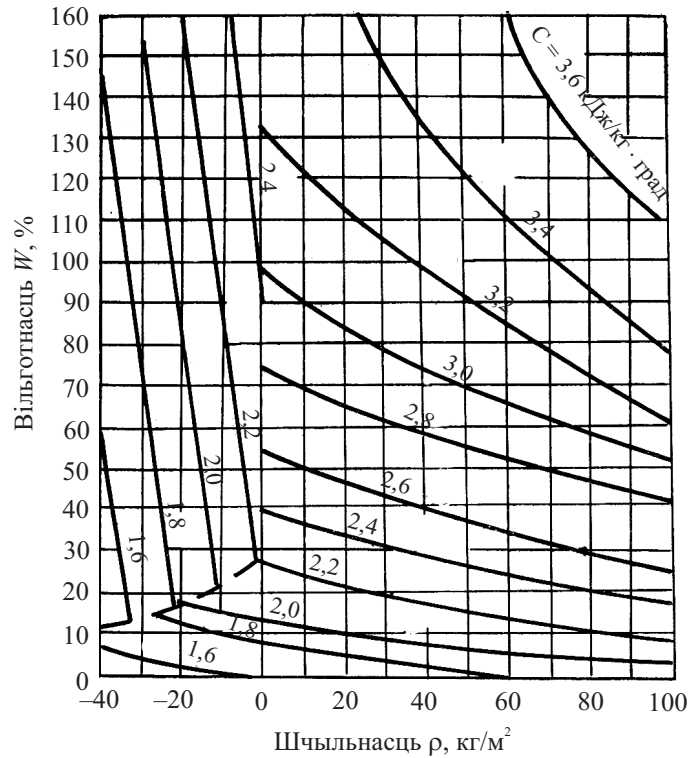
Для лесасушыльных камер перыядычнага дзеяння значэнне  $t_{\text{пр}}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ , рэкамендуецца знаходзіць так:

$$t_{\text{пр}} = 0,5 \cdot (2 \cdot t_{\text{ср. пр}} - 3), \quad (1.33)$$

дзе  $t_{\text{ср. пр}}$  – тэмпература асяроддзя ў камеры пры прагрэве піла-матэрыялу, якая назначаецца рэжымам пачатковай апрацоўкі піла-матэрыялу,  $^{\circ}\text{C}$ . Прыблізна яе значэнні можна прымаць як  $t_{\text{пр}} = t_1 + 5$ ,  $^{\circ}\text{C}$  ( $t_1$  – тэмпература першай ступені рэжыму сушкі,  $^{\circ}\text{C}$ ).



Мал.1.1. Дыяграма шчыльнасці драўніны



Мал.1.2. Дыяграма ўдзельнай цеплаёмістасці драўніны

Расход цеплыні на прагрэў драўніны са станоўчай пачатковай тэмпературай, кДж/м<sup>3</sup>,

$$Q_{\text{пр. л}} = \rho \cdot c_{(+)} \cdot (t_{\text{пр}} - t_{\text{п}}), \quad (1.34)$$

дзе  $c_{(+)}$  – удзельная цеплаёмістасць драўніны, кДж/(кг · К), пры сярэдняй тэмпературы  $0,5 \cdot (t_{\text{пр}} + t_{\text{п}})$ , °С.

Расход цеплыні на прагрэў драўніны для сярэднегадавых умоў, кДж/м<sup>3</sup>, складзе

$$Q_{\text{пр. сяр}} = \rho \cdot c_{(+)} \cdot (t_{\text{пр}} - t_{\text{сяр}}), \quad (1.35)$$

дзе  $t_{\text{сяр}}$  – сярэдняя гадавая тэмпература паветра, °С, прымаецца па даных кліматычных табліц [1].

Велічыню  $Q_{\text{пр. сяр}}$ , кДж/м<sup>3</sup>, можна таксама разлічыць па выразу

$$Q_{\text{пр. сяр}} = \frac{(Q_{\text{пр. з}} \cdot t_{\text{ац}} + Q_{\text{пр. л}} \cdot t_{\text{неац}})}{t}, \quad (1.36)$$

дзе  $t_{\text{ац}}$  – працягласць ацяпляльнага перыяду, сут, вызначаецца па табліцах кліматычных даных [1, 13, 14];  $t_{\text{неац}} = t - t_{\text{ац}}$  – працягласць неацяпляльнага перыяду, сут;  $t$  – каляндарны фонд працы камеры на працягу года, сут.

Удзельны расход цеплыні на прагрэў драўніны, кДж/кг, у разліку на 1 кг выпарваемай вільгаці для любога перыяду года

$$q_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{M_{1\text{м}^3}}. \quad (1.37)$$

Для вызначэння расхода цеплыні на прагрэў драўніны ў кВт разлік вядзецца па формуле

$$Q'_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{пр}} \cdot E_{\text{к}}}{3600 \cdot \tau_{\text{пр}}}, \quad (1.38)$$

дзе  $E_{\text{к}}$  – умяшчальнасць камеры ў разліковым матэрыяле, м<sup>3</sup>;  $\tau_{\text{пр}}$  – працягласць прагрэву піламатэрыялу, гадз [15]. Прымаюць [16] арыентыровачна: для піламатэрыялу хвойных парод – летам 1,0–1,5 гадз; зімой 1,5–2,0 гадз на кожны сантыметр таўшчыні матэрыялу; для мяккіх ліставых парод час  $\tau_{\text{пр}}$  павялічваюць на 25%; для цвёрдых ліставых – на 50%.

**Расход цеплыні на выпарванне вільгаці.** Пры сушцы ў асяроддзі вільготнага паветра (парапаветраныя камеры) удзельны расход цеплыні, кДж/кг, на выпарванне з драўніны 1 кг вільгаці складзе

$$q_{\text{вып}} = 1000 \cdot \frac{H_2 - H_0}{d_2 - d_0} - c_{\text{в}} \cdot t_{\text{см}}, \quad (1.39)$$

дзе  $H_2$ ,  $d_2$  – адпаведна энтальпія, кДж/кг, і вільгацеўтрыманне, г/кг, выдаляемага з камеры адпрацаванага агенту сушкі;  $H_0$ ,  $d_0$  – адпаведна энтальпія, кДж/кг, і вільгацеўтрыманне, г/кг, свежага паветра, што паступае ў камеру;  $c_{\text{в}} \approx 4,19$  кДж/(кг · К) – удзельная цеплаёмістасць вады;  $t_{\text{см}}$  – тэмпература, да якой награвецца драўніна перад сушкай. Мэтазгодна прымаць тэмпературу па змочанаму тэрмометру, якая адпавядае разліковым параметрам рэжыму сушкі, °С.

Пры сушцы ў асяроддзі перагрэтай пары ўдзельны расход цеплыні на выпарванне вільгаці, кДж/кг, разлічваюць так:

$$q_{\text{вып}} = h_{\text{п.п}}^2 - c_{\text{в}} \cdot 100 = r_0 + c_{\text{п}} \cdot (t_{\text{п}} - 100), \quad (1.40)$$

дзе  $h_{\text{п.п}}^2$  – энтальпія перагрэтай пары на выхадзе з высушваемага матэрыялу пры  $t_2$ , кДж/кг;  $r_0$  – цеплыня выпарвання вады пры 100 °С і ціску 0,1 МПа;  $c_{\text{п}}$  – удзельная цеплыня перагрэтай пары, кДж/(кг · К);  $t_{\text{п}}$  – тэмпература перагрэтай пары, °С; 100 °С – тэмпература выпарваемай вільгаці пры 0,1 МПа.

Расход теплоты, кДж/м<sup>3</sup>, на выпаривание влаги на 1 м<sup>3</sup> древесины складывается

$$Q_{\text{вып}} = q_{\text{вып}} \cdot M_{1\text{м}^3}. \quad (1.41)$$

**Расход теплоты на компенсацию тепловых страт при агароджванні камеры.** Разлік страт теплоты при агароджванні камеры (выключаючы падлогу), кВт, разлічваюць па формуле

$$Q_{\text{агар}} = (t_c - t_0) \cdot 10^{-3} \cdot \sum F_i \cdot k_i, \quad (1.42)$$

дзе  $F_i$ ,  $k_i$  – плошча, м<sup>2</sup>, і каэфіцыент цеплаперадачы, Вт/(м<sup>2</sup> · К),  $i$ -га элемента агароджвання;  $t_c$ ,  $t_0$  – тэмпература агенту сушкі ўнутры камеры і навакольнага паветра звонку каля  $i$ -га элемента агароджвання, °С.

У камерах перыядычнага дзеяння значэнне  $t_c$  можна прымаць роўным тэмпературы агенту сушкі  $t_1$ , якое адпавядае разліковай ступені рэжыму.

Каэфіцыент цеплаперадачы  $i$ -га элемента агароджвання, Вт/(м<sup>2</sup>·К), у выглядзе шматслойнай плоскай сценкі

$$k_i = \left[ \frac{1}{\alpha_{\text{ун}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_{\text{вон}}} \right]^{-1}, \quad (1.43)$$

дзе  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ , ...,  $\delta_n$  – таўшчыня слаёў агароджвання, м;  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$ , ...,  $\lambda_n$  – каэфіцыент цеплаправоднасці матэрыялаў адпаведных слаёў агароджвання, Вт/(м · К);  $\alpha_{\text{ун}}$ ,  $\alpha_{\text{вон}}$  – каэфіцыенты цеплааддачы з унутранай і вонкавай паверхняў  $i$ -га элемента агароджвання, Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Значэнні каэфіцыента  $\alpha_{\text{ун}}$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К), пры разліках могуць быць прынятыя роўнымі [13]: 9,3 ад вільготнага паветра да гладкай паверхні пры натуральнай цыркуляцыі; 25–29 пры прымусовай цыркуляцыі вільготнага паветра з хуткасцю 3–5 м/с уздоўж агароджвання; 14 пры прымусовай цыркуляцыі паветра ўздоўж агароджвання.

Для агароджванняў, што ўваходзяць у памяшканні, якія не ацяпляюцца, на паддашак ці якія дакранаюцца да зямлі, прымаюць значэнні  $\alpha_{\text{н}} = 12$  Вт/(м<sup>2</sup> · К), а для агароджванняў, якія мяжуюцца з вонкавым паветрам,  $\alpha_{\text{н}} = 23$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Пры арыенціровачных разліках каэфіцыентаў цеплааддачы, Вт/(м<sup>2</sup>·К), ва ўмовах прымусовай канвекцыі значэнні  $\alpha_{\text{н}}$ ,  $\alpha_{\text{вон}}$  рэкамендуецца [13] разлічваць па формуле

$$\alpha = 11,6 + 7 \cdot \sqrt{\omega}, \quad (1.44)$$

дзе  $\omega$  – хуткасць патоку асяроддзя, м/с.



Цеплафізічныя якасці  $\lambda$ ,  $c$ ,  $\rho$  найбольш распаўсюджаных матэрыялаў, прыгодных да выкарыстання ці выкарыстоўваемых у канструкцыі агароджванняў камер, прыведзены ў [1, 3, 10, 12].

Арыенціровачныя значэнні каэфіцыента цеплаперадачы  $k_i$   $i$ -х элементаў агароджваючых канструкцый камер рознага выканання прыведзены ў [1].

Пры ўзбуйненых разліках страты цеплыні праз падлогу камеры  $Q_{\text{падл}}$ , кВт, можна вызначыць, калі прыняць каэфіцыент цеплаперадачы  $k_{\text{падл}} = 0,5 \cdot k_{\text{сценак}}$  і плошчу  $F_{\text{падл}}$ , м<sup>2</sup>, роўнай плошчы паласы шырынёй 2 м, адступаючы ад кожнага тарца камеры па ўсім перыметры камеры [17].

Цеплавая ізаляцыя камеры павінна задавальняць умову: на ўнутранай паверхні агароджванняў не павінна быць кандэнсацыі вадзяной пары.

Разлік плошчы паверхні агароджванняў камеры і страт цеплыні праз іх праводзяць у таблічнай форме (табл. 1.1 і 1.2). Унутраныя сценкі паміж камерамі ў разлік не прымаюцца, таму што тэмпературны перапад у іх практычна адсутнічае. Страты па асобных агароджваннях ігнаруюць.

Табліца 1.1

**Разлік плошчы агароджванняў камеры**

Від агароджвання	Формула*	Плошча агароджвання $F_i$ , м <sup>2</sup>
Вонкавая бакавая сценка	$F_{\text{бак}} = L \cdot H$	
Тарцовая сценка № 1	$F_{\text{тар}} = B \cdot H$	
Тарцовая сценка № 2 за вылікам плошчы дзвярнага палатна	$F_{2\text{тар}} = F_{\text{тар}} - F_{\text{дзв}}$	
Перакрыцці	$F_{\text{столь}} = B \cdot L$	
Падлога	$F_{\text{падл}} = B \cdot L$	
Дзверы	$F_{\text{дзв}} = b \cdot h$	

\*  $L$ ,  $B$ ,  $H$  – даўжыня, шырыня і вышыня агароджвання, м;  $b$ ,  $h$  – шырыня і вышыня дзвярэй.

Табліца 1.2

**Разлік цеплавых страт праз агароджванні**

№ п/п	Агародж-ванне	$F_i$ , м <sup>2</sup>	$k_i$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$t_c$ , °С	$t_0$ , °С		$(t_c - t_0)$ , °С		$Q_{\text{агар}}$ , кВт	
					Зімо-вая	Сярэдне-гадавая	Зімо-вая	Сярэдне-гадавая	Зімо-вая	Сярэдне-гадавая
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2										

...										
-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

*Заўвага.* Графы 6–7, 8–9, 10–11 у табл. 1.2 не раздзяляюцца, калі камера знаходзіцца ў ацяпляемым памяшканні.

Агульны расход цеплыні, кВт, на кампенсацыю цеплавых страт праз агароджванні і падлогу камеры

$$Q_{\text{страт}} = Q_{\text{агар}} + Q_{\text{падл}} \cdot \quad (1.45)$$

Удзельны расход цеплыні, Дж/кг, аднесены да 1 кг выпарваемай вільгаці, на кампенсацыю цеплавых страт камеры для зімовых і сярэднегадавых умоў складзе

$$q_{\text{страт}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{страт}}}{M_p} \cdot \quad (1.46)$$

**Агульны расход цеплыні на сушку піламатэрыялу.** Удзельны поўны расход цеплыні на сушку піламатэрыялу, Дж/кг, падлічваюць для зімовых і сярэднегадавых умоў:

$$q_{\text{суш}} = q_{\text{пр}} + (q_{\text{вып}} + q_{\text{страт}}) \cdot c_1, \quad (1.47)$$

дзе  $c_1$  – каэфіцыент няўлічаных расходаў цеплыні на падагрэў камеры, транспартных сродкаў, абсталявання і інш. Для камер у закрытых памяшканнях можна прымаць  $c_1 \approx 1,10 - 1,15$ .

Расход цеплыні на  $1 \text{ м}^3$  разліковага высушваемага матэрыялу, кДж/м<sup>3</sup>,

$$Q_{\text{суш.1м}^3} = q_{\text{суш}} \cdot M_{1\text{м}^3} \cdot \quad (1.48)$$

### 1.7. Разлік цеплавой нагрузкі каларыфераў і расхода пары на сушку

Цеплавую магутнасць (нагрузку) каларыфераў, кВт, разлічваюць па найбольшаму расходу цеплыні, г. зн. для зімовых умоў і толькі на перыяд сушкі:

$$Q = \left( \frac{q_{\text{вып.з}} \cdot M_p}{3600} + Q_{\text{страт.з}} \right) \cdot c_2, \quad (1.49)$$

дзе  $c_2 \approx 1,15$  – каэфіцыент няўлічаных затрат цеплыні, якія пакрывае каларыфер.

Расход пары на сушку  $1 \text{ м}^3$  разліковага піламатэрыялу, кг/м<sup>3</sup>,

$$D_{\text{суш.1м}^3} = \frac{Q_{\text{суш.1м}^3}}{h_{\text{п}} - h_{\text{к}}} = \frac{Q_{\text{суш.1м}^3}}{r}, \quad (1.50)$$

дзе  $h_{\text{п}}$ ,  $h_{\text{к}}$  – энтальпія сухой пары і яе кандэнсату пры ціску пары на ўваходзе ў каларыфер, кДж/кг;  $r$  – цеплыня параўтварэння пры ціску газу, кДж/кг.

Масавы расход пары на камеру, кг/гадз, вызначаюць для зімовых і сярэднегадавых умоў:

у перыяд прагрэву

$$D_{\text{пр}} = \frac{(Q'_{\text{пр}} + Q_{\text{п}}) \cdot 3600}{h_{\text{п}} - h_{\text{к}}}, \quad (1.51)$$

у перыяд сушкі

$$D_{\text{суш}} = \frac{(Q'_{\text{вып}} + Q_{\text{п}}) \cdot 3600}{h_{\text{п}} - h_{\text{к}}}. \quad (1.52)$$

Максімальны расход пары на сушыльны цэх, кг/гадз, у зімовых умовах

$$D = D_{\text{пр}} \cdot n_{\text{пр}} + D_{\text{суш}} \cdot n_{\text{суш}}, \quad (1.53)$$

дзе  $n_{\text{пр}}$  і  $n_{\text{суш}}$  – суадносна колькасць камер, у якіх адначасова праводзяць прагрэў матэрыялу, і камер з працэсам сушкі. Пры малой колькасці камер у цэху пад прагрэвам знаходзіцца не менш за адну камеру [3].

Сярэднегадавы расход пары на сушку ўсяго зададзенага аб'ёму вылічваюць згодна з рэкамендацыямі [3].

## 1.8. Узбуйненыя цеплавыя разлікі камеры

Выбар разліковага матэрыялу, рэжыму і працягласці сушкі, а таксама тэхналагічны разлік застаюцца без змяненняў і пры ўзбуйненым разліку.

Цеплавыя разлікі камеры для прыняцця папярэдніх рашэнняў і параўнальнага тэхніка-эканамічнага аналізу можна значна скараціць. Для ўзбуйненага разліку цеплавой магутнасці каларыфераў (камеры) можна выкарыстаць даныя доследаў [18] у табл. 1.3 і 1.4, якія атрыманы для камеры перыядычнай дзейнасці прахаднога тыпу павялічанай ёмістасці.

Табліца 1.3

Уплыў рэжыму сушкі і таўшчыні пілаватэрыялаў на ўдзельны расход цеплыні

Рэжым сушкі	Таўшчыня пілаватэрыялаў, мм	Удзельны расход цеплыні на выпарэнне вільгаці $q_{\text{вып}}$ , кДж/кг		
		зімой	летам	сярэднегадавы
Мяккі	25	5540	4155	4509

	50	6371	4493	5011
Нармальны	25	4824	3885	4108
	50	5391	4177	4494
Фарсіраваны	25	4607	3803	3979
	50	5109	4106	4361

Значэнні расходу цеплыні ў табл. 1.3, 1.4 адпавядаюць сасновым піламатырыялам, якія высушваюць стандартнымі рэжымамі па II катэгорыі якасці. Канчатковая вільготнасць піламатырыялаў – 8%, пачатковая для дошак таўшчынёй 25 мм і 50 мм адпаведна 90% і 60%. Удзельны расход цеплыні на выпарванне вільгаці ўключае і затраты цеплыні на падагрэў свежага паветра.

Табліца 1.4

**Складальнікі цеплавога балансу сушкі піламатырыялаў**

Складальнікі ўдзельнага расходу цеплавой энергіі, %	Рэжым сушкі					
	мяккі		нармальны		фарсіраваны	
	Таўшчыня піламатырыялаў, мм					
	25	50	25	50	25	50
Прагрэў, $q_{пр}$	$\frac{18}{9}$	$\frac{16}{9}$	$\frac{24}{13}$	$\frac{23}{13}$	$\frac{28}{17}$	$\frac{27}{17}$
Выпарванне, $q_{вып}$	$\frac{75}{87}$	$\frac{69}{82}$	$\frac{71}{83}$	$\frac{66}{79}$	$\frac{68}{80}$	$\frac{63}{76}$
Страты праз абмежаванні, $q_{абм}$	$\frac{7}{4}$	$\frac{15}{9}$	$\frac{5}{4}$	$\frac{11}{8}$	$\frac{4}{3}$	$\frac{10}{7}$

Заўвага. У лічніку прыведзены даныя для летняга часу, у назоўніку – для зімовага.

Цеплавая магутнасць каларыфераў камеры, кВт, будзе

$$Q = \frac{1}{3600} \cdot q_{вып} \cdot \left(1 + \frac{q_{абм}}{100}\right) \cdot M_p, \quad (1.54)$$

дзе трэба падстаўляць  $q_{вып}$  у кДж/кг па табл. 1.3, а  $q_{абм}$  – у % па табл. 1.4.

Для камер малой ёмістасці расход цеплавой энергіі павялічваецца на 14%.

Удзельны расход электрычнай энергіі ў разліку на 1 кг выпарваемай вільгаці ў парапаветраных камерах складае 0,2–0,25 кВт · гадз/кг.

Сярэдняй нормай расходу пары на ўмоўны матэрыял лічыцца 2,5 кг 1 кг выпарваемай вільгаці. Для высокатэмпературных камер гэты расход памяншаецца на 10% [12] як вынік памяншэння цепластрат пры паскарэнні сушкі.

$$D_{\text{суш } 1\text{м}^3} \approx (2,5 - 2,3) \cdot M_{1\text{м}^3}. \quad (1.55)$$

Па вядомаму расходу пары і яго тэрмадынамічных параметрах не складана вылічыць іншыя вытворныя даныя.

Плошчу паверхні нагрэву пласціністых каларыфераў прымаюць роўнай 12–14 м<sup>2</sup> на кожны кубаметр ёмістасці камеры [12], а біметалічных каларыфераў – 10–12 м<sup>2</sup> на кожны кубаметр ёмістасці камеры.

Каэфіцыент цеплаперадачы біметалічных каларыфераў са стальнымі трубамі вонкавага дыяметра 25 мм, якія нясуць алюмініевае арабрэнне, арыенціровачна прымаюць роўным  $K \approx 24\text{--}29 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [2, 3, 17], а са стальнымі трубамі вонкавага дыяметра 16–20 мм з алюмініевымі рэбрамі  $K \approx 35\text{--}44 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Для біметалічных каларыфераў плошчу паверхні нагрэву можна прыкладна вызначаць [16], м<sup>2</sup>,

$$F \approx (6 - 12) \cdot E, \quad (1.56)$$

дзе  $E$  – умяшчальнасць камеры, м<sup>3</sup>.

## **2. ВЫБАР ТЫПУ І ПАДБОР СТАНДАРТЫЗАВАННЫХ КАЛАРЫФЕРАЎ ДЛЯ СУШЫЛЬНАЙ КАМЕРЫ**

### **2.1. Выбар тыпу каларыфера**

Увод у сушыльную камеру цеплыні, неабходнай для нагрэву матэрыялу, выпарвання вільгаці і пакрыцця страт праз абмежаванні, здзяйсняецца з дапамогай каларыфераў, у якіх награвецца агент сушкі. Каларыферы з'яўляюцца паверхневымі рэкурператыўнымі паветранагравальнікамі трубчастага тыпу. Унутры трубак рухаецца награвальны цепланасіцель – кандэнсуючая пара ці гарачая вада. Для інтэнсіфікацыі цеплаперадачы з вонкавага боку трубка арабраюць, такім чынам іх абцякае прымуковы паток паветра.

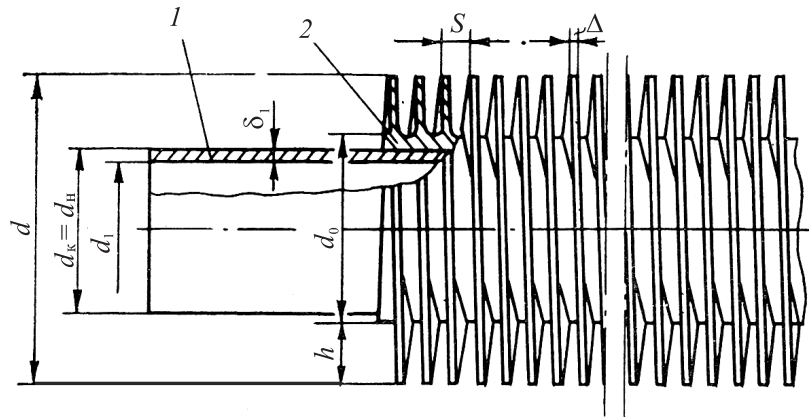
У эксплуатаемых лесасушыльных камерах выкарыстоўваліся пераважна пласціністыя сталыя сантэхнічныя каларыферы агульнага прызначэння, а ў камерах з будаўнічымі абмежаваннямі – зборныя каларыферы з чыгунных рабрыстых труб [3]. У цяперашні час найбольшае выкарыстанне атрымалі каларыферы з біметалічных рабрыстых труб (БРТ) разнастайнага канструктыўнага выканання, якія серыйна выпускае Кастрамскі каларыферны завод. Каразійная стойкасць паверхні нагрэву гэтых каларыфераў парапаветраным асяроддзем лесасушыльных камер у 2–4 разы перавышае стойкасць сантэхнічных каларыфераў. Энергетычная эфектыўнасць і габарытна-масавыя паказчыкі таксама значна перавышаюць аналагічныя паказчыкі сталыя сантэхнічныя і чыгунныя рабрыстыя каларыфераў. Аднак кошт іх большы за кошт пласціністых каларыфераў, і гэты фактар у радзе выпадкаў з'яўляецца вызначальным.

Біметалічныя каларыферы з'яўляюцца эфектыўным цеплавым абсталяваннем і іх мэтазгодна прымяняць у сушыльных камерах, якія зноў праектуюцца і рэканструююцца.

Кастрамскі каларыферны завод (ККЗ) выпускае вадзяныя біметалічныя каларыферы тыпаў КСк3 – 6...12 – 02ХЛЗ і КСк4 – 6...12 – 02ХЛЗ, паверхня нагрэву якіх складаецца з БРТ (мал. 2.1), размешчаных па вяршынях раўнабокага трохвугольніка ў трубных рашотках з папярочным крокам па фронце каларыфера  $S_1 = 41,5$  мм і ўздоўжным па напрамку руху паветра  $S_2 = 36$  мм.

Рабочы ціск гарачай вады 1,2 МПа, тэмпература вады не больш за 180°C.

Каларыферы складаюцца з сямі тыпапамераў, якія абазначаюцца парадкавымі нумарамі 6–12, далучальныя памеры якіх адпавядаюць ДАСТ 7201–80.



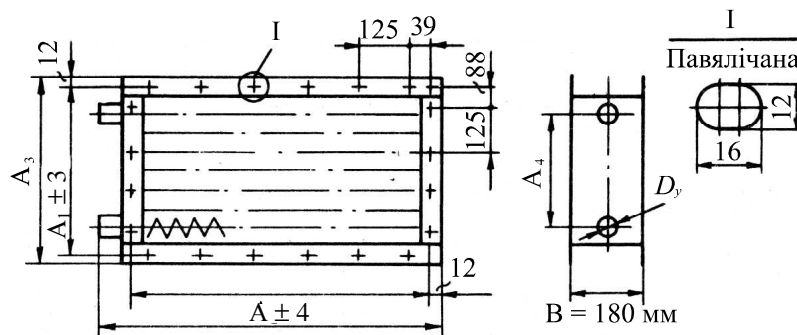
Мал. 2.1. Біметалічная рабрыстая труба:  
1 – нясучая труба; 2 – рабрыстая алюмініевая абалонка

БРТ складаецца з гладкай стальной трубы вонкавага дыяметра  $d_{\text{в}} = 16$  мм, з унутраным дыяметрам  $d_{\text{ун}} = 13,6$  мм пры таўшчыні сценкі  $\delta_1 = 1,2$  мм, на якой накатана алюмініевая рабрыстая абалонка наступных геаметрычных памераў (у мм):  $d \cdot h \cdot s \cdot \Delta = 39,0 \cdot 9,5 \cdot 3,4 \cdot 0,825$ , дзе  $d, h, s, \Delta$  – адпаведна вонкавы дыяметр, вышыня і сярэдняя таўшчыня рабра. Каэфіцыент арабрэння трубы  $\phi = 9,5$ . Канцы труб прывараныя да трубных рашотак.

Колькасць папярочных радоў трубак па напрамку руху паветра  $z = 3$  у каларыфераў КСк3 і  $z = 4$  у каларыфераў КСк4.

Колькасць хадоў цепланасіцеля для ўсіх выпадкаў роўная 6, выключэннем з'яўляюцца каларыферы КСк3-11, 12, а таксама КСк4-11, 12, у якіх колькасць хадоў цепланасіцеля роўная 4. Каларыферы ўстанаўліваюцца такім чынам, каб размяшчэнне трубак было гарызантальным. Падвод гарачай вады ажыццяўляецца да верхняга патрубкі каларыфера, а адводны трубаправод далучаюць да ніжняга патрубкі.

Канструкцыя біметалічных вадзяных каларыфераў КСк3 і КСк4 дадзена на мал. 2.2, а іх памеры прыведзены у табл. 2.1, каларыферы аднаго і таго ж нумара незалежна ад раднасці пучка маюць адны і тыя ж канструкцыйныя памеры. Згодна з гэтым пасля літары «К» індэксы 3 і 4 апушчаны.



Мал. 2.2. Канструкцыі біметалічных вадзяных каларыфераў тыпу КСк

Табліца 2.1

**Канструкцыйныя памеры каларыфераў КСк3 і КСк4**

Мадэль і нумар каларыфера	Памеры, мм, па мал. 2.2					Умоўны праход $D_y$ , мм
	$A_2$	$A_3$	$A$	$A_1$	$A_4$	
КСк-6	650	575	578	551	436	25
КСк-7	775	575	703	551	436	25
КСк-8	900	575	828	551	436	25
КСк-9	1025	575	953	551	436	25
КСк-10	1275	575	1203	551	436	25
КСк-11	1774	1075	1703	1051	924	40
КСк-12	1774	1075	1703	1551	1100	50

Тэхнічныя характарыстыкі біметалічных вадзяных каларыфераў дадзены ў табл. 2.2.

Адначасова з біметалічнымі вадзянымі каларыферамі КСк3 серыйна выпускае біметалічныя паравыя паветранагравальнікі (каларыферы) КПЗ-6...12 – СК-ОІУЗ і КП4-6...12 – СК-ОІУЗ. Паветранагравальнікі разлічаны на рабочы ціск пары не вышэй за 1,2 МПа пры тэмпературы яго не больш як 180°C.

Табліца 2.2

**Характарыстыкі каларыфераў КСк3 і КСк4**

Мадэль і нумар каларыфера	Плошча паверхні нагрэву з паветранага боку, $m^2$	Плошча франтальнага сячэння, $m^2$	Плошча жывога сячэння па цепланасіцелю, $m^2 \cdot 10^{-6}$	Плошча сячэння патрубкі, $m^2 \cdot 10^{-6}$
КСк-6	10,85/14,26	0,270	847/1113	572
КСк-7	13,37/17,57	0,333	847/1113	572
КСк-8	15,89/20,88	0,396	847/1113	572
КСк-9	18,41/24,19	0,458	847/1113	572
КСк-10	23,45/30,82	0,585	847/1113	572
КСк-11	68,01/90,04	1,660	2577/3412	1320



КСк-12	102,50/136,02	2,500	3884/5174	2205
--------	---------------	-------	-----------	------

Заўвагі: 1. Лічнік –  $z = 3$ , назоўнік –  $z = 4$ .

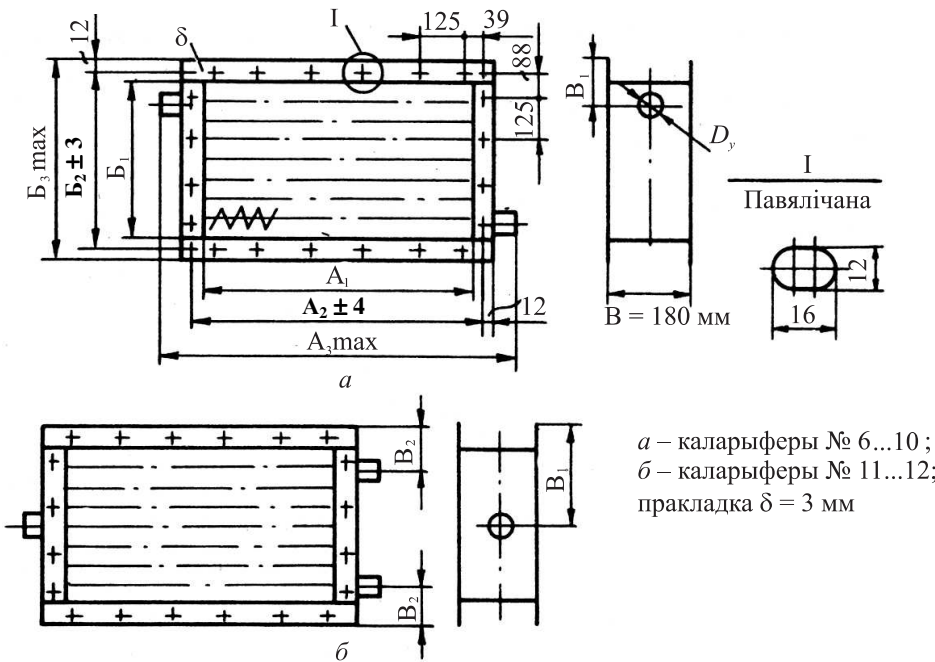
2. Плошча сячэння калектара каларыфера роўная пры  $z = 3$ – $1700 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ; пры  $z = 4$ – $1956 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ .

Па накірунку руху паветра каларыферы маюць  $z = 3$  рады трубак (КП3) і  $z = 4$  рады трубак (КП4). Каларыферы кожнай раднасці па далучальных памерах маюць сем тыпапамераў, якія абазначаны парадкавымі нумарамі 6–12.

Геаметрычныя памеры БРТ паравых каларыфераў, іх кампаноўка ў трубных рашотках аналагічныя БРТ вадзяных каларыфераў КСк. Таму паравыя каларыферы КП, якія маюць аднолькавыя раднасць і нумар з вадзянымі каларыферамі КСк, характарызуюцца аднолькавымі значэннямі плошчы паверхні нагрэву з паветранага боку, франтальнага сячэння, масы і агульнай колькасці БРТ. Папярочнае сячэнне трубак для праходу пары ў КП3 і КП4 роўнае шасцікратнаму значэнню гэтай характарыстыкі адпаведна для каларыфераў КСк3 і КСк4. Выключэнне складаюць каларыферы КП3-11, КП3-12, а таксама КП4-11, КП4-12, для якіх плошча папярочнага сячэння трубак для праходу пары роўная чатырохкратнаму значэнню гэтай характарыстыкі адпаведна каларыфераў КСк3-11, КСк3-12 і КСк4-11, КСк4-12.

Па пары каларыферы выкананы аднаходавымі, кампаноўка іх у рабочым стане павінна забяспечваць вертыкальнае размяшчэнне трубак. Накірунак руху пары – зверху ўніз. Злучаюць каларыферы паміж сабой паралельна. У выпадку выключэння паравыя каларыферы могуць быць устаноўлены гарызантальна, але з ухілам у накірунку руху пары. У гэтых каларыферах дапускаецца выкарыстоўваць у якасці награвальнага цепланасіцеля і вадзі пры яе хуткасці ў трубках не менш як 0,25 м/с.

Канструкцыйныя характарыстыкі каларыфераў КП3 і КП4 (мал. 2.3) прыведзены ў табл. 2.3.



Мал. 2.3. Канструкцыя біметалічных паравых каларыфераў КПЗ і КП4

Табліца 2.3

**Памеры паравых трубчастых біметалічных каларыфераў КПЗ-СК і КП4-СК**

Памеры, мм, па мал. 2.2	Мадэль і нумар каларыфера						
	КП-6	КП-7	КП-8	КП-9	КП-10	КП-11	КП-12
$A_1$	530	655	780	905	1155	1655	1655
$A_2$	578	703	828	953	1203	1703	1703
$A_3$	678	803	928	1053	1303	1793	1793
$B_1$	503	503	503	503	503	1003	1503
$B_2$	551	551	551	551	551	1051	1551
$B_3$	575	575	575	575	575	1075	1575
$B_1$	87,5/105,5	87,5/105,5	87,5/105,5	87,5/105,5	87,5/105,5	538/538	738/738
$B_2$	–	–	–	–	–	291/291	416/416
$D_y$	50/50	50/50	50/50	50/50	50/50	65/65	65/80

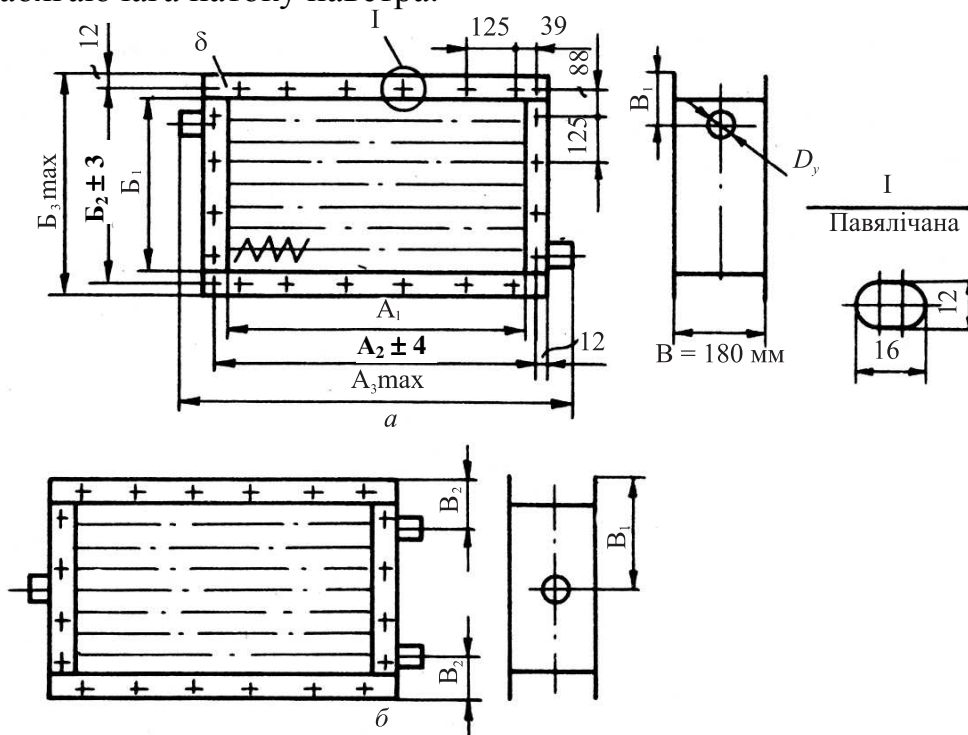
Заўвагі: 1. Лічнік –  $z = 3$ , назоўнік –  $z = 4$ .

2. Вышыня арэбраных трубак  $l_0$ , роўная адлегласці  $A_1$  паміж трубнымі рашоткамі, вымяраецца ў дыяпазоне  $l_0 = 0,530\text{--}1,655$  м.

Для нагрэву агенту сушкі таксама могуць быць выкарыстаны паравыя пласціністыя каларыферы тыпаў КПС6...12-П-ОІУЗ (сярэдня мадэль) і КПБ...12-П-ОІУЗ (вялікая мадэль). Рабочы ціск

пары не больш за 1,2 МПа, тэмпература не больш за 180°C. Каларыферы па пары выкананы аднаадовымі.

Каларыферы КПС маюць па накірунку руху паветра  $z = 3$  рады трубак, а ў КПБ –  $z = 4$  рады трубак. Паверхня нагрэву каларыфераў выканана са стальных трубак вонкавага дыяметра  $d_b = 16$  мм пры таўшчыні сценкі  $\delta_1 = 1,2$  мм і стальных гафрыраваных пласцін, насаджаных на трубкі. Папярочны крок паміж трубкамі роўны  $S_1 = 41,5$  мм, падоўжны  $S_2 = 40$  мм. Велічыня зрушэння трубак у чатырох радах – 8 мм. Таўшчыня пласцін з улікам цынкавага пакрыцця  $\Delta = 0,65$  мм, крок паміж пласцінамі складае 5,5 мм. Кантакт паміж трубамі і пласцінамі ажыццяўляецца ацынкоўкай. Інтэнсіфікацыя цеплаадачы на паветраным баку дасягаецца за кошт выкарыстання зрушанага размяшчэння трубак у трубным пучку і нанясення на пласцінах сістэмы гофр (амплітуда гафрыроўкі – 3 мм, крок гафрыроўкі – 15 мм), размешчаных пад вуглом 45° у адносінах да набягаючага патоку паветра.



Мал. 2.4. Канструкцыя паравых пласціністых каларыфераў КПС і КПБ

Канструкцыйныя характарыстыкі паравых пласціністых каларыфераў КПС і КПБ (мал. 2.4) прыведзены у табл. 2.4, а іх тэхнічныя характарыстыкі ў табл. 2.5.

Табліца 2.4

**Памеры паравых пласцістых каларыфераў КПС і КПБ вытворчасці ККЗ**

Памеры, мм, па мал. 2.2	Мадэль і нумар каларыфера						
	КП-6	КП-7	КП-8	КП-9	КП-10	КП-11	КП-12
A <sub>1</sub>	530	655	780	905	1155	1655	1655
A <sub>2</sub>	578	703	828	953	1203	1703	1703
A <sub>3</sub>	678	803	928	1053	1303	1793	1793
B <sub>1</sub>	503	503	503	503	503	1003	1503
B <sub>2</sub>	551	551	551	551	551	1051	1551
B <sub>3</sub>	575	575	575	575	575	1075	1575
B	180/220	180/220	180/220	180/220	180/220	180/220	180/220
B <sub>1</sub>	87,5/97,5	87,5/97,5	87,5/97,5	87,5/97,5	87,5/97,5	538/538	738/738
B <sub>2</sub>	–	–	–	–	–	291/291	416/416
D <sub>y</sub>	50/50	50/50	50/50	50/50	50/50	65/65	65/80

Заўвага. Лічнік – z = 3, назоўнік – z = 4.

Табліца 2.5

**Характарыстыкі паравых пласцістых каларыфераў КПС і КПБ  
вытворчасці ККЗ**

Мадэль і нумар каларыфера	Плошча паверхні нагрэву з паветранага боку, м <sup>2</sup>	Плошча франтальнага сячэння, м <sup>2</sup>	Плошча сячэння для праходу цепланасіцеля, м <sup>2</sup> · 10 <sup>-6</sup>
КП - 6	11,40/15,14	0,267	5227/6970
КП - 7	14,16/18,81	0,329	5227/6970
КП - 8	16,92/22,44	0,392	5227/6970
КП - 9	19,56/25,00	0,455	5227/6970
КП - 10	25,08/33,34	0,581	5227/6970
КП - 11	72,00/95,63	1,660	10455/15740
КП - 12	108,00/143,50	2,487	15635/20910

Заўвага. Лічнік – z = 3 (мадэль С), назоўнік – z = 4 (мадэль Б).

Адпаведнае прымяненне ў лесасушыльных камерах атрымалі стальныя вадзяныя шматхадавыя каларыферы КВС-П (сярэдня мадэль) і КВБ-П (вялікая мадэль) з гарызантальным размяшчэннем трубак. Паверхня нагрэву гэтых каларыфераў уяўляе сабой стальныя круглыя трубы вонкавага дыяметра  $d_{в} = 16$  мм з таўшчынёй сценкі  $\delta_1 = 1,6$  мм з насаджанымі на іх стальнымі гафрыраванымі пласцінамі таўшчынёй 0,4 мм з крокам 5,5 мм. Каларыферы КВС-П і КВБ-П маюць адпаведна z = 3 і 4 рады трубак па накірунку руху паветра, размешчаных са змяшчэннем 0,5 дыяметра. Канструкцыйныя памеры

каларыфераў можна знайсці ў [1, 3], а тэхнічныя характарыстыкі, неабходныя для падбору каларыфера, дадзены у табл. 2.6. Каларыферы чатыроххадавыя – па награвальнаму цепланасіцелю, у якасці якога выка-рыстоўваюць вадку з тэмпературай да 150°C і рабочым ціскам 1,2 МПа.

У табл. 2.6 пад плошчай жывога сячэння каларыфера па паветры трэба разумець сціснутае (загрувашчанае) папярочнае сячэнне трубнага пучка, сувязь якога з фронтальным сячэннем  $f_{\text{фр}}$  устанаўліваецца суадносінамі,  $\text{м}^2$ ,

$$f_{\text{фр}} = \frac{f}{\chi}, \quad (2.1)$$

дзе  $f$  – плошча жывога сячэння па паветры,  $\text{м}^2$ ;  $\chi$  – каэфіцыент загрузшчвання папярочнага фронтальнага сячэння каларыфера трубамі і рэбрамі.

У выпадку, які мы разглядаем,  $f_{\text{фр}} = b \cdot h$ , дзе  $b$ ,  $h$  – адпаведна шырыня і вышыня пучка па фронце. Для мадэляў КВС і КВБ велічыня

$$\chi = \text{const і роўная } \chi = \frac{0,238}{0,905 \cdot 0,503} = 0,522 \text{ (разлік для КВС9-П).}$$

Табліца 2.6

**Характарыстыкі шматхадавых пласціністых вадзяных каларыфераў**

Мадэль і нумар каларыфера	Плошча паверхні нагрэву з паветранага боку, $\text{м}^2$	Плошча жывога сячэння, $\text{м}^2$		Памеры пучка па фронце, мм	
		па паветры	па цепланасіцелі	Шырыня	Вышыня
КВС6-П	11,4	0,139	0,00116	530	503
КВС7-П	14,16	0,172	0,00116	665	503
КВС8-П	16,92	0,205	0,00116	780	503
КВС9-П	19,56	0,238	0,00116	905	503
КВС10-П	25,08	0,303	0,00116	1155	503
КВС11-П	72,00	0,8663	0,002316	1655	1003
КВС12-П	108,00	1,298	0,003474	1655	1503
КВБ6-П	15,14	0,139	0,001544	530	503
КВБ7-П	18,81	0,172	0,001544	665	503
КВБ8-П	22,44	0,205	0,001544	780	503
КВБ9-П	26,00	0,238	0,001544	905	503
КВБ10-П	33,34	0,303	0,001544	1155	503
КВБ11-П	95,63	0,866	0,003089	1655	1003
КВБ12-П	143,50	1,298	0,004632	1655	1503

Найлепш прымяняць у якасці цепланасіцеля гарачую вадку, што дазваляе больш дакладна рэгуляваць тэмпературу падагрэву сушкі,

не патрабуецца ўсталявання кандэнсатадводчыкаў і, як вынік, павышэння эксплуатацыйнай надзейнасці і цеплавой эфектыўнасці.

Каэфіцыент цеплаперадачы  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К), аднесены да ўсёй вонкавай паверхні нагрэву, для каларыфераў КСк3, КСк4 вызначаюць па формуле [1, 2, 3]

$$K = A \cdot (\rho \cdot v)_n^n \cdot \omega^m, \quad (2.2)$$

а каларыфераў КП3, КП4, КПС, КПБ па формуле

$$K = A \cdot (\rho \cdot v)_n^n \cdot l_0^p. \quad (2.3)$$

Аэрадынамічнае супраціўленне  $\Delta P$ , Па, каларыфераў КСк3, КСк4, КП3, КП4, КПС, КПБ падлічваецца па формуле

$$\Delta P = B \cdot (\rho \cdot v)_n^r, \quad (2.4)$$

дзе  $(\rho \cdot v)_n$  – масавая хуткасць паветра у франтальным сячэнні каларыфера, г. зн. у сячэнні набягаючага патоку на трубны пучок, кг/(м<sup>2</sup> · с);  $l_0$  – вышыня арэбранай трубкі ў каларыферы, м;  $\omega$  – хуткасць вады ў трубках, м/с.

Значэнні каэфіцыентаў  $A$ ,  $B$  і паказчыкаў ступені  $n$ ,  $m$ ,  $p$  і  $r$  у формулах (2.2)–(2.4) прыведзены ў табл. 2.7.

Табліца 2.7

Каэфіцыенты ў формулах (2.2), (2.3), (2.4)

Мадэль каларыфера	$A$	$n$	$m$	$p$	$B$	$r$
КСк3	28,94	0,455	0,14	–	7,22	1,71
КСк4	25,22	0,515	0,17	–	8,77	1,73
КП3-СК	29,84	0,422	–	–0,55	7,22	1,71
КП4-СК	26,49	0,472	–	–0,66	8,77	1,73
КПС-П	24,89	0,296	–	–0,052	6,28	1,62
КПБ-П	23,73	0,296	–	–0,052	8,14	1,63

Па даных [19] каэфіцыент цеплаперадачы  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К) паравых каларыфераў КП можа быць разлічаны па выразу

$$K = A \cdot (\rho \cdot v)_k^n, \quad (2.5)$$

дзе значэнні каэфіцыентаў  $A$  і  $n$  прыведзены ніжэй.

Мадэль каларыфера	$A$	$n$
КП3-СК	19,3	0,455

КП4-СК	15,9	0,51
КПС-П	17,56	0,405
КПБ-П	16,5	0,51

Прыведзеныя разліковыя формулы сапраўдныя ў дыяпазоне  $(\rho \cdot v)_H = 2 - 7 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ,  $\omega = 0,25 - 1,35 \text{ м}/\text{с}$ ,  $l_0 = 0,53 - 1,655 \text{ м}$ .

У некаторых выпадках зручней карыстацца ўраўненнямі [20], прадстаўленымі ў табл. 2.8.

Табліца 2.8

**Формулы для вызначэння каэфіцыентаў цеплаперадачы  $K$  і аэрадынамічнага супраціўлення  $\Delta P$  каларыфераў вытворчасці ККЗ**

Мадэль каларыфера	$K$ , Вт/ $(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\Delta P$ , Па
КСк3	$29,295 \cdot (\rho \cdot v)_H^{0,437} \cdot \omega^{0,168}$	$6,054 \cdot (\rho \cdot v)_H^{1,832}$
КСк4	$25,505 \cdot (\rho \cdot v)_H^{0,496} \cdot \omega^{0,16}$	$8,857 \cdot (\rho \cdot v)_H^{1,705}$
КПЗ-СК	$28,972 \cdot (\rho \cdot v)_H^{0,405} \cdot f_{\text{фр}}^{-0,066}$	$6,054 \cdot (\rho \cdot v)_H^{1,832}$
КП4СК	$25,462 \cdot (\rho \cdot v)_H^{0,476} \cdot f_{\text{фр}}^{-0,036}$	$8,857 \cdot (\rho \cdot v)_H^{1,705}$

Заўвага: формулы табл. 2.8 сапраўдныя ў інтэрвале  $(\rho \cdot v)_H = 1,5 - 7 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ,  $\omega = 0,2 - 1,2 \text{ м}/\text{с}$ ,  $f_{\text{фр}} = 0,267 - 0,581 \text{ м}^2$ ; яны не распаўсюджваюцца на № 11, 12 каларыфера. Разліковае ўраўненне для вызначэння каэфіцыента цеплаперадачы  $K$ , Вт/ $(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , каларыфераў КВС-П мае выгляд [1]

$$K = 20,86 \cdot (\rho \cdot v)^{0,32} \cdot \omega^{0,132}, \quad (2.6)$$

а для каларыфераў КВБ-П

$$K = 19,77 \cdot (\rho \cdot v)^{0,32} \cdot \omega^{0,13}. \quad (2.7)$$

Аэрадынамічнае супраціўленне  $\Delta P$ , Па, каларыфераў КВС-П і КВБ-П разлічваецца па ўраўненні [21]

$$\Delta P = 0,71 \cdot z \cdot (\rho \cdot v)^{1,62}, \quad (2.8)$$

дзе  $\rho \cdot v$  – масавая хуткасць паветра ў жывым (сціснутым) сячэнні каларыфера,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ .

Ураўненні (2.6), (2.7) сапраўдныя ў інтэрвале змянення хуткасці вады ў трубках  $\omega = 0,02 - 1 \text{ м}/\text{с}$ .

Гідраўлічнае супраціўленне  $\Delta P$ , Па, вадзяных каларыфераў паводле [20]

$$\Delta P = 485 \cdot \omega^2 \cdot \left[ \begin{array}{l} 2,7 \cdot \left( \frac{f_1}{f_{\text{п}}} \right)^2 + 6,7 \cdot (z_x - 1) \cdot \left( \frac{f_1}{f_{\text{к}}} \right) + \\ + 0,6 \cdot z_x + \frac{0,0121 \cdot z_x \cdot l_0}{d_1^{1,226}} + 3,9 \end{array} \right], \quad (2.9)$$

дзе  $f_1$ ,  $f_{\text{п}}$ ,  $f_{\text{к}}$  – плошчы сярэдняга сячэння праходу вады, патрубкі і калектара,  $\text{м}^2$ ;  $z_x$  – колькасць хадоў вады;  $d_1$  – унутраны дыяметр трубки, м;  $l_0$  – даўжыня трубки ў адным ходзе, м.

У якасці паверхні нагрэву для працежжавых каларыфераў леса-сушыльных камер мэтазгодна ўжываць біметалічныя трубы са спіральнымі накатнымі алюмініевымі рэбрамі (мал. 2.1) наступных геаметрычных параметраў, мм:  $d \cdot h \cdot s \cdot \Delta = 69,5 \cdot 14,8 \cdot 3,0 \cdot 0,6$ ;  $d_1 = 33,0$ ;  $d_0 = d - 2 \cdot h = 39,9$ ;  $\delta_1 = 2,5$ ;  $d_{\text{н}} = 38,0$ . Каэфіцыент арабрэння трубы  $\phi = 14,7$ . Удзельная металаёмкасць гэтых труб у 3–4 разы меншая за металаёмкасць зборных каларыфераў са стандартных чыгунных рабрыстых труб [3], якія ўжываюцца ў цяперашні час як працежжавыя каларыферы.

Каэфіцыент цеплааддачы  $\alpha$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , аднарадных каларыфераў з гэтых труб ад арабрэння да паветра разлічваецца па ўраўненні [22]

$$\alpha = C \cdot C_{\text{л}} \cdot \frac{\lambda}{d_0} \cdot \text{Re}^{0,6}, \quad (2.10)$$

дзе  $C = 0,172$  для  $S_1 = 74$  мм;  $C = 0,154$  для  $S_1 = 74, 80, 100, 120$  і  $133$  мм;

$\text{Re} = \frac{v \cdot d_0}{\nu}$  – лік Рэйнальдса;  $v$  – хуткасць паветра ў жывым

(сціснутым) сячэнні каларыфера, м/с;  $C_{\text{л}}$  – паправачны каэфіцыент на метады мадэлявання цеплааддачы;  $\lambda$  – каэфіцыент цеплаправоднасці паветра,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ,  $\nu$  – каэфіцыент кінематычнай вязкасці,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Для аднарадных пучкоў паправачны каэфіцыент на метады мадэлявання разлічваецца як

$$C_{\text{л}} = \left( \text{Re}/10^3 \right)^{-0,104} \cdot 10. \quad (2.11)$$

Аэрадынамічнае супраціўленне  $\Delta P$ , Па, аднарадных каларыфераў разлічваецца па ўраўненні

$$\Delta P = C_1 \cdot \text{Re}^{-m} \cdot \rho \cdot v^2, \quad (2.12)$$

дзе  $C_1 = 16,87$ ;  $m = 0,33$  для  $S_1 = 74$  мм;  $C_1 = 12,91$ ,  $m = 0,33$  для  $S_1 = 80$  мм;  $C_1 = 638,1$ ,  $m = 0,81$  для  $S_1 = 100$  мм;  $C_1 = 523,72$ ,  $m = 0,81$  для  $S_1 = 120$  мм;  $\rho$  – шчыльнасць паветра,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .



Супраціўленне каларыфера з крокам труб  $S_1 = 133$  мм трэба прымаць 5–10 Па ў інтэрвале хуткасці паветра  $v = 1,8–15$  м/с. Ураўненні (2.10, 2.11, 2.12) сапраўдныя ў дыяпазоне хуткасці паветра  $\omega = 5–10$  м/с.

Фізічныя ўласцівасці паветра  $\lambda$ ,  $\nu$ ,  $\rho$  прымаюцца па яго сярэдняй тэмпературы ў каларыферы.

Каэфіцыент цеплаперадачы  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К) каларыфера з біметалічных арэбраных труб аднесены да поўнай плошчы паверхні нагрэву з паветранага боку:

$$K \approx \left[ \frac{1}{\alpha} + \varphi \cdot \frac{d_0}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_1} \right]^{-1}, \quad (2.13)$$

дзе  $\alpha_1$  – каэфіцыент цеплааддачы на баку з гарачым цепланасіцелем, Вт/(м<sup>2</sup> · К), які разлічваецца па залежнасцях [1, 3]. Пры паравым аб'грэве можна прымаць  $\alpha_1 \approx 3200–3600$  Вт/м<sup>2</sup> · К, пры вадзяным аб'грэве  $\alpha_1 \approx 2000–3000$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

## 2.2. Разлік і падбор стандартызаваных каларыфераў

Разлік і падбор каларыфераў робіцца наступным чынам.

Задаецца масавая хуткасць  $(\rho \cdot v)_н$  у дыяпазоне 2–7 кг/(м<sup>2</sup> · с) і вызначаецца неабходная плошча франтальнага сячэння па паветры, м<sup>2</sup>,

$$f_{\text{фр}} = \frac{V_{\text{ц}} \cdot \rho_2}{(\rho \cdot v)_н \cdot 3600}, \quad (2.14)$$

дзе  $V_{\text{ц}}$  – аб'ёмны расход цыркулюючага паветра ў камеры, м<sup>3</sup>/гадз;  $\rho_2$  – шчыльнасць паветра перад каларыферам, кг/м<sup>3</sup>, якая прымаецца па тэмпературы паветра  $t_2$ , °С, перад каларыферам.

Па табліцах тэхнічных характарыстык тыпу каларыфера, намечанага да ўстаноўкі ў камеры, і па значэнні  $f_{\text{фр}}$  падбіраем нумар з велічынёй  $f'_{\text{фр}}$ , якая максімальна прыбліжана да значэння  $f_{\text{фр}}$ . Калі каларыфера з такой плошчай няма, тады набіраюць патрэбнае значэнне  $f_{\text{фр}}$  з некалькіх каларыфераў  $N_k$ , якія ўстанаўліваюцца паралельна па напрамку паветра.

Вызначаюць сапраўдную масавую хуткасць паветра, кг/(м<sup>2</sup> · с), у франтальным сячэнні каларыфера :

$$(\rho \cdot v)'_н = \frac{V_{\text{ц}} \cdot \rho_2}{f'_{\text{фр}} \cdot 3600}, \quad (2.15)$$

дзе  $f'_{\text{фр}}$  – сапраўдная плошча фронтальнага сячэння каларыфера (каларыфераў),  $\text{м}^2$ .

Расход награвальнай вады,  $\text{кг/с}$ ,

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 \cdot (t_1'' - t_1')}, \quad (2.16)$$

дзе  $Q$  – цеплавая магутнасць каларыфераў,  $\text{кВт}$ ;  $c_1 \approx 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – масавая цеплаёмістасць вады;  $t_1'', t_1'$  – тэмпература вады на ўваходзе і выхадзе з каларыфера,  $^{\circ}\text{C}$  (вядома з задання на праектаванне).

Хуткасць вады,  $\text{м/с}$ , у трубках каларыфераў

$$\omega_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f_1}, \quad (2.17)$$

дзе  $f_1$  – жывое сячэнне трубак выбранага каларыфера (каларыфераў) для проходу вады,  $\text{м}^2$ , якое прымаецца з таблічных даных тэхнічных характарыстык,  $\rho_1$  – шчыльнасць вады,  $\text{кг/м}^3$ , пры яе сярэдняй тэмпературы.

Хуткасць вады  $\omega_1$  павінна знаходзіцца ў рэкамендуемым інтэрвале значэнняў. У адваротным выпадку задаёмся іншай масавай хуткасцю паветра  $(\rho \cdot v)_\text{н}$ .

Вызначаем каэфіцыент цеплаперадачы  $K$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , каларыфера па прыведзеных вышэй залежнасцях.

Сярэдні тэмпературны напор,  $^{\circ}\text{C}$ , каларыфера з паравым абагрэвам

$$\Delta t_{\text{сяр}} = \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \frac{t_\text{н} - t_2''}{t_\text{н} - t_2'}}, \quad (2.18)$$

дзе  $t_2', t_2''$  – тэмпература паветра (агенту сушкі) на ўваходзе і выхадзе з каларыфера,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_\text{н}$  – тэмпература насычанай пары,  $^{\circ}\text{C}$ , па ціску на ўваходзе ў каларыфер.

Для каларыфераў з вадзяным абагрэвам у цеплавым рэжыме эксплуатацыі іх у лесасушыльных камерах сярэдні тэмпературны напор,  $^{\circ}\text{C}$ , можна разлічваць па формулах супрацьцёчнай схемы руху цепланасіцеляў:

$$\Delta t_{\text{сяр}} = \frac{\Delta t_\text{б} - \Delta t_\text{м}}{\ln \frac{\Delta t_\text{б}}{\Delta t_\text{м}}}, \quad (2.19)$$

дзе  $\Delta t_6$  і  $\Delta t_m$  – б'ольшая і меншая рознасць тэмператур абодвух цепланасіцеляў на адпаведных канцах каларыфера, °С.

У большасці выпадкаў цеплавога рэжыму камер сярэдні тэмпературны напор, °С, разлічваюць як сярэднеарыфметычную рознасць цепланасіцеляў:

$$\Delta t_{\text{сяр}} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} - \frac{t'_2 + t''_2}{2}. \quad (2.20)$$

Разліковая плошча паверхні нагрэву каларыфераў, м<sup>2</sup>:

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{сяр}}} \quad (2.21)$$

Сапраўдная (усталяваная) плошча паверхні нагрэву каларыферам, м<sup>2</sup>,

$$F_{\text{уст}} = F \cdot N_k, \quad (2.22)$$

дзе  $F$  – плошча паверхні нагрэву каларыфера з паветранага боку, м<sup>2</sup>.

Каэфіцыент запасу плошчы паверхні нагрэву

$$K_{\text{зап}} = \frac{F_{\text{уст}}}{F_p} = 1,1-1,2. \quad (2.23)$$

Калі значэнне  $K_{\text{зап}}$  выходзіць за інтэрвал рэкамендуемых па (2.23), то трэба выбраць другі нумар ці мадэль каларыфера і зрабіць другі разлік, пачынаючы з разліку  $f_{\text{фр}}$ .

У заключэнне вызначаюць аэрадынамічнае супраціўленне  $\Delta P$ , Па, праходу паветра (агенту сушкі) праз каларыфер па рэкамендуемых формулах, падстаўляючы сапраўдную хуткасць  $(\rho \cdot v)'_n$ .

У такой паслядоўнасці ажыццяўляецца падбор каларыфераў, калі разліковыя ўраўненні для  $K$  і  $\Delta P$  уключаюць хуткасць паветра ў жывым (сціснутым) сячэнні.

Папярочнае сячэнне цыркуляцыйнага канала павінна быць цалкам перакрыта каларыферам, каб прадухіліць абвадныя цячэнні паветра. Пры наяўнасці свабодных сячэнняў паміж сценкамі каларыфераў і цыркуляцыйнага канала іх трэба зашыць, напрыклад, пілаватэрыялам.

### 2.3. Разлік і канструяванне індывідуальных каларыфераў

Пры мадэрнізацыі і рэканструкцыі камер з мэтай павелічэння вытворчасці, павышэння якасці сушкі пілаватэрыялу ці пры новым

праектаванні камер невялікай умяшчальнасці, што вельмі актуальна ў наш час у выніку паступальнага развіцця вытворчасці ў накірунку расшырэння розных формаў уласнасці, эканамічна мэта-згодна ажыццяўляць распрацоўку індыўідуальных канструкцый каларыфераў з біметалічных труб са спіральнымі накатнымі алюмініевымі рэбрамі. На гэтым шляху можна дасягнуць значнага зніжэння энергаўжывання камерай у выніку стварэння канструкцыі каларыфера з труб аптымальных геаметрычных параметраў рэбраў і кампановачных характарыстык іх у пучку, забяспечваючы павышаную дакладнасць і надзейнасць цеплавога і аэрадынамічнага разліку прымяненнем крытэрыяльных ураўненняў для канкрэтнага тыпу памеру трубнага пучка каларыфера, пазбегнуць назначэння б'ольшага запасу плошчы паверхні нагрэву з-за адсутнасці ў радзе стандартных канструкцый з патрэбнай плошчай нагрэву, забяспечыць найбольш эфектыўнае размяшчэнне каларыфера ў складзе лесасушыльнай камеры.

Пры канструяванні індыўідуальных каларыфераў рэкамендуецца прытрымлівацца наступнага парадку.

1. Па ўзбуйненаму цеплавому разліку ацэньваюць арыенціровачна плошчу паверхні нагрэву каларыфера  $F'_{уст}$ , м<sup>2</sup>, якую патрабуецца ўстанавіць у камеры.

2. Выбіраюць тыпапамер труб  $d \cdot d_0 \cdot h \cdot s \cdot \Delta$ ,  $d_1$ ,  $\delta_1$ , мм, з накатнымі алюмініевымі рэбрамі [1, 3], серыйна выпускаемых на вытворчасці, якія прызначаны для канструявання каларыфера.

3. Выбіраюць месца размяшчэння каларыфера ў камеры і вызначаюць геаметрычныя памеры папярочнага сячэння канала ў гэтым месцы.

4. Канструкцыйна вызначаюць актыўную вышыню (даўжыню)  $l_0$ , м, арэбранай трубы, роўную адлегласці ў святле паміж трубнымі рашоткамі ці калектарамі, у якія ўвараны канцы трубак.

5. Разлічваюць каэфіцыент арабрэння трубы са спіральнымі круглымі рэбрамі :

$$\varphi = 1 + \frac{2 \cdot h}{s \cdot d_0} \cdot (d_0 + h + \Delta), \quad (2.24)$$

плошчу паверхні нагрэву адной трубкі, м<sup>2</sup>:

$$F_{тр} = \pi \cdot d_0 \cdot l_0 \cdot \varphi. \quad (2.25)$$

6. Агульная колькасць трубак у каларыферы з наступным удакладненнем, шт.:

$$n' = \frac{F'_{уст}}{F_{тр}}. \quad (2.26)$$

7. Назначаюць папярочны крок размяшчэння трубак у каларыферы  $S_1 = d + (4-6) \text{ мм}$ , мм. Уздоўжны крок  $S_2 \leq S_1$ . Увогуле, значэнні крокаў  $S_1$  і  $S_2$  залежаць ад неабходнасці размяшчэння  $n'$  трубак у выбраным сячэнні камеры.

8. Разлічваюць франтальнае сячэнне кларыфера  $f'_{фр}$ , м<sup>2</sup>, перад пучком трубак каларыфера і вызначаюць хуткасць агенту сушкі ў гэтым сячэнні, м/с:

$$v_H = \frac{V_{ц}}{3600 \cdot f'_{фр}}. \quad (2.27)$$

9. Разлічваюць каэфіцыент загрузавання франтальнага папярочнага сячэння трубкамі са спіральнымі рэбрамі:

$$\chi = 1 - \frac{1}{S_1} \cdot \left( d_0 + 2 \cdot \frac{h \cdot \Delta}{S} \right). \quad (2.28)$$

Вызначаюць хуткасць агенту сушкі, м/с, у жывым сячэнні каларыфера:

$$v = \frac{v_H}{\chi}. \quad (2.29)$$

10. Знаходзяць цеплафізічныя ўласцівасці агенту сушкі  $\lambda$ , Вт/м·К,  $\nu$ , м/с,  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, па яго сярэдняй тэмпературы ў каларыферы.

11. Выбіраюць крытэрыяльнае ўраўненне з [1, 3] прыведзенай цеплааддачы для агенту сушкі, якое прымяняецца да геаметрычных параметраў труб, рэбраў і кампановачных характарыстык пучка віду  $Nu = f(Re)$ , дзе  $Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$ ;  $Re = \frac{v \cdot l}{\nu}$ ;

$\alpha$  – прыведзены каэфіцыент цеплааддачы, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $l$  – лінейны вызначальны памер, м. Канкрэтнае значэнне  $l$  у ліках Нусельта  $Nu$  і Рэйнальдса  $Re$  указваецца ў кожным выпадку. У нашых разліках звычайна  $l = d_0 = d - 2 \cdot h$ . Карыстаючыся ўраўненнем, разлічваюць  $\alpha$ .

12. Разлічваюць хуткасць награвальнага цепланасіцеля ўнутры трубак каларыфера і па адпаведных разліковых ураўненнях (для вады – крытэрыяльнае ўраўненне М. А. Міхеева для прымусовага руху; для пары – рэкамендуемая формула ў [1, 3, 17, 21]), па якіх разлічваюць каэфіцыент цеплааддачы да ўнутранай паверхні трубак.

13. Разлічваюць па выразах [1, 3, 17] каэфіцыент цеплаперадачы  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К), біметалічнай арэбранай трубы.

14. Разлічваюць па формулах (2.18)–(2.20) у залежнасці ад роду награвальнага цепланасіцеля сярэдні тэмпературны напор каларыфера.

15. Па формуле (2.21) разлічваюць значэнне  $F_p$ , м<sup>2</sup>.

16. Вызначаюць каэфіцыент запасу плошчы нагрэву  $K_{зап} = \frac{F'_{уст}}{F_p}$  і

правяраюць выкананне няроўнасці (2.23).

17. У выпадку невыканання няроўнасці трэба перайсці на другі тыпапамер трубак ці прыняць велічыню  $F'_{уст}$  роўнай атрыманаму значэнню  $F_p$  і разлік паўтарыць і давесці яго да выканання суадносін (2.23).

18. Па крытэрыяльным ўраўненні віду  $Eu = f(Re)$  [1, 3], характэрным для выбранага тыпапамеру арэбраных труб і характарыстык пучка каларыфера, вызначаюць страты ціску агенту сушкі ў каларыферах як  $\Delta P = Eu \cdot \rho \cdot v^2$ , Па.

Колькасць каларыфераў падбіраюць у адпаведнасці з колькасцю вентылятараў і канструкцыйнымі асаблівасцямі камеры. Неабходна імкнуцца да раўнамернага запаўнення каларыферамі (секцыямі каларыфера) цыркуляцыйнага канала.

#### 2.4. Прыклады падбору стандартызаваных каларыфераў і канструявання індывідуальных

**Прыклад 1.** Падбраць каларыферную ўстаноўку [21] са шматходовых каларыфераў тыпу КВС-П для награвання  $G_2 = 12\,000$  кг/гадз паветра ад  $t'_2 = -35^\circ\text{C}$  да  $t''_2 = 25^\circ\text{C}$ . Цепланасіцель – перагрэтая вада з тэмпературай  $t'_1 = 150^\circ\text{C}$  на ўваходзе і  $t''_1 = 70^\circ\text{C}$  на выхадзе з устаноўкі.

Вызначаем цеплавую магутнасць устаноўкі :

$$Q = G_2 \cdot c_2 \cdot (t''_2 - t'_2) = \frac{12\,000}{3\,600} \cdot 1\,007 \cdot [25 - (-35)] = 200\,000 \text{ Вт},$$

дзе  $c_2 = 1\,007$  Дж/(кг · К) – масавая цеплаёмістасць паветра пры яго сярэдняй тэмпературы  $t_2 = 0,5 \cdot (t'_2 + t''_2) = 0,5 \cdot [(-35) + 25] = -5^\circ\text{C}$ .

Расход вады

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 \cdot (t_1' - t_1'')} = \frac{200\,000}{4\,190 \cdot (130 - 70)} = 0,598 \text{ кг/с},$$

дзе  $c_1 = 4\,190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – масавая цеплаёмістасць вады пры яе сярэдняй тэмпературы.

Прымаем масавую хуткасць паветра ў жывым сячэнні каларыфераў  $(\rho \cdot v)_2 = 9 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  і вызначаем разліковую плошчу жывога сячэння каларыфераў:

$$f_2 = \frac{G_2}{(\rho \cdot v)_2 \cdot 3\,600} = \frac{12\,000}{9 \cdot 3\,600} = 0,37 \text{ м}^2.$$

Каларыфераў з такой плошчай жывога сячэння няма (табл. 2.6). Таму выбіраем два каларыферы КВС7-П з плошчай жывога сячэння  $f_2 = 0,172 \text{ м}^2$  кожны і ўключаем іх па паветры паралельна. Тады сапраўдная масавая хуткасць паветра

$$(\rho \cdot v)_2' = \frac{120\,000}{3\,600 \cdot 2 \cdot 0,172} = 9,7 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Пры паслядоўным злучэнні каларыфераў па вадзе плошча ўнутранага сячэння трубак  $f_1 = 0,00116 \text{ м}^2$  (табл. 2.6).

Хуткасць вады ў трубках

$$\omega_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f_1} = \frac{0,598}{1000 \cdot 0,00116} = 0,52 \text{ м/с},$$

дзе  $\rho_1 \approx 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$  – шчыльнасць вады.

Каэфіцыент цеплаперадачы каларыфераў па формуле (2.6)

$$K = 20,86 \cdot [(\rho \cdot v)_2']^{0,32} \cdot \omega_1^{0,132} = 20,86 \cdot 9,7^{0,32} \cdot 0,52^{0,132} = 40,48 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Сярэдні тэмпературны набор па формуле (2.20)

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{150 + 70}{2} - \frac{(-35) + 25}{2} = 115^\circ \text{С}.$$

Усталяваная цеплавая магутнасць устаноўкі з двух каларыфераў КВС7-П па ўраўненні цеплаперадачы

$$Q_{\text{уст}} = K \cdot f \cdot \Delta t_{\text{ср}} = 40,48 \cdot 2 \cdot 14,16 \cdot 115 = 131835 \text{ Вт},$$

дзе  $F = 14,16 \text{ м}^2$  – плошча паверхні нагрэву аднаго каларыфера па табл. 2.6.

З разліку бачна, што двух каларыфераў недастаткова для забеспячэння цеплавой магутнасці 200 000 Вт. Таму павялічым колькасць каларыфераў удвая, аб'яднаўшы іх па паветры і па вадзе па схеме два паслядоўна – два паралельна. Пры такім аб'яднанні

масавая хуткасць паветра застанецца той жа  $(\rho \cdot v)'_2 = 9,7 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ , а хуткасць вады знізіцца ўдвая:  $\omega_1 = 0,26 \text{ м}/\text{с}$ . Тады каэфіцыент цеплаперадачы

$$K = 20,86 \cdot 9,7^{0,32} \cdot 0,26^{0,132} = 37,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Агульная і ўсталяваная цеплавая магутнасць чатырох каларыфераў

$$Q_{\text{уст}} = 4 \cdot 14,16 \cdot 37,1 \cdot 115 = 241\,700 \text{ Вт}.$$

Каэфіцыент запасу плошчы паверхні нагрэву каларыфераў па формуле (2.23)

$$K_3 = \frac{F_{\text{уст}}}{F_p} = \frac{Q_{\text{уст}}}{Q} = \frac{241\,700}{200\,000} \approx 1,21.$$

Страты ціску паветра ў каларыфернай устаноўцы па формуле (2.8)

$$\Delta P_2 = 0,71 \cdot z_k \cdot z (\rho \cdot v)_2^{1,62} = 0,71 \cdot 2 \cdot 3 (9,7)^{1,62} = 173 \text{ Па},$$

дзе  $z_k = 2$  – колькасць паслядоўна аб'яднаных па паветры каларыфераў;  $z = 3$  – колькасць радоў трубак у каларыферы.

**Прыклад 2.** Патрабуецца распрацаваць канструкцыю індывідуальнага біметалічнага каларыфера для лесасушыльнай камеры УЛ-1 па наступных пачатковых даных [23].

Рэжым сушкі – высокатэмпературны.

Агент сушкі – перагрэтая пара.

Расход агенту сушкі  $V_2 = 3,5 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Тэмпература агенту сушкі на ўваходзе ў каларыфер  $t'_2 = 115^\circ\text{С}$ , на выхадзе –  $t''_2 = 120^\circ\text{С}$ .

Награвальны цепланасіцель – насычаная вадзяная пара ціскам  $P_n = 0,4 \text{ МПа}$  і тэмпературай  $t_n = 143^\circ\text{С}$ .

Дапушчальнае аэрадынамічнае супраціўленне каларыфернай устаноўкі не больш як  $\Delta P_{2\text{дап}} = 100 \text{ Па}$ .

Лесасушыльная камера УЛ-1 (мал. 2.5) прызначана для сушкі аднаго штабеля піламатэрыялаў памерам  $2 \cdot 3 \cdot 6 \text{ м}$ . Гарызантальны экран падзяляе ўнутранае памяшканне камеры на сушыльную прастору для штабеля піламатэрыялаў і цыркуляцыйны канал, дзе размяшчаюцца тры вентылятары і каларыфер з чатырох секцый.



Паток агенту сушкі ад восевых вентылятараў рухаецца праз каларыфер другой ступені падагрэву, там нагрываецца да неабходнай тэмпературы і накіроўваецца ў штабель, дзе ажыццяўляецца ахалоджванне і павелічэнне яго вільготнасці. Пакінуўшы штабель, агент сушкі рухаецца праз каларыфер першай ступені падагрэву і накіроўваецца ў вентылятар.

Для прываду вентылятараў У12 № 12, 5 выкарыстоўваюцца двуххуткасныя электрарухавікі 4А1608/6, якія усталяваны зvonку камеры.

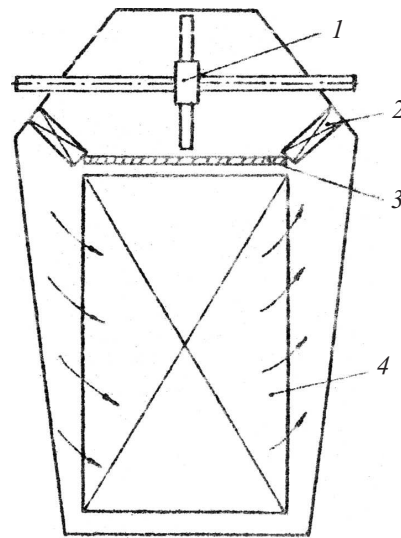
Сушка ажыццяўляецца перагрэтай парай, таму прыточна-выцяжныя каналы павінны быць шчыльна зачынены. Для выраўноўвання ціску ў камеры з атмасферным ахалоджваннем і выкіду ліш-каў пары, якая сістэматычна ўтвараецца пры выпарванні вільгаці з матэрыялу, застаецца адчыненай толькі злучальная выхлапная труба. Дыяметр выхлапной трубы можна разлічыць па гадзіннай колькасці выпарваемай вільгаці, прымаючы хуткасць выцягвання пары па трубе за 5–6 м/с.

Знаходзім цеплафізічныя ўласцівасці перагрэтай вадзяной пары пры яе ціску ў камеры 0,1 МПа і сярэдняй тэмпературы  $t_2 = 0,5 \cdot (t_2' + t_2'') = 0,5 \cdot [120 + 115] = 117,5^\circ\text{C}$ :  $c_p = 2,08 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $\rho_2 = 0,566 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;  $\lambda_2 = 25,43 \cdot 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;  $\nu_2 = 21,36 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Каларыфер размяшчаем па абодвух баках вентылятараў у месцы пераходу цыркуляцыйнага канала ў сушыльную прастору.

У якасці паверхні нагрэву дапускаецца выкарыстоўваць біметалічныя трубы з накатнымі алюмініевымі спіральнымі рэбрамі і  $d \cdot d_0 \cdot h \cdot s \cdot \Delta = 57 \cdot 26,6 \cdot 15,2 \cdot 2,5 \cdot 0,6 \text{ мм}$ ;  $\phi = 20,4$ . Нясучая труба знешняга дыяметра  $d_n = 25 \text{ мм}$ , унутранага  $d_1 = 22 \text{ мм}$  выканана з вугляродзістай сталі 10.

Балансавая цеплавая магутнасць каларыфера з улікам 10% цеплавых страт



Мал. 2.5. Папярочнае сячэнне аднаштабельнай лесасушыльнай камеры УЛ-1:  
1 – восевы вентылятар;  
2 – каларыфер; 3 – гарызантальны экран; 4 – штабель пілаватэрыялу

$$Q_6 = 1,1 \cdot V_2 \cdot \rho_2 \cdot c_p \cdot (t_2'' - t_2') =$$

$$= 1,1 \cdot 3,5 \cdot 0,566 \cdot 2,08 \cdot (120 - 115) = 197,5 \text{ кВт.}$$

Плошча паверхні нагрэву адной трубки з актыўнай даўжынёй  $l_0 = 3 \text{ м}$ :

$$F_{\text{тр}} = \pi \cdot d_0 \cdot \varphi \cdot l_0 = 3,14 \cdot 0,0266 \cdot 20,4 \cdot 3 = 5,11 \text{ м}^2.$$

Сярэдні тэмпературны напор у каларыферы

$$\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{н}} - 0,5 \cdot (t_2' + t_2'') = 143 - 0,5 \cdot (115 + 120) = 25,5^\circ \text{С}.$$

Задаёмся каэфіцыентам цеплаперадачы  $K \approx 27 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Колькасць труб у каларыферы

$$n = \frac{Q_6}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}} \cdot F_{\text{тр}}} = \frac{197,5 \cdot 10^3}{27 \cdot 25,5 \cdot 5,11} = 56 \text{ шт.}$$

Каларыфер выконваем з дзвюх секцыяў  $z_c = 2$ , кожная з якіх уяўляе аднародны пучок труб з крокам  $S_1 = 64 \text{ мм}$ .

Плошча франтальнага сячэння каларыфера

$$f_{\text{фр}} = \frac{l_0 \cdot S_1 \cdot n}{z_c} = \frac{3 \cdot 0,064 \cdot 56}{2} = 5,38 \text{ м}^2.$$

Хуткасць агенту сушкі ў франтальным сячэнні

$$v_{2\text{н}} = \frac{V_2}{f_{\text{фр}}} = \frac{30,5}{5,38} = 5,67 \text{ м/с}.$$

Каэфіцыент загрузачвання франтальнага папярочнага сячэння

$$\chi = 1 - \frac{1}{S_1} \cdot \left( d_0 + 2 \cdot \frac{h \cdot \Delta}{S} \right) = 1 - \frac{1}{64} \cdot \left( 26,6 + 2 \cdot \frac{15,2 \cdot 0,6}{2,5} \right) = 0,47.$$

Хуткасць агенту сушкі ў жывым сячэнні каларыфера

$$v_2 = \frac{v_{2\text{н}}}{\chi} = \frac{5,67}{0,47} = 12,6 \text{ м/с}.$$

Лік Рэйнальдса агенту сушкі

$$\text{Re}_2 = \frac{v_2 \cdot d_0}{\nu_2} = \frac{12,06 \cdot 0,0266}{21,36 \cdot 10^{-6}} = 15019.$$

Крытэрыяльнае ўраўненне для аэрадынамічнага супраціўлення пучка каларыфера выбранага тыпапамеру [1]

$$Eu_2 = 8,49 \cdot \text{Re}_2^{-0,28} = 8,49 \cdot 15019^{-0,28} = 0,575.$$

Страта ціску агенту сушкі адной секцыі каларыфера

$$\Delta P_c = \rho_2 \cdot v_2^2 \cdot Eu_2 = 0,566 \cdot 12,06^2 \cdot 0,575 = 47,3 \text{ Па}.$$

Страта ціску агенту сушкі дзвюх секцый (каларыфера ў цэлым)

$$\Delta P_2 = \Delta P_c \cdot z_c = 47,3 \cdot 2 = 94,6 \text{ Па}.$$

Прыняты крок  $S_1 = 64$  мм забяспечвае зададзенае аэрадынамічнае супраціўленне. Пасля выканання гэтай умовы можна прыступаць да выканання цеплавога разліку каларыфера.

Крытэрыяльнае ўраўненне для разліку прыведзенага каэфіцыента цеплааддачы па баку агенту сушкі [1]  $Nu_2 = 0,14 C_{\text{л}} Re_2^{0,6}$ , дзе

$$C_{\text{л}} = 1,432 \cdot \left( \frac{Re_2}{1000} \right)^{-0,104} \quad [3] - \text{паправачны каэфіцыент на метад}$$

мадэлявання цеплааддачы арэбранага пучка.

$$\text{Значэнне } C_{\text{л}} = 1,432 \cdot \left( \frac{Re_2}{1000} \right)^{-0,104} = 1,08.$$

$$\text{Лік Нусельта агенту сушкі } Nu_2 = 0,14 \cdot 1,08 \cdot 15019^{0,6} = 48,48.$$

Прыведзены каэфіцыент цеплааддачы

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_0} = \frac{48,48 \cdot 25,43 \cdot 10^{-3}}{0,0266} = 46,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Расход награвальнай пары на каларыфер

$$D = \frac{Q_6}{r} = \frac{197,5}{2141} = 0,0922 \text{ кг/с},$$

дзе  $r = 2141$  кДж/кг – цеплыня параўтварэння пры  $P_{\text{н}} = 0,4$  МПа.

Хуткасць пары на ўваходзе трубкі каларыфера

$$\omega_1 = \frac{4 \cdot D}{\pi \cdot d_1^2 \cdot n \cdot \rho_1} = \frac{4 \cdot 0,0922}{3,14 \cdot 0,022^2 \cdot 56 \cdot 2,12} = 2,03 \text{ м/с},$$

дзе  $\rho_1 = 2,12$  кг/м<sup>3</sup> – шчыльнасць вадзяной пары пры  $P_{\text{н}} = 0,4$  МПа.

Каэфіцыент цеплааддачы пры кандэнсацыі вадзяной пары ўнутры труб каларыфера [3]

$$\alpha_1 = (3955 + 116 \cdot \omega_1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,21}{l_0}} = (3955 + 116 \cdot 2,03) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,21}{3}} = 3096 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Па [1, 3] прымаем значэнне тэрмадынамічнага кантактнага супраціўлення  $R_k = 0,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ .

Каэфіцыент цеплаперадачы біметалічнай арэбранай трубы [1],  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ,

$$K = \left[ \frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{\varphi \cdot d_0}{d_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} \cdot \frac{\varphi \cdot d_0}{d_1} + R_k \cdot \frac{\varphi \cdot d_0}{d_n} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \cdot \frac{\varphi \cdot d_0}{d_n} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1}, \quad (2.30)$$

дзе  $\delta_1 = 0,5 \cdot (d_n - d_1)$  – таўшчыня сценкі нясучай трубы, м;  
 $\delta_2 = 0,5 \cdot (d_0 - d_n)$  – таўшчыня сценкі алюмініевай рабрыстай абалонкі, м;  
 $\lambda_1, \lambda_2$  – адпаведна каэфіцыенты цеплаправоднасці матэрыялу нясучай трубы і рабрыстай абалонкі, Вт/(м · К).

У нашым разліку для нясучай трубы з вугляродзістай сталі  $\lambda_1 = 50$  Вт/м · К, для алюмініевай рабрыстай абалонкі  $\lambda_2 = 210$  Вт/м · К;  
 $\delta_1 = 0,5 \cdot (0,025 - 0,022) = 0,0015$  м;  $\delta_2 = 0,5 \cdot (0,0266 - 0,025) = 0,0008$  м.

$$K = \left[ \frac{20,4 \cdot 26,6}{22} \cdot \left( \frac{1}{3096} + \frac{0,0015}{50} \right) + \frac{20,4 \cdot 26,6}{25} \cdot \left( 0,3 \cdot 10^{-4} + \frac{0,0008}{210} \right) + \frac{1}{46,35} \right]^{-1} =$$

$$= \frac{1}{0,0307} = 31,86 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Разліковая плошча паверхні нагрэву каларыфера

$$F_p = \frac{Q_b}{K \cdot \Delta t_{ср}} = \frac{197,5 \cdot 10^3}{31,86 \cdot 25,5} = 243,1 \text{ м}^2.$$

Усталяваная плошча нагрэву каларыфера

$$F_{уст} = F_{тр} \cdot n = 5,11 \cdot 56 = 286 \text{ м}^2.$$

Каэфіцыент запасу плошчы

$$K_3 = \frac{F_{уст}}{F_p} = \frac{286}{243,1} = 1,28.$$

Значэнне  $K_3$  адпавядае ўмове (2.23).

Такім чынам, спраектаваная каларыферная ўстаноўка адпавядае пастаўленым патрабаванням. Кожная секцыя змяшчае 14 арэб-раных труб, якія размешчаны ў адзін рад з крокам 64 мм. Секцыі з двух бакоў вентылятараў размешчаны па дзве, як паказана на мал. 2.5.

У выніку невялікай хуткасці пары ў трубках каларыфера і яго малой шчыльнасці супраціўленне па праваму боку нязначнае і не патрабуе разліку.

## 2.5. Падбор кандэнсатадводчыка

Кандэнсатадводчыкі, якія дзейнічаюць аўтаматычна, усталёўваюць на кандэнсатправоды пасля каларыфера з мэтай

адводу кандэнсата без пропуску награвальнай пары. Недапушчальная работа кандэнсатаадводчыка з пралётнай парай, таму што расход награвальнай пары ў камеры павялічваецца на 20–30% [1].

Для лесасушыльных камер трэба выкарыстоўваць паплаўковыя, тэрмадынамічныя і тэрмастатычныя кандэнсатаадводчыкі.

Кандэнсатаадводчыкі падбіраюць з вырабляемых прамысловасцю [1, 3, 21, 24] з улікам колькасці прапускаемага кандэнсату і перападу ціску перад кандэнсатаадводчыкам і пасля яго.

Ціск перад кандэнсатаадводчыкам:  $P_1 = 0,95 \cdot P$  – пры адводзе кандэнсату ад цеплаабменнікаў ( $P$  – ціск пары перад цеплаабменнікам);  $P_1 = P$  – пры дрэнажы пароправоду;  $P_1 = 0,7 \cdot P$  – пры ўсталяванні прыбора ў канцы кандэнсатцыйнай лініі.

Ціск пасля кандэнсатаадводчыка  $P_2 \leq 0,4 \cdot P$  – пры наяўнасці супрацьціску;  $P_2 = 0$  – пры свабодным зліве кандэнсату.

Расход кандэнсату (прапускную здольнасць) прымаюць наступным чынам:

для сістэм ацяплення пры ціску пары перад цеплаабменнікам да 0,2 МПа – роўны падвоенаму максімальнаму расходу пары;

для сістэм ацяплення пры ціску пары больш за 0,2 МПа – пачацвёранаму расходу пары;

для сістэм гарачага водазабеспячэння і тэхналагічных пароправодаў – пачацвёранаму сярэдньому расходу.

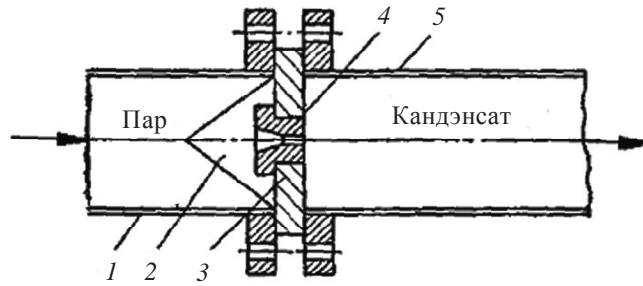
Тэрмастатычныя сільфонныя тэрмаадводчыкі прымяняюць пры рабочым ціску пары да 0,6 МПа, а іх прадукцыйнасць дадзена ў табл. 2.9.

Табліца 2.9

**Рабочая прадукцыйнасць тэрмастатычных кандэнсатаадводчыкаў тыпу 45, кг/гадз**

Дыяметр умоўнага праходу клапана, мм	Прадукцыйнасць пры лішнім ціску перад кандэнсатаадводчыкам, МПа								
	0,01	0,03	0,05	0,07	0,09	0,1	0,3	0,5	0,7
15	165	280	350	430	500	560	680	900	1000
20	250	440	560	660	750	850	900	1150	1300

Прасцейшым прыстасаваннем для адводу кандэнсату з’яўляецца падпорная шайба (мал. 2.6), якая ўяўляе сабой металічны дыск таўшчынёй 3–6 мм з адтулінай у цэнтры.



Мал. 2.6. Кандэнсатадводчык :  
 1 – пароправод; 2 – сетка-фільтр; 3 – падпорная шайба;  
 4 – сапло; 5 – кандэнсатаправод

Яна вырабляецца з вугляродзістай або нержавеючай сталі, а ніпель выкананы з больш трывалага матэрыялу і пры зносе можа быць заменены новым. Падпорная шайба ставіцца ў фланцы зліўнога кандэнсатаправода за паропрымальнікам (цеплаабменнікам).

Дзякуючы прастаце канструкцыі, лёгкасці выпрацоўкі, малому кошту падпорных шайбы атрымалі значнае распаўсюджванне пры ціску награвальнай пары не больш за 0,6 МПа.

Прынцып работы падпорных шайб заснаваны на вялікай розніцы ў шчыльнасцях пары і вады, у выніку чаго пры аднолькавых значэннях дыяметра  $d_{ш}$  адтуліны падпорнай шайбы і рознасці ціскаў да і пасля шайбы расход пары праз адтуліну значна меншы за расход кандэнсату (не больш як 3–5 %). Пры паступленні ў падпорную шайбу пераахладжанага кандэнсату страты з пралётнай парай могуць быць цалкам ліквідаваны. Умовай надзейнай працы падпорных шайб з’яўляецца нязначнае ваганне (да 35%) расходу пары. Пры высокіх цісках (0,7–1 МПа) і ў выпадках, калі расход кандэнсату (пары) і ціск значна вагаюцца, страты з пралётнай парай могуць даходзіць да 5% і больш.

Дыяметр адтуліны, мм, падпорнай шайбы для аднафазнага кандэнсату можна вылічыць [25] па формуле

$$d_{ш} = 6,9 \cdot \sqrt{\frac{G^2}{\Delta P}}, \quad (2.31)$$

дзе  $G$  – расход кандэнсату, кг/с;  $\Delta P$  – перапад ціску да і пасля шайбы, МПа.

Дыяметр адтуліны, мм, падпорнай шайбы з улікам другаснага ўскіпання кандэнсату ў ёй роўны [26].

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{G}{21 \cdot \sqrt{\Delta P}}}, \quad (2.32)$$

дзе  $G$  – расход пары, кг/гадз;  $\Delta P$  – перапад ціску на шайбе, МПа.

У сушыльных устаноўках у кандэнсатоправодзе за кандэнсатадводчыкам адбываецца ўскіпанне пары з-за рэзкай страты ціску. У выніку атрымліваецца пара другаснага закіпання і праз кандэнсатопраод працякае замест аднафазнага кандэнсату паравадзяная сумесь. Таму сячэнне кандэнсатоправода павінна быць павялічана ў параўнанні з велічынёй  $d$ , якую знаходзяць з ураўнення суцэльнасці (расходу) кандэнсату праз цыліндрычную трубу, напрыклад, па формуле (2.17). Значыць, у выпадку праходжання неахладжанага кандэнсату праз кандэнсатоправод яго ўнутраны дыяметр  $d_k$  вызначаецца па формуле

$$d_k = d \cdot k_1, \quad (2.33)$$

дзе  $k_1$  – паправачны каэфіцыент, які прымаюць па даных [27] з табл. 2.10.

Табліца 2.10

**Паправачны каэфіцыент на фазавы стан кандэнсата**

Ціск пары да кандэнсатадводчыка, МПа	Значэнні $k_1$ пры ціску ў кандэнсатоправодзе, МПа				
	0,10	0,12	0,15	0,20	0,70
0,15	1,95	1,68	–	–	–
0,20	2,20	2,00	1,78	–	–
0,30	2,40	2,24	2,08	1,83	–
0,40	2,52	2,36	2,22	2,05	–
0,50	2,60	2,45	2,32	2,16	–
0,60	2,65	2,52	2,40	2,23	–
0,70	2,72	2,56	2,45	2,30	–
0,80	2,75	2,60	2,55	2,35	1,25
0,90	2,80	2,65	2,52	2,38	1,38
1,00	2,82	2,68	2,55	2,40	1,48
1,1	2,84	2,70	2,60	2,42	1,54

## **2.6. Уплыў фазавога вадзянога цепланасіцеля і яго тэрмадынамічных параметраў на энергетычныя характарыстыкі цеплавога абсталявання**

У цеплатэхнічных устаноўках і вентыляцыйных сістэмах дрэвалерапрацоўчай і лясной прамысловасці найбольшае прымяненне атрымалі ў якасці цепланасіцеля вада і вадзяная пара. Прааналізуем

уплыў цеплавога рэжыму працы ўстаноўкі на выбар цепланасіцеля і яго параметраў.

Няхай у цеплавым прэсе ўстаноўкі для сушкі фанеры дапушчальны перапад цепланасіцеля па даўжыні награвальнага элемента не павінен быць большы за значэнне  $\Delta t = 5^\circ\text{C}$  [28]. Пры гэтым цеплавы паток, які перадаецца, складае  $Q = 7810$  кВт, а пачатковая тэмпература цепланасіцеля  $t_1^1 = 220^\circ\text{C}$ . Пры выбары вады як цепланасіцеля яе масавы расход роўны

$$G_{\text{в}} = \frac{Q}{c \cdot \Delta t} = \frac{7810}{4,19 \cdot 5} = 372,55 \text{ кг/с} = 1\,341\,193 \text{ кг/гадз} \approx 1\,341 \text{ т/гадз},$$

дзе  $c = 4,19$  кДж/(кг·К) – удзельная масавая цеплаёмістасць вады.

Пры выкарыстанні сухой насычанай пары значэнне  $t_1^1$  дасягаецца пры ціску пары 2,32 МПа. Масавы расход пары роўны

$$G_{\text{п}} = \frac{Q}{r} = \frac{7810}{1856} = 4,21 \text{ кг/с} = 15\,149 \text{ кг/гадз} \approx 15 \text{ т/гадз},$$

дзе  $r = 1\,856$  кДж/кг [9] – цеплыня параўтварэння.

Для транспарціроўкі гарачай вады дыяметр трубаправода павінен быць не менш за 300 мм, а для транспарціроўкі пары – не больш за 200 мм. Прымяненне гарачай вады ў цеплаабменных устаноўках, якія патрабуюць пастаянства тэмпературы па даўжыні, вызывае значнае павелічэнне металаёмістасці камунікацый. Таму ў такіх устаноўках гарачая вада не можа знаходзіць шырокае выкарыстанне.

У сістэмах ацяплення не патрабуецца падтрымліваць пастаянную тэмпературу па даўжыні награвальнага прыбора, таксама выключаецца неабходнасць ва ўстаноўцы кандэнсатадводчыкаў і адсутнічаюць страты цеплыні з кандэнсатам пары. Таму гарачая вада ў якасці цепланасіцеля шырока выкарыстоўваецца ў сістэмах ацяплення, вентыляцыі і гарачага водазабеспячэння.

Асноўным недахопам вадзяной пары з’яўляюцца страты цеплыні з кандэнсатам пары, якія адводзяць з парапрыёмніка, і страты цеплыні з парай другаснага ўскіпання кандэнсату. Нават пры поўнай кандэнсацыі сухой пары ( пралётная пара адсутнічае) з энтальпіяй  $h''$ , кДж/кг, у цеплаабменніку выкарыстоўваецца толькі частка цеплыні, роўная цеплыні параўтварэння  $r$ , кДж/кг. У такім выпадку застаецца частка цеплыні, роўная  $h' = h'' - r$ , кДж/кг. Яна адпавядае энтальпіі кандэнсату, які выводзіцца з апарата пры значэннях ціску пары ў цеплаабменніку.

Каэфіцыент выкарыстання цеплыні пары ў цеплаабменніку, %,



$$\eta_{\text{ц}} = \frac{r}{h''} \cdot 100. \quad (2.34)$$

Пра велічыню страт можна меркаваць з наступнага прыкладу.

**Прыклад 3.** Для каларыфера лесасушыльнай камеры выкарыстоўваецца сухая насычаная вадзяная пара ціскам  $P = 0,4$  МПа, якая мае энтальпію  $h'' = 2738$  кДж/кг і цеплыню параўтварэння  $r = 2133$  кДж/кг. На нагрэў агенту сушкі згодна з (2.34) выкарыстоўваецца толькі частка цеплыні ў колькасці  $\eta_{\text{ц}} = (2133/2738) \cdot 100 = 77,9\%$ . Астатняя цеплыня ў колькасці 22,1% адводзіцца з каларыфера разам з кандэнсатам, энтальпія якога  $h_{\text{к}} = h' = 605$  кДж/кг.

Пасля кандэнсатаадводчыка ціск кандэнсату зніжаецца да  $P_2 = 0,1$  МПа (атмасфернага). Кандэнсат ускіпае са стратамі цеплыні на выпарванне вады і ўтварэнне пары другаснага ўскіпання, а тэмпература кандэнсату памяншаецца да  $99,63^\circ\text{C}$  супраць  $143,63^\circ\text{C}$ , якую меў кандэнсат на выхадзе з каларыфера перад кандэнсатаадводчыкам. У кандэнсатным баку адкрытага тыпу кандэнсат ахалоджваецца да тэмпературы  $80^\circ\text{C}$ , якой адпавядае энтальпія  $h_0 = 334,87$  кДж/кг, і ў гэтым стане вяртаецца ў кацельную.

Страты цеплыні, %, з парай другаснага ўскіпання кандэнсату складаюць

$$\Delta q_{\text{уск}} = \frac{h_{\text{к}} - h_0}{2} \cdot 100. \quad (2.35)$$

Яны роўныя

$$\Delta q_{\text{уск}} = \frac{605 - 334,87}{2133} \cdot 100 = 12,7\% .$$

Прааналізуем, як уплывае памяншэнне ціску награвальнай пары на змяненне велічыні ўказаных страт цеплыні ў каларыферы на наступным прыкладзе.

**Прыклад 4.** Пры цеплазабеспячэнні каларыфера замест награвальнай пары ціскам  $P = 0,4$  МПа выкарысталі вадзяную пару ціскам  $P = 0,12$  МПа. Як змяняцца значэнні  $\eta_{\text{ц}}$  і  $\Delta q_{\text{уск}}$ ?

Пры  $P = 0,12$  МПа значэнні  $h'' = 2684$  кДж/кг,  $r = 2244$  кДж/кг,  $h_{\text{к}} = h' = 440$  кДж/кг.

Па (2.34) маем  $\eta_{\text{ц}} = (2244/2684) \cdot 100 = 83,6\%$ .

Ахалоджванне кандэнсату ў адкрытым баку адбываецца да  $t_0 = 80^\circ\text{C}$  пры атмасферным ціску  $0,1$  МПа, гэтаму адпавядае  $h_0 = 334,87$  кДж/кг. Тады па (2.35)

$$\Delta q_{\text{уск}} = \frac{440 - 334,87}{2133} \cdot 100 = 4,9\% .$$

Параўноўваючы вынікі разлікаў у прыкладах 3 і 4 , бачым, што памяншэнне ціску награвальнай пары ад 0,4 МПа да 0,12 МПа суправаджаецца павелічэннем каэфіцыента выкарыстання цеплыні параўтварэння ў 1,073 разу і паніжэннем страт цеплыні пары закіпання ў 2,59 разу.

Такім чынам, калі дапускаюцца цеплавыя рэжымы тэхналагічнай устаноўкі, неабходна імкнуцца да выкарыстання награвальнай вадзяной пары мінімальна магчымага ціску. А ў цэлым аптымальным тэхнічным рашэннем з'яўляецца замена вадзяной пары на гарачую вадку адпаведных тэрмадынамічных параметраў у тых выпадках, калі не патрабуецца падтрымліваць пастаянства тэмпературы награвальных элементаў.

Велічыня страт цеплыні з кандэнсатам можа быць значна большай пры наяўнасці пралётнай пары. У такім выпадку замест чыстага кандэнсату ( $x = 0$ ) праз кандэнсатадводчык адводзіцца вільготная пара, энтальпія якой  $h_x = h' + r \cdot x > h'$ -энтальпіі вады пры ціску пары ў цеплаабменніку. Тут  $x$  – ступень сухасці пары ў долях.

Паніжэнне страт цеплыні з кандэнсатам да мінімальнага велічынь магчыма эксплуатацыяй цеплаўтваральных апаратаў, якія забяспячаюць неабходнае ахалоджванне кандэнсату пары. Гэта значыць, што тэмпература кандэнсату на выхадзе з цеплаўтваральнага апарата (перад кандэнсатадводчыкам) на 2–3°C ніжэй за тэмпературу насычэння пары пры тым жа ціску.

Колькасць пары другаснага кандэнсату, кг/т,

$$d_{\text{уск}} = 1000 \cdot \frac{h_k - h_{\text{ат}}}{r_{\text{ат}}}, \quad (2.36)$$

дзе  $h_{\text{ат}}$  – энтальпія кандэнсату пры атмасферным ціску, кДж/кг;  $r_{\text{ат}}$  – цеплыня параўтварэння пры атмасферным ціску, кДж/кг.

Пры разліках можна прымаць  $r_{\text{ат}} = 2258$  кДж/кг.

**Прыклад 5.** Вызначыць страты кандэнсату ад самавыпарвання яго пры атмасферным ціску ў адкрытым кандэнсатным баку, а таксама аб'ём другаснай пары якая ствараецца на 1 кг кандэнсату, калі тэмпература апошняга роўная 142,3°C, а энтальпія  $h_k = 643$  кДж/кг.

Колькасць пары, якая ўтварылася, па (2.36)

$$d_{\text{уск}} = 1000 \cdot \frac{643 - 419}{2258} \cdot 1000 = 99,2 \text{ кг пары/т кандэнсату,}$$

дзе  $h_{ат} = 419$  кДж/кг – ентальпія вады пры  $100^{\circ}\text{C}$ ; дзе  $v_1 = 1,726$  м<sup>3</sup>/кг – удзельны аб’ём пары пры атмасферным ціску.

Удзельныя страты цеплыні з кандэнсатам, аднесеныя да адзінкі расходу цепланасіцеля або да размешчанай цеплыні цепланасіцеля, характарызуюць ступень дасканаласці працэсу цеплаабмену і эфектыўнасць работы, %, кандэнсатаадводчыка [28]:

$$\Delta Q_{кан} = Q_k / Q_p = G_k \cdot h_k / G_p \cdot h'', \quad (2.37)$$

дзе  $Q_k$  – цеплавы паток, які перадаецца з кандэнсаванай парай, кВт;  $Q_p$  – размешчаны цеплавы паток кандэнсаванай пары, кВт;  $G_p$  – колькасць награвальнай пары, якая паступае ва ўстаноўку, кг/с;  $G_k$  – колькасць адведзенага з устаноўкі кандэнсату, кг/с;

$$\eta_k = (h_k / h'') \cdot 100. \quad (2.38)$$

Колькасць цеплыні, кДж/с, якая страчваецца з незвартаемым кандэнсатам,

$$\Delta Q_{н.к} = (D - G_k) \cdot (h_k - h_{хав}), \quad (2.39)$$

дзе  $D$  – агульная колькасць пары, якая выпрацавана ў кацельнай, кг/с;  $G_k$  – колькасць кандэнсату, які паступіў у кацельню;  $h_k$  – энтальпія вернутага з вытворчасці кандэнсату, кДж/кг;  $h_{хав}$  – энтальпія дабавачнай хімічна ачышчанай вады, кДж/кг.

Перарасход, кг/с, умоўнага паліва ад невыкарыстання цеплыні нявернутага кандэнсату

$$\Delta B = \frac{\Delta Q_{нк} \cdot 100}{Q_{усп} \cdot \eta_{ку}} = \frac{\Delta Q_{нк} \cdot 100}{29360 \cdot \eta_{ку}}, \quad (2.40)$$

дзе  $Q_{ум} = 29\,360$  кДж/кг – цеплыня згарання ўмоўнага паліва;  $\eta_{н.у}$  – сярэдні групавы КПД з брута кацельнай, %.

### 3. ВЫБАР І РАЗЛІК ЭНЕРГАЗБЕРАГАЛЬНЫХ ЦЕПЛААБМЕННЫХ УСТРОЙСТВАЎ ДЛЯ СУШЫЛЬНАЙ КАМЕРЫ

#### 3.1. Агульныя палажэнні

Цеплавы каэфіцыент карыснага дзеяння лесасушыльнай камеры складае 40–50%, такім чынам, карысна расходуюцца каля паловы агульнага спажывання цеплавой энергіі. Адным з практычных напрамкаў памяншэння энергаспажывання сушыльнай камеры з’яўляецца выкарыстанне цеплыні, якая выводзіцца з адпрацаванымі агентам сушкі. Магчыма яе выкарыстанне для падагрэву паступаючага свежага прытокавага паветра, якое неабходнае для рэгулявання ступені насычанасці агенту сушкі ў камеры. Для гэтай мэты выкарыстоўваюць цепларэкуператары, і эканомія можа дасягаць 15–20% агульнага цепласпажывання.

Прамысловасць не вырабляе стандартызаваных цепларэкуператараў агульнага прызначэння. Таму ў кожным канкрэтным выпадку неабходна ажыццяўляць разлік і практыкаванне індывідуальнага апарата на зададзены тэмпературны рэжым.

Пры наступных разліках індэкс «1» – сярэдняе, якім з’яўляецца адпрацаваны агент сушкі, што называецца парапаветранай сумессю (ППС), а індэкс «2» – свежае прыточнае паветра. Апострафы (', ") пры тэмпературах адпаведна адносяцца да ўваходу і выхаду патоку.

З цеплавога разліку камеры вядомыя  $G_1$ ,  $\varphi_1$ ,  $d_1'$ ,  $t_1'$  (нагрэвальнае асяроддзе), а таксама  $G_2$ ,  $\varphi_2$ ,  $d_2'$ ,  $t_2'$  (нагрэвальнае асяроддзе).

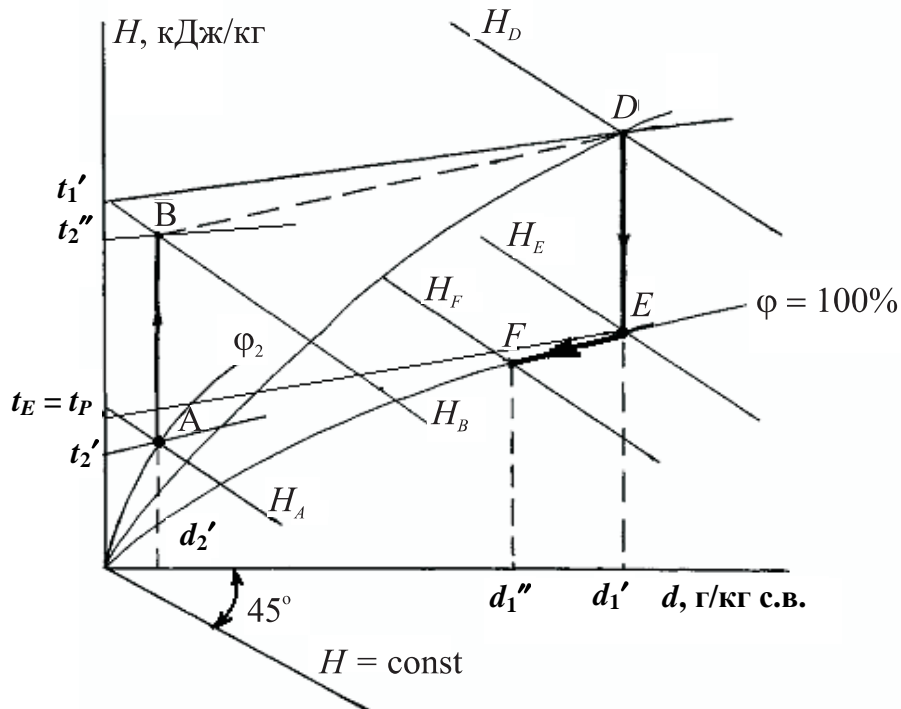
Канчатковую тэмпературу нагрэвальнага асяроддзя (ППС), на нашу думку, патрэбна назначаць на 10–15°C вышэй за сярэднегадавую тэмпературу вонкавага паветра геаграфічнага рэгіёна размяшчэння камеры, гэта значыць

$$t_1'' = t_{\text{сяр.гад}} + (10-5), ^\circ\text{C}.$$

Разлік цепларэгулятараў разгледзім для найбольш агульнага выпадку, калі ў іх ствараюцца дзве зоны цеплаабмену: зона, у якой ППС

аддае толькі відавочную цеплыню паветра з-за памяншэння сваёй тэмпературы да тэмпературы кропкі росы  $t_p$ , і зона, дзе ППС аддае і відавочную і ўтоеную цеплыню пры кандэнсацыі вадзяной пары. Умоўна ўказаныя зоны называюцца суадносна сухой і насычанай зонамі.

На мал. 3.1 адлюстраваны на  $Hd$ -дыяграме працэсы змянення стану нагрываемага паветра (лінія  $AB$ ) і ахалоджвання ППС (лінія  $DEF$ ), якія працякаюць ў цепларэкуператары.



Мал. 3.1. Працэсы змянення стану паветра, якое нагрываецца (лінія  $AB$ ), і ахалоджвання парапаветранай сумесі (лінія  $DEF$ )

Пры цеплавым разліку тэмпература нагрываемага паветра  $t_2''$  на выхадзе з цепларэкуператара невядомая і вызначаецца наступным чынам.

Колькасць цеплыні, кВт, якая перадаецца ППС нагрываемаму паветру, роўная

$$Q = G_1 \cdot (H_D - H_F), \quad (3.1)$$

дзе  $G_1$  – масавы расход ППС, кг/с;  $H_D, H_F$  – энтальпія ППС на ўваходзе ў цепларэкуператар і выхадзе з яго, прымаемыя на мал. 3.1, кДж/кг.

Колькасць цеплыні, кВт, якая затрачваецца на нагрыванне прыточнага паветра, вылічваецца па формуле

$$Q = G_2 \cdot (H_B - H_A), \quad (3.2)$$

дзе  $G_2$  – масавы расход прыточнага паветра, кг/с;  $H_A$  – энтальпія пры-

точнага паветра на ўваходзе ў цепларэкуператар, прымаемая на мал. 3.1.

Энтальпія прыточнага паветра, кДж/кг, на выхадзе з цепларэкуператара

$$H_B = \frac{Q}{G_2} + H_A. \quad (3.3)$$

Далей на дыяграме знаходзіцца пункт перасячэння лініі  $H_B = \text{const}$ , кДж/кг, з лініяй  $d_2' = \text{const}$ , г/кг, якая абазначаецца літарай  $B$ . Пункт  $B$  адпавядае стану прыточнага паветра на выхадзе з цепларэкуператара з тэмпературай  $t_B = t_2''$ , °С.

Колькасць цеплыні, кВт, якую аддае ППС у сухой (лінія  $DE$ ) і насычанай (лінія  $EF$ ) зонах, вызначаюць па ўраўненні цеплавога балансу:

$$Q_c = G_1 \cdot (H_D - H_E), \quad (3.4)$$

$$Q_n = G_1 \cdot (H_E - H_F), \quad (3.5)$$

дзе  $H_E$  – энтальпія ППС, кДж/кг, на лініі насычэння  $\phi = 100\%$ , вызначаецца ў пункце  $E$  на мал. 3.1.

У выпадку  $t_1'' > t_p$  працэс ахалоджвання ППС заканчваецца ў сухой зоне. Зона насычэння ў цепларэкуператары будзе адсутнічаць.

Тэмпературны націск, °С, для сухой зоны

$$\Delta t_c = 0,5 \cdot (t_D + t_E) - 0,5 \cdot (t_A + t_B). \quad (3.6)$$

Тэмпературны націск, град, для зоны насычэння

$$\Delta t_n = 0,5 \cdot (t_E + t_F) - 0,5 \cdot (t_A + t_B). \quad (3.7)$$

Тут тэмпература  $t_E = t_p$ , °С.

## 3.2. Разлік цепларэкуператара з цеплавых арэбраных труб

Для камер з невялікім паветраабменам мэтазгодна ўжываць цепларэкуператары без цеплавых арэбраных труб. Цеплавая труба забяспечваецца хуткае ўспрыняцце цеплыні ад адпрацаваўшага агенту сушкі і перанос яе да прыточнага паветра. Прыточна-выцяжныя каналы патрэбна размяшчаць побач. Прынцып дзеяння цеплавой трубы і канструкцыйныя асаблівасці падрабязна апісаны ў [29].

Па каразійных умовах неабходна вырабляць цеплавая трубы з біметалічных труб з накатнымі алюмініевымі спіральнымі рэбрамі наступных параметраў, мм:  $d \cdot d_0 \cdot h \cdot S \cdot \Delta = 56 \cdot 28 \cdot 14 \cdot 3 \cdot 0,6$  і  $49 \cdot 28 \cdot 10,5 \cdot 3,5 \cdot 0,6$ . Нясучая труба мае вонкавы дыяметр  $d_b = d_k = 25$  мм, унутраны  $d_1 = 22$  мм, таўшчыню сценкі  $\delta_1 = 1,5$  мм. Магчыма ўжыванне труб вадзяных або паравых біметалічных каларыфераў

Кастрамскога каларыфернага завода.

Пры тэмпературы ППС вышэй за  $40^{\circ}\text{C}$  цеплавая трубы (ЦТ) запаўняюць фрыёнамі R22, R113, R114 ці ацэтонам. Матэрыял нясучай трубы – нержавеючая сталь. Магчыма ўжыванне монаметалічных рабрыстых труб, але вырабленых з алюмінію.

Мэтай цеплавога разліку з'яўляецца вызначэнне плошчы паверхні цеплаабмену выпаральнага і кандэнсатарнага участкаў ЦТ цепларэкуператара.

Разлік выконваюць у ніжэйпрыведзенай паслядоўнасці.

1. Выбіраюць тыпапамер арэбранай трубы і яе кампануюку ў трубнай рашотцы. Мэтазгодна ўжываць шахматнае размеркаванне труб у вяршынях роўнабаковага трохвугольніка.

2. Назначаюць крок знаходжання  $S_1 = S_2'$  арэбраных труб у трубнай рашотцы.

3. Выбіраюць цепланасіцель цеплавой трубы і знаходзяць тэмпературу выпарвання яго  $t_v$ ,  $^{\circ}\text{C}$ , і кандэнсацыі  $t_k$ ,  $^{\circ}\text{C}$ , якую прымаюць прыблізна роўнай  $t_k \approx t_v$ . Выпаральныя ўчасткі цеплавых труб размяшчаюцца ў патоку прыточнага паветра.

4. Прызначаюць хуткасць прыточнага паветра ў сціснутым сячэнні пучка  $v_2 \approx 6\text{--}12$  м/с.

5. Па абагульненым крытэрыяльным ўраўненні [1, 3, 17] для шматлікіх пучкоў труб з папярочнымі рэбрамі вызначаюць канвектыўны каэфіцыент цеплааддачы  $\alpha_{2k}$ , Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{K}$ ), па старане прыточнага паветра і далей прыведзены каэфіцыент цеплааддачы  $\alpha_2$ , Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{K}$ ). Фізичныя якасці  $\lambda_2$ ,  $\nu_2$ ,  $\rho_2$  прыточнага паветра прымаюць па яго сярэдняй тэмпературы  $t_2 = 0,5(t_2' + t_2'')$ ,  $^{\circ}\text{C}$  па табліцах сухога паветра, таму што вільгацезмяшчэнне прыточнага паветра  $d_2 = d_2' = d_2''$  невялікае.

6. Вызначаюць тэмпературны націск кандэнсатарных участкаў цеплавых труб,  $^{\circ}\text{C}$ :

$$\Delta t_k = t_k - 0,5 \cdot (t_2' + t_2''). \quad (3.8)$$

7. Задаюцца каэфіцыентам цеплааддачы  $\alpha_1$ , Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{K}$ ), кандэнсуючай пары ўнутры цеплавой трубы. Пры кандэнсацыі пары фрэонаў  $\alpha_1 \approx 4600\text{--}2500$  Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{K}$ ).

8. Па формуле (2.30) разлічваюць каэфіцыент цеплааддачы  $K_k$ , Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{K}$ ), кандэнсатарных участкаў, ГТ.

9. Плошча паверхні цеплаабмену кандэнсатарных участкаў ГТ цеплаўтылізатара,  $\text{м}^2$ .

10. Вызначаюць хуткасць ППС  $v_1$ , м/с, у сціснутым сячэнні пучка

выпаральных участкаў ТТ. Яе належыць назначыць на 10–20% менш за  $v_2$ .

11. У адпаведнасці з пунктам 5 падлічваюць каэфіцыенты цеплааддачы ППС  $\alpha_{1к}^c$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), для сухой зоны выпаральных участкаў ТТ. Фізічныя якасці ППС падлічваюць як для вільготнага паветра з улікам вільгацеўтрымання  $x = 0,001 \cdot d_2'$ , кг/кг.

Каэфіцыент кінематычнай вязкасці ППС у сухой зоне, м<sup>2</sup>/с,

$$H_1 = \frac{H_B + x \cdot H_{II}}{1 + x}. \quad (3.9)$$

Каэфіцыент цеплаправоднасці ППС у сухой зоне, Вт/(м·К),

$$\lambda_1 = \frac{\lambda_B + x \cdot \lambda_{II}}{1 + x}, \quad (3.10)$$

дзе  $v_B$ ,  $v_{II}$  – каэфіцыенты кінематычнай вязкасці сухога паветра і вадзяной пары пры атмасферным ціску 0,1 МПа і сярэдняй тэмпературы ППС у сухой зоне  $t_1^c = 0,5 \cdot (t_1' + t_p)$ , м<sup>2</sup>/с;  $\lambda_B$ ,  $\lambda_{II}$  – каэфіцыенты цеплаправоднасці сухога паветра і вадзяной пары пры 0,1 МПа і  $t_1^c$ , Вт/(м·К).

Пасля гэтага разлічваюць прыведзены каэфіцыент цеплааддачы ППС  $\alpha_1^c$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К) па методыцы [1, 3] выпаральных участкаў ТТ.

12. Задаюцца каэфіцыенты цеплааддачы  $\alpha_1$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), выпаральнага цепланосьбіта ўнутры ТТ. Для фрыёнаў  $\alpha_1 \approx 450–1200$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

13. Па формуле (2.30) разлічваюць каэфіцыент цеплааддачы ППС выпаральных участкаў ТТ у сухой зоне  $K_c$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К). Пры разліку належыць лічыць  $\alpha_2 = \alpha_1^c$ .

14. Тэмпературны націск сухой зоны ППС, °С,

$$\Delta t_c = t_n - 0,5 \cdot (t_1' + t_p). \quad (3.11)$$

15. Плошча паверхні цеплаабмену сухой зоны ППС выпаральных участкаў ТТ, м<sup>2</sup>,

$$F_c = \frac{Q_c}{K_c \cdot \Delta t_c}. \quad (3.12)$$

16. Каэфіцыент вільгацевыпадзення ў насычанай зоне ППС выпаральных участкаў ТТ у выпадку  $t_F > 0^\circ\text{C}$  (мал. 3.1) разлічваецца па выразе з [30]:

$$\delta = 1 + 2480 \cdot \frac{\Delta x}{t_p - t_F}, \quad (3.13)$$

дзе  $\Delta x = 0,001 \cdot \Delta d$  – зніжэнне вільгацеўтрымання ППС у насычанай зоне, кг/кг;  $\Delta d = d_E - d_F$  – зніжэнне вільгацеўтрымання ППС, прымаемае па мал. 3.1, г/кг.



17. Канвектыўны каэфіцыент цеплааддачы ППС  $\alpha_{1к}^H$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К), насычанай зоны выпаральных участкаў ТТ

$$\alpha_{1к}^H = \alpha_{\timesк}^c \cdot \delta, \quad (3.14)$$

дзе  $\alpha_{1к}^c$  – каэфіцыент цеплааддачы па п. 11, Вт/(м<sup>2</sup> · К).

18. Па методыцы [1,3] разлічваюць прыведзены каэфіцыент цеплааддачы  $\alpha_1^H$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), ППС у зоне насычэння выпаральных участкаў ТТ.

19. Разлічваюць каэфіцыент цеплаперадачы па (2.30)  $K_H$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К), ППС выпаральных участкаў ТТ у насычанай зоне, калі ўлічваць, што

$$\alpha_2 = \alpha_1^H.$$

20. Тэмпературны націск насычанай зоны ППС, °С,

$$\Delta t_H = t_H' - 0,5 \cdot (t_p + t_1''). \quad (3.15)$$

21. Плошча паверхні цеплаабмену насычанай зоны ППС выпаральных участкаў ТТ, м<sup>2</sup>,

$$F_H = \frac{Q_H}{K_H \cdot \Delta t_H}. \quad (3.16)$$

22. Плошча паверхні цеплаабмену выпаральных участкаў ТТ цепларэкуператара, м<sup>2</sup>,

$$F_{\Pi} = F_c + F_H. \quad (3.17)$$

23. Канструкцыйным афармленнем кандэнсатарнай і выпаральнай частак цепларэкуператара належыць забяспечыць прынятыя значэнні хуткасці прыточнага паветра  $v_2$  і ППС.  $v_1$ .

24. Разліковая плошча франтальнага сячэння, м<sup>2</sup>, кандэнсатарнай часткі цепларэкуператара па прыточным паветры

$$f_{\text{фр}2} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot v_2 \cdot \text{ч}}, \quad (3.18)$$

дзе  $\rho_2$  – шчыльнасць прыточнага паветра па яго сярэдніх параметрах, кг/м<sup>3</sup>; ч – каэфіцыент загрузшчвання франтальнага папярочнага сячэння, якое разлічваецца па (2.28).

25. Плошча франтальнага сячэння, м<sup>2</sup>, па канструкцыйных параметрах кандэнсатарнай часткі

$$f_{\text{фр}2}' = m \cdot S_1 \cdot l_k, \quad (3.19)$$

дзе  $m$  – колькасць трубак у папярочным радзе, шт.;  $l_k$  – даўжыня кандэнсатарнага ўчастка ТТ, м.

26. Неабходна дабівацца роўнасці

$$f_{\text{фр}2} = f_{\text{фр}2}'. \quad (3.20)$$

Разлік (3.21) дасягаецца вар'іраваннем  $m$  і  $l_k$ .

27. Колькасць папярочных радоў труб па накірунку прыточнага паветра

$$Z = \frac{F_k}{\pi \cdot d_0 \cdot \varphi \cdot l_k \cdot m}. \quad (3.21)$$

28. Разліковая плошча франтальнага сячэння,  $m^2$ , выпаральнай часткі цепларэкуператара па ППС

$$f_{\text{фр1}} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot v_1 \cdot \tau}, \quad (3.22)$$

дзе  $\rho_1$  – шчыльнасць ППС па яе сярэдніх параметрах,  $кг/м^3$ .

29. Плошча франтальнага сячэння,  $m^2$ , па канструкцыйных параметрах выпаральнай часткі

$$f'_{\text{фр1}} = m \cdot S_1 \cdot l_b, \quad (3.23)$$

дзе  $l_b$  – даўжыня выпаральнага ўчастка ТТ, м.

30. Ажыццяўляецца праверка роўнасці

$$f_{\text{фр1}} = f'_{\text{фр1}}. \quad (3.24)$$

Выкананне (3.24) дасягаецца вар'іраваннем  $l_b$  і  $v_1$ .

31. Устаноўленая плошча паверхні цеплаабмену выпаральнай часткі цепларэкуператара,  $m^2$ ,

$$F_{\text{уст.п}} = \pi \cdot d_0 \cdot \varphi \cdot l_b \cdot m \cdot Z. \quad (3.25)$$

32. Каэфіцыент запасу плошчы

$$K_3 = F_{\text{уст.п}} / F_{\text{п}} \approx 1,1-1,2. \quad (3.26)$$

33. Страты ціску ППС  $\Delta P_1$ , Па, і прыточнага паветра  $\Delta P_2$ , Па, разлічваюць па абагульненым крытэрыяльным ўраўненні В. Ф. Юдзіка, прыведзеным ў [1,2,3].

34. Магутнасць на вале восевага вентылятара, кВт, ППС прыточнага паветра

$$N_1 = \frac{G_1 \cdot \Delta P_1}{10^3 \cdot \rho_1 \cdot \eta_v}, \quad (3.27)$$

$$N_2 = \frac{G_2 \cdot \Delta P_2}{10^3 \cdot \rho_2 \cdot \eta_v}, \quad (3.28)$$

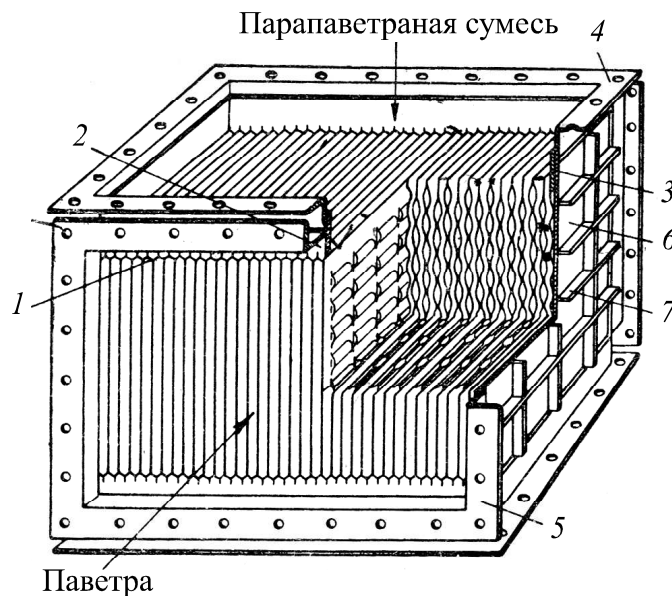
дзе  $\eta_v \approx 0,6-0,65$  – ККДз восевага вентылятара;  $G$  –  $кг/с$ ;  $\Delta P$  – Па.

Выкладзеная паслядоўнасць разліку формул і ўраўненняў

застаецца нязменнай у выпадку іншых зыходных даных, напрыклад, праектавання цеплаўтылізатара на сярэднезімовыя ўмовы або сярэднемесячную тэмпературу самага халоднага месяца года. Велічыня рэкуперацыі цяпла адпрацаваўшага агенту сушкі змяняецца на працягу года ў залежнасці ад параметраў навакольнага асяроддзя. У зімовы перыяд яна вышэй, чым у летні.

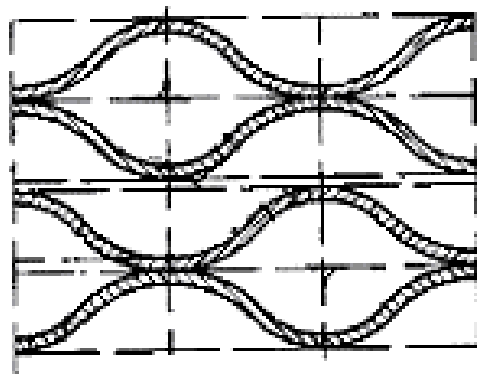
### 3.3. Разлік цепларэкуператара з профільных лістоў

Трубчастым цепларэкуператарам уласцівая невысокая кампактнасць пучка, у выніку чаго яны маюць значныя габарыты і металаёмкасць. Гэтых недахопаў у пэўнай ступені пазбаўлены пласці-ністыя цепларэкуператары, тыповым прадстаўніком якіх з'яўляецца цепларэкуператар з профільных лістоў [31], секцыя якога з перакрываваемымі патокамі адлюстравана на мал.3.2.



Мал. 3.2. Канструкцыя цепларэкуператара :  
 1 – зубчастая лінія; 2 – спецыяльны грэбень; 3 – планкі;  
 4 – фланцы з вуглавога жалеза; 5 – фланец для злучэння  
 цепларэкуператара з каналам парапаветранай сумесі;  
 6 – шчокі; 7 – рэбры жорсткасці

Плошча паверхні цеплаабмену рэкуператара набіраецца з профільных лістоў з авалападобнымі выштампоўкамі. Пры злучэнні двух лістоў паміж сабой утвараюцца

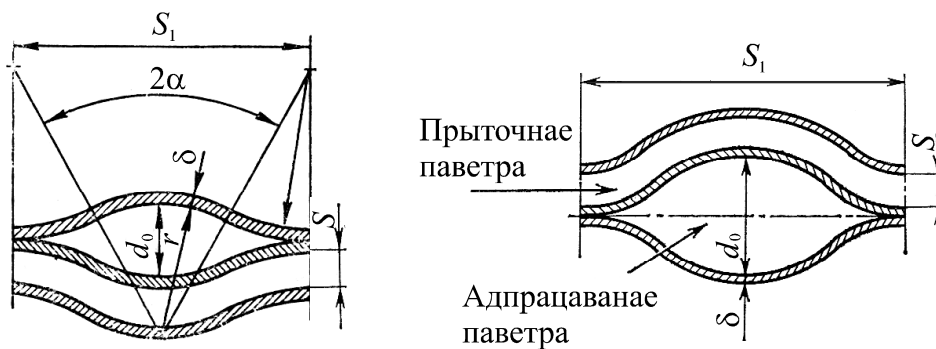


Мал. 3.3. Профіль хвалепадобнага і авалападобнага (двухвугольнага) каналаў

двухвугольныя прамыя каналы, у якія напраўляюць ППС. Даданне трэцяга ліста прыводзіць да ўтварэння хвалепадобнага канала з рухам па месцы прыточнага паветра. У наступным утварэнне каналаў паўтараецца (мал. 3.3).

Для рэкуператараў лесасушыльных камер прымяняюцца алюмініевыя лісты таўшчынёй  $\delta = 0,8-1$  мм.

Пры разліку паверхні цеплаабмену неабходна папярэдне выбраць геаметрычныя памеры профілю каналаў:  $d_0$  – папярочны памер двухвугольнага канала,  $S_1$  – крок па хвалі;  $S$  – шырыню хвалепадобнага канала і таўшчыню ліста  $\delta$ . Для праектуемага рэкуператара найбольш мэтазгодным з’яўляецца профіль канала з адносінамі  $d_0 / S_1 = 0,37-0,4$  (мал. 3.4).



Мал. 3.4. Да разліку памераў праходу цепланасіцеля

Па выбраных геаметрычных памерах разлічваюцца неабходныя для наступных разлікаў параметраў [27] радыусы:

$$r = \frac{S_1^2}{8 \cdot d_0} + \frac{d_0}{8} - \frac{S}{2} - \delta, \quad (3.29)$$

$$R = r + S + \delta. \quad (3.30)$$

Плошча папярочнага сячэння двухвугольнага канала

$$f = S_1 \cdot \left( R + \frac{d_0}{2} + \delta - r \right) - \frac{\pi \cdot \alpha \cdot \left[ (R + d)^2 - r^2 \right]}{90}, \quad (3.31)$$

дзе  $\sin \alpha = \frac{S_1}{2 \cdot (R + r + d)},$

перыметр канала

$$P = \frac{\pi \cdot \alpha}{4,5} \cdot (R + r + \delta), \quad (3.32)$$

эквівалентны дыяметр двухвугольнага канала

$$d_3 = 4 \cdot f / P. \quad (3.33)$$

Магчыма выкарыстанне ў рэкуператарах ЛСХ профільных лістоў з наступнымі параметрамі: варыянт I –  $d_0 \cdot S_1 \cdot S \cdot \delta \cdot R \cdot r \cdot P \cdot d_3 = 10 \cdot 40 \cdot 5 \cdot 1 \cdot 23,75 \cdot 17,75 \cdot 83,2 \cdot 9,1$  мм;  $f = 189$  мм<sup>2</sup>; варыянт II –  $d_0 \cdot S_1 \cdot S \cdot \delta \cdot d_3 = 14,4 \cdot 37,5 \cdot 7,5 \cdot 0,8 \cdot 12,1$  мм. Астатнія памеры разлічваюцца па прыведзеных вышэй формулах.

Цеплавы разлік выконваюць асобна для сухой і насычанай зон.

Каэфіцыент цеплааддачы канвекцыі з боку ППС у сухой зоне [32], Вт/(м<sup>2</sup> · К),

$$\alpha_1^c = 0,018 \cdot \frac{\lambda_1}{d_3} \cdot \left( \frac{v_1 \cdot d_3}{v_1} \right)^{0,8}, \quad (3.34)$$

дзе  $v_1 \approx 8-12$  м/с – хуткасць ППС у двухвугольных каналах, прызначаецца загадзя з наступным удакладненнем. Цеплафізічныя якасці  $\lambda_1$ ,  $v_1$  ППС прымаюцца па яе сярэдняй тэмпературы і вільгацеўтрыманні аналагічна раздзелу 3.1.

Каэфіцыент цеплааддачы канвекцыі з боку ППС у насычанай зоне [31], Вт/(м<sup>2</sup> · К),

$$\alpha_1^h = L_1^c \cdot \left( \frac{\Delta d \cdot r}{1000 \cdot (t_p - t_F) \cdot C_p} \right), \quad (3.35)$$

дзе  $\Delta d = d_E - d_F$ , г/кг і  $t_p$ ,  $t_F$  прымаюцца па даных мал. 3.1;  $C_p$  – удзельная цеплаёмістасць ППС пры пачатковай вільгаці, кДж/(кг · К).

Каэфіцыент цеплааддачы канвекцыі па старане прыточнага паветра, рухальнага па хвалепадобных каналах, Вт/(м<sup>2</sup> · К), [27]

$$\alpha_2 = 0,24 \cdot \frac{\lambda_2}{d} \cdot \sqrt{\frac{d_0}{S_1}} \cdot \left( \frac{v \cdot d_0}{v_2} \right)^{0,67}, \quad (3.36)$$

дзе  $v_2 \approx 6-8$  м/с – хуткасць прыточнага паветра у хвалепадобных каналах;  $d = d_0 + 2 \cdot \delta$ , м, які вызначае лінейны памер.

Фізічныя якасці  $\lambda_2$ ,  $v_2$  прыточнага паветра прымаюцца па сярэдняй тэмпературы.

Каэфіцыент цеплааддачы цепларэкуператара ў сухой і насычанай зонах, Вт/(м<sup>2</sup> · К), разлічваюць адпаведна:

$$K_c = \frac{\alpha_1^c \cdot \alpha_2}{\alpha_1^c + \alpha_2}, \quad (3.37)$$

$$K_H = \frac{\alpha_1^H \cdot \alpha_2}{\alpha_1^H + \alpha_2}. \quad (3.38)$$

Температурны націск, °С, для сухой зоны  $\Delta t_c$  і насычанай –  $\Delta t_H$  разлічваюцца па формулах (3.6) і (3.7).

Плошча паверхні цеплаабмену сухой і насычанай зоны, м<sup>2</sup>, адпаведна будзе

$$F_c = \frac{Q_c}{K_c \cdot \Delta t_c}, \quad (3.39)$$

$$F_H = \frac{Q_H}{K_H \cdot \Delta t_H}. \quad (3.40)$$

Сумарная разліковая паверхня цеплаабмену цепларэкуператара, м<sup>2</sup>,  
 $F = F_c + F_H$ .

Канструкцыйны разлік зводзіцца да вызначэння асноўных габарытных памераў цепларэкуператара.

Колькасць каналаў для ППС, шт.,

$$n_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot v_1 \cdot f}, \quad (3.41)$$

дзе  $\rho_1$  – шчыльнасць ППС па яго сярэдніх параметрах, кг/м<sup>3</sup>. Вышыня цепларэкуператара ў накірунку руху ППС, м,

$$h = \frac{F}{2 \cdot S_1 \cdot n_1}. \quad (3.42)$$

Колькасць каналаў для паветра, шт.,

$$n_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot v_2 \cdot S \cdot h}, \quad (3.43)$$

дзе  $\rho_2$  – шчыльнасць прыточнага паветра па яго сярэдніх параметрах, кг/м<sup>3</sup>. Колькасць хвалепадобных выступаў па ходу паветра, шт.,

$$n = n_1 / n_2. \quad (3.44)$$

Шырыня цепларэкуператара, м,

$$b = n \cdot S_1. \quad (3.45)$$

Даўжыня цепларэкуператара, м,

$$l = 0,5 \cdot d_0 + 2 \cdot \delta + S. \quad (3.46)$$

Атрыманыя памеры  $h$ ,  $b$ ,  $l$  павінны быць канструкцыйна прымальнымі. Дасягнуць гэтага неабходна перш за ўсё вар'іраваннем хуткасцяў патокаў  $v_1$  і  $v_2$  або зменай памераў профілю канала.

Страты ціску прыточнага паветра пры руху па хвалепадобных

каналах [31], Па,

$$\Delta P_2 = 2 \cdot 9,81 \cdot \sqrt{\frac{d_0}{S_1}} \cdot \left[ 0,32 \cdot \sqrt{\frac{d_0}{S}} + 0,16 \cdot \frac{d_0}{S} + \right. \\ \left. + 3,2 \cdot \frac{d_0}{S} \cdot \left( \frac{v_2 \cdot d}{v_2} \right)^{-0,4} \cdot (n-2) + \frac{t_2'' - t_2'}{T_2} \right] \times \rho_2 \cdot v_2^2, \quad (3.47)$$

дзе  $T_2 = 273 + 0,5 \cdot (t_2' + t_2'')$  – сярэдняя тэмпература прыточнага паветра, К.

Сумарныя страты ціску прыточнага паветра ў цепларэкуператары, Па,

$$\sum \Delta P_2 = \Delta P_2 + (\psi_{ув} + \psi_{вых}) \frac{\rho_2 \cdot v_2^2}{2}, \quad (3.48)$$

дзе  $\psi_{ув}$ ,  $\psi_{вых}$  – каэфіцыенты мясцовага супраціўлення пры ўваходзе ў рэкуператар і выхадзе з яго паветра.

Страты ціску ППС пры руху па двухвугольных (авалападобных) каналах [31], Па,

$$\Delta P_1 = \left( 0,064 \cdot \frac{h}{d_3} \cdot \frac{\rho_1 \cdot v_1^2}{2} + \frac{t_1'' - t_1'}{T_1} \cdot \rho_1 \cdot v_1^2 \right) \cdot 9,81, \quad (3.49)$$

дзе  $T_1 = 273 + 0,5 \cdot (t_1' + t_1'')$  – сярэдняя тэмпература ППС, К.

Агульныя страты ціску ППС у цепларэкуператары, Па,

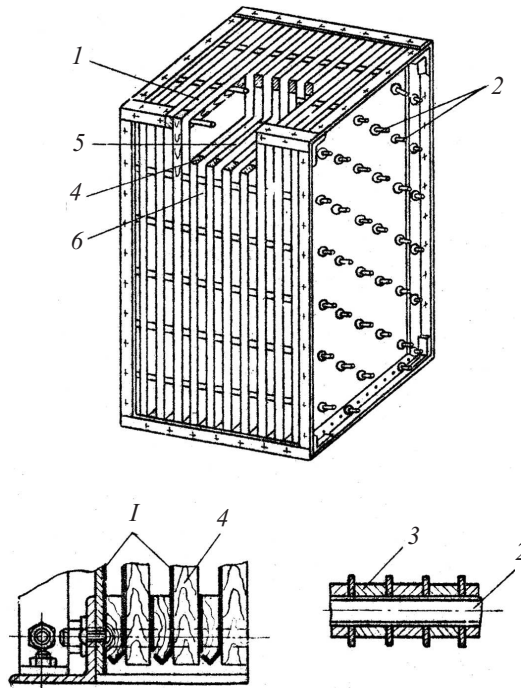
$$\sum \Delta P_1 = \Delta P_1 + (\psi_{ув} + \psi_{вых}) \frac{\rho_1 \cdot v_1^2}{2}, \quad (3.50)$$

дзе  $\psi_{ув}$ ,  $\psi_{вых}$  – каэфіцыенты мясцовага супраціўлення пры ўваходзе ў рэкуператар і выхадзе з яго ППС.

У завяршэнне разліку па формулах (3.27) і (3.28) разлічваецца магутнасць на вале восевага вентылятара ППС і прыточнага паветра.

### 3.4. Разлік гладкапласціністага цепларэкуператара

На мал. 3.5 прыведзена секцыя гладкапласціністага цепларэкуператара [33, 34].



Мал. 3.5. Секцыя пласціністага цеплаўлавіцеля:

- 1 – алюмініевыя лісты; 2 – балты сцягвання;  
 3 – дыстанцыйныя трубка; 4 – дубовыя планкі;  
 5 – вертыкальныя каналы; 6 – гарызантальныя каналы

Цепларэкуператар вырабляецца з алюмініевых лістоў  $2 \times 1$  м, таўшчынёй 0,5–0,8 мм, адлегласць паміж лістамі 16–20 мм. Пры індыўідуальным праектаванні памер лістоў можа быць іншым. Алюмініевыя лісты 1, якія складаюць секцыю рэкуператара, аб'ядноўваюцца паміж сабой балтамі 2. Для атрымання пэўнай адлегласці паміж лістамі на балты надзяваюцца дыстанцыйныя трубка з даўжынёй, роўнай шырыні шчыліны. Па краях лістоў ставяцца рэйкі 4, вакол якіх лісты злучаюцца паміж сабою на фланец.

Пры зборцы лістоў у секцыю ўтвараюцца шчылінныя каналы з вертыкальным 5 і гарызантальным 6 размяшчэннем. Па вертыкальных каналах рухаецца адпрацаваны агент сушкі (ППС), па гарызантальных – прыточнае паветра. Рэкуператар складаецца з некалькіх уніфіцыраваных секцый [30], колькасць якіх вызначаецца разлікам. Плошча паверхні цеплаабмену секцыі змяняецца ад 52,5 да 144 м<sup>2</sup>. Падрабязная тэхнічная характарыстыка секцый прыведзена ў [3]. Каэфіцыент кампактнасці гладкапласціністага рэкуператара складае 40–55 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>.

Рэкуператар мае нізкую цеплавую эфектыўнасць, таму што патокі абмываюць паверхню цеплаабмену безадрыўным патокам. Аднак яны канструкцыйна простыя, нескладаная зборка, невялікі



кошт, лёгка ачышчаюць ад забруджванняў.

Пры цеплавым разліку неабходна загадзя вызначыць шырыню каналаў для прыточнага паветра  $a$ , мм, а для ППС –  $b$ , мм.

Эквівалентны дыяметр каналаў для ППС –  $d_1 = 2 \cdot b$ , мм; для прыточнага паветра –  $d_2 = 2 \cdot a$ , мм.

Вызначаюць хуткасць ППС у каналах  $v_1 = 8\text{--}15$  м/с, а хуткасць прыточнага паветра  $v_2 = 6\text{--}10$  м/с.

Для развітага турбулентнага рэжыму руху ў каналах ППС і прыточнага паветра каэфіцыент цеплааддачы разлічваюць па крытэрыяльным ўраўненні М. А. Міхеева для газаў.

Каэфіцыент цеплааддачы з боку ППС у сухой зоне  $\alpha_1^c$  і насычанай  $\alpha_1^h$  разлічваюць па ўраўненнях (3.35) і (3.36), падстаўляючы замест  $d_3$  значэнне  $d_1$ .

Каэфіцыент цеплааддачы канвекцыі па баку прыточнага паветра, Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$$\alpha_2 = 0,018 \cdot \frac{\lambda_2}{d_2} \cdot \left( \frac{v_2 \cdot d_2}{\nu_2} \right)^{0,8} \quad (3.51)$$

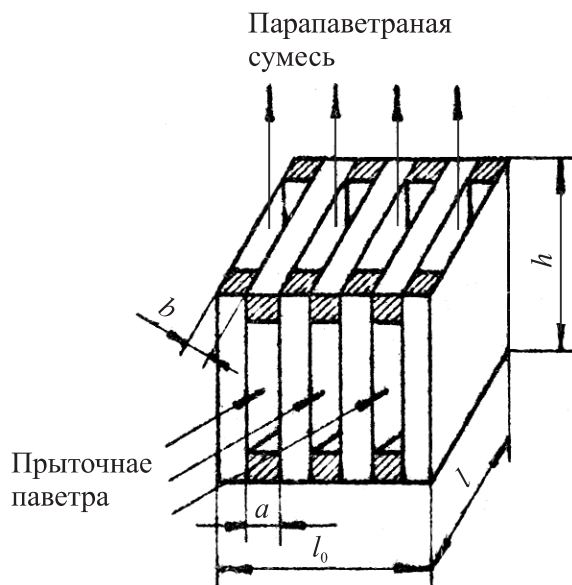
Каэфіцыент цеплааддачы ў сухой  $K_c$  і насычанай  $K_h$  зонах разлічваюць суадносна па формулах (3.37) і (3.39).

Тэмпературны націск для сухой  $\Delta t_c$  і насычанай  $\Delta t_h$  зон разлічваюць па формулах (3.6) і (3.7).

Плошча паверхні цеплаабмену сухой  $F_c$  і насычанай  $F_h$  зоны разлічваюць па формулах (3.39) і (3.40) і далей знаходзяць сумарную разліковую плошчу паверхні  $F$  цеплаабмену.

На гэтай стадыі завяршаецца цеплавы разлік рэкуператара і выконваецца канструкцыйны разлік.

Абзначым вышыню алюмініевага ліста ў накірунку руху ППС –  $h$ , а даўжыню яго па накірунку прыточнага паветра –  $l$  (мал. 3.6).



Мал. 3.6. Схема да канструкцыйнага разліку пласціністага цепларэкуператара

Жывое сячэнне каналаў для ППС, м<sup>2</sup>,

$$f_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot v_1}. \quad (3.52)$$

Лік каналаў для праходу ППС, шт.,

$$n_1 = f_1 / (e \cdot l), \quad (3.53)$$

дзе значэнне  $l$  прызначаецца канструкцыйна з улікам спалучэння выцяжнага канала сушыльнай камеры з фланцам рэкуператара па ППС.

Вышыня цепларэкуператара, м ,

$$h = F / (2 \cdot l \cdot n_1). \quad (3.54)$$

Жывое сячэнне каналаў для прыточнага паветра, м<sup>2</sup>,

$$f_2 = G_2 / (\rho_2 \cdot v_2), \quad (3.55)$$

Лік каналаў для праходу прыточнага паветра, шт.,

$$n_2 = f_2 / (a \cdot h). \quad (3.56)$$

Па кампанавачных даных (мал. 3.6) відаць, што лік паветраных каналаў падпарадкоўваецца роўнасці

$$n_2^k = n_1 - 1. \quad (3.57)$$

Разлік лічыцца карэктным у выпадку выканання роўнасці

$$n_2 = n_2^k. \quad (3.58)$$

Пры выкананні ўмовы (3.58) неабходна прыняць атрыманае значэнне  $n_2^k$ , вызначыць па (3.56) жывое сячэнне  $f_2$  і далей з (3.55) – новае значэнне хуткасці  $v_2$ .

Па значэнні  $v_2$  пералічыць каэфіцыент цеплааддачы  $\alpha_2$ , далей –  $K_c, K_n$  і  $F$ .

Устаноўленая (канструкцыйная) плошча паверхні цеплаабмену рэкуператара,  $m^2$ ,

$$F_{уст} = 2 \cdot n_2^k \cdot h \cdot l. \quad (3.59)$$

Шырыня цепларэкуператара з боку прыточнага паветра, фронтальнае сячэнне якога роўнае  $l_0 \cdot h$ , м,

$$l_0 = n_1 \cdot (a + b + 2 \cdot \delta). \quad (3.60)$$

Каэфіцыент цеплаперадачы рэкуператара разлічаны без уліку ўплыву забруджвання паверхні цеплаабмену. Таму неабходна прадугледзець запас паверхні цеплаабмену:

$$K_3 = \frac{F_{уст}}{F} = 1,1 - 1,2. \quad (3.61)$$

Аэрадынамічны разлік уключае разлік страт ціску рабочых патокаў.

Каэфіцыент супраціўлення трэнню пры турбулентным руху ППС і паветра ўнутры прамых гладкіх каналаў разлічваецца па формуле Блазіуса

$$\zeta_1 = 0,3164 \cdot \left( \frac{v_1 \cdot d_1}{\nu_1} \right)^{-0,25}, \quad (3.62)$$

$$\zeta_2 = 0,3164 \cdot \left( \frac{v_2 \cdot d_2}{\nu_2} \right)^{-0,25}. \quad (3.63)$$

Сумарныя страты ціску пры руху ППС, Па,

$$\sum \Delta P_1 = (\zeta_1 \cdot \frac{h}{d_1} \cdot \psi_{ув} + \psi_{вых}) \cdot \frac{\rho_1 \cdot v_1^2}{2}. \quad (3.64)$$

Сумарныя страты ціску пры руху прыточнага паветра, Па,

$$\sum \Delta P_2 = (\zeta_2 \cdot \frac{l}{d_2} \cdot \psi_{ув} + \psi_{вых}) \cdot \frac{\rho_2 \cdot v_2^2}{2}, \quad (3.65)$$

дзе  $\psi_{ув}, \psi_{вых}$  – каэфіцыенты мясцовых страт на ўваходзе і выхадзе патоку, прымаемых па даведачных даных.

Па формулах (3.27) і (3.28) разлічваецца магутнасць на вале восевага вентылятара для ППС і прыточнага паветра.

### **3.5. Разлік высокатэмпературнага каларыфера для сушылак тыпу СУР**

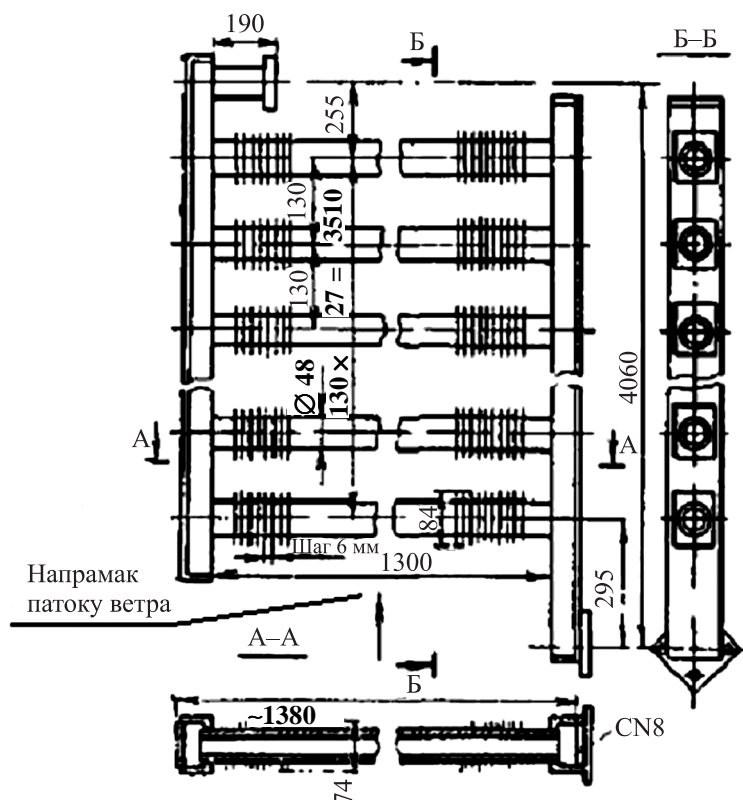
У дрэваперапрацоўчай прамысловасці пры вытворчасці фанеры і ДСП шырока ўжываюцца цеплавыя працэсы з выкарыстаннем

гаручага паветра ў інтэрвале яго тэмпературы 120–180°C. Такі ўзровень тэмпературы паветра патрабуецца таксама ў сушыльных працэсах цэлюлозна-папяровай вытворчасці. Нагрэў паветра да тэмператур 120–180°C звычайна ажыццяўляецца ў каларыферах сухой насычанай ва-дзяной парай. Ціск пары павінен быць 0,36–2,1 МПа. Пару атрымоўваюць у кацельнай прамысловага прадпрыемства ад паравых катлоў (як правіла, ДКВР). У тым выпадку, калі катлы даўно знаходзяцца ў эксплуатацыі, то можа скласціся такая сітуацыя, калі яны з-за свайго зносу не могуць забяспечыць першапачаткова зададзеныя (праектныя) параметры пары, у першую чаргу дасягнуць неабходнага значэння ціску. У такім выпадку дагрэў да неабходнай тэмпературы паветра адбываецца ў электракаларыферах, што энергетычна і эканамічна немэтазгодна з-за дваінога пераўтварэння энергіі. Акрамя гэтага, паравыя каларыферы маюць адчувальныя страты цеплыні з кандэнсатам пары, неабходна пастаянна сачыць за работай кандэнсатадводчыкаў і падтрымліваць на патрэбным тэхнічным узроўні кандэнсатную гаспадарку прадпрыемства або асобнага вытворчага ўчастка.

Адным з магчымых энергаэфектыўных і альтэрнатыўных рашэнняў у такім выпадку з'яўляецца адмаўленне ад выкарыстання па-ры ў якасці награвальнага цепланасіцеля з заменай яе на цепланасіцель з мінеральнага масла. Тэмпература ўспышкі масла павінна быць больш за тэмпературу яго нагрэву, і з улікам гэтага выбіраецца пэўная марка. Для мінеральных масел, якія выпускае прамысловасць, тэмпература ўспышкі роўная 220°C і вышэй. Неабходна выбіраць масла з высокай удзельнай масавай цеплаёмістасцю, малой вязкасцю і вялікім каэфіцыентам цеплаправоднасці. Нагрэў масла мэтазгодна ажыццяўляць у тэрмамасленых катлах, у якіх акрамя прыроднага газу палівам могуць быць і драўняныя адходы.

Адной з пераваг масла як награвальнага цепланасіцеля з'яўляецца атрыманне патрабуемых тэмператур пры атмасферным ціску 0,1 МПа. Такім чынам, трубаправодныя камунікацыі і трубы масленага каларыфера знаходзяцца у 4–22 разы меншым ціскам у параўнанні з паравым абагрэвам, адсюль зніжаецца іх металаёмістасць. Істотны недахоп – павышаная пажаранебяспечнасць, што неабходна ўлічваць у правілах тэхнічнай эксплуатацыі і культуры абслугоўвання дадзенага абсталявання.

У ролікавых сушылках тыпу СУР [26] для шпоны паветра награвецца рабрыстымі каларыферамі (мал. 3.7), якія выкананы ў выглядзе зварных сталёвых батарэй.



Мал. 3.7. Рабрысты каларыфер

Каларыфер складаецца з двух калектараў даўжынёй 4060 мм. Яны выкананы са швелераў № 8 вышынёй 80 мм і шырынёй 43 мм, падмурак ў якіх завараны. У калектары ўвараны круглыя сталёныя трубы вонкавым дыяметрам 48 мм, даўжынёй 1300 мм. На 0,95 даўжынні трубы насаджаны рэбры – пласцінкі з ліставой сталі таўшчынёй 1,5 мм памерам 74×84 мм. Крок размяшчэння рэбраў на трубе прымаецца канструктыўна. Крок труб у калектарах  $S_1 = 130$  мм, але можа быць прынятым і іншым, зыходзячы з таго, што яны размяшчаюцца на даўжынні 3510 мм. Каларыфер аднарадны, мае 27 труб у вышыню. Патак паветра рухаецца прымусова з хуткасцю ў свабодным сячэнні каларыфера 2 м/с перпендыкулярна ўздоўжнай восі труб. Награвальны цепланосьбіт – сухая насычаная пара ціскам 0,49 МПа. Цяпло перадаецца паветру радыяцыяй і канвекцыяй.

Каэфіцыент цеплаперадачы каларыфера  $16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Асноўныя недахопы каларыфера – невысокая цеплавая эфектыўнасць і значная металаёмкасць з-за прымянення сталёных прамавугольных рэбраў. На дадзены момант трэба адмовіцца ад канструявання падобных

каларыфераў, а сучасныя тэхналогіі [30] дазваляюць стварыць высокаэфектыўныя біметалічныя рабрыстыя трубы (БРТ) са спіральна-накатнымі алюмініевымі рэбрамі.

Ніжэй прыводзяцца цеплавы і аэрадынамічны разлікі рабрыстых каларыфераў з масленым цепланосьбітам. Для рэканструкцыі каларыфера, паказанага на мал. 3.6, рэкамендуецца ўжываць БРТ наступных геаметрычных параметраў, мм:  $d = 69,0$ ;  $h = 14,5$ ;  $\Delta = 0,65$ ;  $d_0 = d - 2 \cdot h = 40,1$ . Шаг рэбраў можна назначыць роўным  $S = 2,56$ ;  $2,70$ ;  $3,06$ ;  $3,56$  мм, якім адпавядае каэфіцыент арабрэння  $\phi = 16,9$ ;  $19,1$ ;  $14,3$ ;  $12,4$ . Рэбры выкананы накатнымі спіральнымі з алюмініевага сплаву АД1М. Нясучая труба выбіраецца з вугляродзістай сталі, вонкавы дыяметр трубы  $d_b = 38$  мм, таўшчынёй сценкі  $S_1 = 1,5$  мм, унутраны дыяметр трубы  $d_1 = 35,0$  мм. Крок труб  $\delta_1 = 76$  мм.

**Цеплавы разлік канструкцыі.** Сярэдні каэфіцыент цеплааддачы канвекцыяй аднародных пучкоў з БРТ у інтэрвале ўказанага змянення кроку  $S$  рэбраў з расейваннем вопытных значэнняў  $\pm 5\%$  усярэдненай прамой абагульняецца крытэрыяльным ураўненнем [30]

$$\alpha_{\text{пр}} = 0,146 \cdot C_{\text{л}} \cdot \left( \frac{\lambda}{d_0} \right) \cdot \text{Re}^{0.6}, \quad (3.66)$$

дзе значэнне каэфіцыента  $C_{\text{л}}$  разлічваецца па (2.11);  $\text{Re} = v \cdot d_0 / \nu$  – лік Рэйнальда для паветра;  $\nu$  – хуткасць паветра ў сціснутым сячэнні аднароднага пучка, м/с.

Фізічныя ўласцівасці  $\lambda$ ,  $\nu$  паветра выбіраюцца па яго сярэдняй тэмпературы ў пучку каларыфера.

Пры павелічэнні шага да  $S_1 = 82$  мм значэнне  $\alpha_{\text{пр}}$  трэба павялічыць на 3,5%. Шаг  $S_1$  слаба ўплывае на змяненне цеплааддачы. Таму для значэнняў  $S > 82$  мм велічыню  $\alpha_{\text{пр}}$  трэба прымаць такой, як у пучку з  $S_1 = 82$  мм.

Цяпло перадаецца паветру канвекцыяй, а таксама выпраменьваннем. З гэтым неабходна лічыцца, асабліва ў аднарадных пучках. Неабходна памятаць, што тэмпература паверхні арабрэння можа дасягаць  $180\text{--}200^\circ\text{C}$  і доля цяпла, якое атрымана выпраменьваннем, дасягае 25–40% ад цяпла, перададзенага паветру канвекцыяй.

Улік прамянёвай складальнай у перадачы цяпла каларыферам магчымы двума спосабамі. Арыенціровачна можна лічыць, што каэфіцыент цеплааддачы выпраменьваннем  $\alpha_{\text{вп}}$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К), складае 10–20 % ад  $\alpha_{\text{пр}}$ , г. зн.  $\alpha_{\text{вп}} \approx (0,1 - 0,2) \cdot \alpha_{\text{пр}}$ , К.

Каэфіцыент цеплааддачы па паветраным баку каларыфера,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ,

$$\alpha = \alpha_{\text{пр}} + \alpha_{\text{вп}}. \quad (3.67)$$

Магчымы ўдакладнены разлік цеплааддачы выпраменьваннем арэбраных пучкоў [36].

Прамянёвая складальная цеплавога патоку,  $\text{Вт}$ , разлічваецца па формуле

$$Q_{\text{вп}} = C_0 \cdot \epsilon_{\text{пр}} \cdot \varphi_{\text{т-о}} \cdot \varphi_{\text{г.п-о}} \cdot F \cdot [((273 + t_{\text{ст.2}})/100)^4 - ((273 + t_2)/100)^4], \quad (3.68)$$

дзе  $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$  – каэфіцыент выпраменьвання абсалютна чорнага цела;  $\epsilon_{\text{пр}}$  – прыведзеная ступень чарнаты сістэмы цел «пучок – асяроддзе»;  $\varphi_{\text{т-о}}$  – сярэдні вуглавы каэфіцыент выпраменьвання адзіночнай кругларабрыстай трубы да навакольнага асяроддзя;  $\varphi_{\text{г.п-о}}$  – сярэдні вуглавы каэфіцыент выпраменьвання ад пучка з гладкіх труб дыяметрам  $d$  да навакольнага асяроддзя;  $t_2$  – сярэдняя тэмпература нагрэтага паветра,  $^{\circ}\text{С}$ .

Плошча поўнай вонкавай цеплааддаючай паверхні па арабрэнні ўсіх аднародных каларыфераў сушылкі,  $\text{м}^2$ ,

$$F = \pi \cdot d_0 \cdot \varphi \cdot l \cdot N, \quad (3.69)$$

дзе  $l$  – даўжыня арэбранай часткі трубы,  $\text{м}$ ;  $N$  – колькасць БРТ у аднародных каларыферах сушылкі, шт.

Сярэдні вуглавы каэфіцыент выпраменьвання адзіночнай кругларабрыстай трубы з улікам таўшчыні рабра да навакольнага асяроддзя

$$\varphi_{\text{т-о}} = [S - \varphi_{01-01} \cdot (S - \Delta)] \times \\ \times d / [0,5 \cdot (d^2 - d_0^2) + (S - \Delta) \cdot d_0 + \Delta \cdot d], \quad (3.70)$$

дзе  $\varphi_{01-01}$  – вуглавы каэфіцыент выпраменьвання на сябе цыліндрычнай паверхні дыяметра рабра  $d$  і даўжынёй  $(S - \Delta)$ , якое замыкае міжрэбраную поласць.

Для БРТ каларыфераў можна прыняць  $\varphi_{01-01} = 0,02-0,04$  або разлічыць па формуле

$$\varphi_{01-01} = 1 - R + H/4 + (2 \cdot R/\pi) \cdot \arctg(\sqrt{1 - R^2} \cdot \frac{2}{H}) + H, \quad (3.71)$$

дзе  $R = \frac{d_0}{d}$ ;  $H = 2 \cdot (S - \Delta)/d$ .

Для разліку усярэдняга вуглавога каэфіцыента выпраменьвання ад гладкатрубнага пучка да навакольнага асяроддзя можна карыстацца формулай

$$\varphi_{г. п-о} = \frac{2 \cdot \sigma_1}{\pi \cdot z} \cdot \left[ 1 - \left( \sqrt{1 - \frac{1}{\sigma_1}} - \frac{1}{\sigma_1} \cdot \operatorname{arctg} \cdot \sqrt{\sigma_1^2 - 1} \right)^z \right], \quad (3.72)$$

дзе  $z$  – колькасць папярочных радоў труб у пучку;  $\sigma = S_1/d$  – адносны папярочны крок.

Для разлічваемага намі каларыфера  $z = 1$ .

Прыведзеную ступень чарнаты адзіночнай арабранай трубы разлічваюць па формуле

$$\varepsilon_{пр} = \left[ 1 + \left( \frac{1}{\varepsilon_{эф}} - 1 \right) \cdot \varphi_{г. п-о} \right]^{-1}, \quad (3.73)$$

дзе  $\varepsilon_{эф}$  – эфектыўная ступень чарнаты адзіночнай арабранай трубы.

Эмпірычным шляхам вызначана для БРТ з  $\varphi = 16,8$  значэнне  $\varepsilon_{эф} = 0,6$ ; для  $\varphi = 21,0$  –  $\varepsilon_{эф} = 0,65$  у залежнасці ад тэмпературы сценкі ў інтэрвале  $t_{ст} = 40\text{--}210^\circ\text{C}$ .

Сярэдні каэфіцыент цеплааддачы выпраменьваннем ад арабранай паверхні труб каларыфера,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ,

$$\alpha_{вп} = \frac{Q_{вп}}{F \cdot (t_{ст. 2} - t_2)}. \quad (3.74)$$

Разлік  $Q_{вп}$  па (3.68) або  $\alpha_{вп}$  па (3.74) выконваюць метадам паслядоўных набліжэнняў. Для гэтага ў першым набліжэнні разлічваюць  $F$  па ўраўненні цеплаперадачы без уліку прамянёвай складальнай цеплавога патоку.

Рэкамендуемы для аднародных масленых каларыфераў тыпа-памер БРТ характарызуецца найбольшай поўнай плошчай паверхні арабрэння  $F$  1 м даўжыні трубы сярод вырабляемых прамысловасцю. У такім выпадку каларыфер будзе збірацца з меншай колькасці труб  $N$ , паменшыцца колькасць зварных злучэнняў, што адэкватна павелічэнню эксплуатацыйнай надзейнасці, зніжэнню затрат на выпрацоўку. Жорсткасць труб на выгіб большая ў параўнанні з БРТ дыяметрам  $d_b = 25; 16$  мм. Не патрабуецца ўстаноўка дадатковай апоры паміж калектарамі для прадухілення прагібу труб.

Каэфіцыент арабрэння трубы каларыфера неабходна выбіраць з умовы роўнасці тэрмічных супраціўленняў з унутранага (масленага) і вонкавага (паветранага) бакоў трубы. Умове адпавядае ўраўненне

$$\alpha_1 \cdot F_{ун} = \alpha \cdot F, \quad (3.75)$$



дзе  $F_{\text{ун}}$  – плошча ўнутранай паверхні трубы даўжынёй 1 м, м<sup>2</sup>.

Вядома, што  $F_{\text{ун}} = \pi \cdot d_1 \cdot 1$ , м<sup>2</sup>;  $F = \pi \cdot d_0 \cdot \varphi \cdot 1$ , м<sup>2</sup>. Тады  $\pi \cdot d_1 \cdot \alpha_1 = \pi \cdot d_0 \cdot \varphi \cdot \alpha$ , або патрабуемы каэфіцыент арабрэння трубы складае

$$\varphi = \frac{\alpha_1 \cdot d_1}{\alpha \cdot d_0}. \quad (3.76)$$

Вылічанаму  $\varphi$  адпавядаюць канкрэтныя параметры рэбраў, рэкамендаваных БРТ.

Задаюцца хуткасцю масла ўнутры труб  $\omega \approx 0,5 - 1$  м/с і разлічваюць каэфіцыент цеплааддачы з унутранага боку БРТ. Неабходна ўлічваць залежнасці, якія адпавядаюць выпадку нязменнай шчыльнасці цеплавога патоку на сценцы трубы  $q_w = \text{const}$ . Для гэтага выпадку даўжыня тэрмічнага пачатковага ўчастка  $l_0$  пры ламінарным цячэнні ў трубе вязкіх вадкасцяў (а менавіта пры іх цячэнні рэалізуецца ламінарны рэжым) роўная [37]:

$$\frac{l_T}{d_1} = 0,07 \cdot \text{Re}, \quad (3.77)$$

дзе  $\text{Re} = \text{Re} \cdot \text{Pr}$  – лік Пекле вязкай вадкасці.

Пры цячэнні вязкіх вадкасцяў у рэальных цеплаабменных апаратах, уключаючы каларыферы ( $\text{Re} \approx 10^3$ ,  $\text{Pr} = 1-100$ ), як бачна з (3.77), значэнне  $l_T$  вялікае і можа даходзіць да  $7000 d_1$ . У каларыферах БРТ унутраны дыяметр  $d_1 \approx 1435$  мм, для якіх  $l_T \approx 98 - 245$  м і перабольшвае даўжыню труб у дзесяткі – сотні разоў. Практычна гэта азначае, што цеплааддача не стабілізуецца і цалкам праходзіць на тэрмічным пачатковым участку. У большасці цеплаабменных устаноў уваход вадкасці ў трубы супадае з пачаткам абагрэву або ахалоджвання. У гэтых умовах працэс цеплааддачы працякае ў гідрадынамічна пачатковым участку, г. зн. пры змяненні профілю эпюры хуткасці па даўжыні канала.

Разлік сярэдняга каэфіцыента цеплааддачы для ламінарнага гідрадынамічна нестабілізаванага цячэння вадкасцяў у гладкіх трубах можа праводзіцца па крытэрыяльным ўраўненні [37]:

$$\text{Nu} = 1,5 \cdot \left[ 4,36 + 1,31 \cdot \left( \frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{1}{d_1} \right) \cdot \exp \left( -13 \cdot \sqrt{\frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{1}{d_1}} \right) \cdot \left( \frac{\mu_{\text{СТ}}}{\mu} \right)^{\frac{1}{6}} \right], \quad (3.78)$$

якое сапраўднае пры  $\frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{1}{d_1} \leq 0,07$ ;  $0,04 \leq \frac{\mu_{\text{СТ}}}{\mu} \leq 1$ ;  $\text{Re} < 2300$ ,

дзе  $Nu = \frac{\alpha \cdot d_1}{\lambda}$ ;  $Re = \frac{\omega \cdot d_1}{\gamma}$ ;  $Pr = \frac{\gamma}{a}$  – адпаведна лікі Нусельта,

Рэйнальдса, Прандтля;  $\omega$  – хуткасць вязкай вадкасці (масла) труб, м/с;  $l$  – даўжыня рабрыстай трубы паміж калектарам (трубнымі дошкамі), м;  $\mu_{ст}$  – каэфіцыент вязкасці масла пры сярэдняй тэмпературы ўнутранай сценкі  $t_{ст}$  трубы, Па·с;  $\mu$  – каэфіцыент вязкасці масла пры яго сярэдняй тэмпературы, Па·с;  $\lambda$  – каэфіцыент цеплаправоднасці масла, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\gamma$  – каэфіцыент кінематычнай вязкасці масла, м/с;  $a$  – каэфіцыент тэмператураправоднасці масла, м<sup>2</sup>/с;  $\alpha$  – сярэдні каэфіцыент цеплааддачы масла, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Фізічныя ўласцівасці масла ў гэтым ураўненні для лікаў  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$  вызначаюцца пры тэмпературы памежнага слоя

$$t_c = 0,5 \cdot (t_{ст1} + t_1), \text{ } ^\circ\text{C},$$

дзе  $t_1$  – сярэдняя тэмпература масла.

У першым набліжэнні тэмпературу сценкі трубы прымаюць

$$t_{ст1} = 0,5 \cdot (t_1 - 0,5 \cdot \Delta t_{ср}),$$

дзе  $\Delta t_{ср}$  – сярэдні тэмпературны напор каларыфера.

У пераходнай вобласці цячэння  $2,300 < Re < 10,000$  каэфіцыент цеплааддачы масла падпарадкоўваецца крытэрыяльнаму ўраўненню Ёл. Д. Папова

$$Nu = 0,008 \cdot Re^{0,9} \cdot Pr^{0,433}. \quad (3.79)$$

У формуле (3.80) фізічныя ўласцівасці масла  $\nu$ ,  $\lambda$  і лік  $Pr$  прымаюцца па яго сярэдняй тэмпературы.

Для разліку цеплааддачы масла ў турбулентным рэжыме руху  $Re \geq 10,000$ , што прыняцова магчыма, ужываецца шматразова апрабаванае ў практнай практыцы вядомае крытэрыяльнае ўраўненне М. А. Міхеева для кропельных вадкасцяў.

Каэфіцыент вязкасці масла можна разлічваць, Па·с,

$$\mu = \gamma \cdot \rho,$$

дзе  $\rho$  – шчыльнасць масла, кг/м<sup>3</sup>.

Разлік  $\alpha$  па (3.78) выконваецца метадам паслядоўных набліжэнняў. Задаецца велічынёй тэрмічнага кантактнага супраціўлення (ТКС) у БРТ па рэкамендацыях [3, 23].

$$R_K \approx (2,2 - 3,5) \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

Вялікія значэнні  $R_K$  трэба прымаць для масла большай тэмпературы.

Па формуле (2.30) разлічваюць прыблізнае значэнне каэфіцыента цеплаперадачы  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К) і удакладняюць тэмпературу ўнутранай сценкі нясухай трубы, °С:

$$t_{\text{сн.1}} = t_1 - \frac{k}{\alpha_1} \cdot \frac{d_1}{d_0} \cdot (t_1 - t_2), \quad (3.80)$$

дзе  $t_2$  – сярэдняя тэмпература паветра, °С;  $\alpha_1$  – каэфіцыент цеплааддачы па масленым баку трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Разыходжанне паміж прынятым значэннем тэмпературы сценкі і ўдакладненым не павінна перабольшваць (1,0–1,5) °С.

Удакладненае значэнне сярэдняй тэмпературы трубы па аснове рэбраў, °С,

$$t_{\text{сн.2}} = t_2 + \frac{Q}{\alpha \cdot F}, \quad (3.81)$$

дзе  $Q$  – цеплавы паток каларыфера, Вт.

У гэту формулу падстаўляецца лічбавае значэнне  $\alpha$  па (3.67). Значэнне  $F$  ацэньваюць з вядомага ураўнення цеплаперадачы па набліжанаму каэфіцыенту цеплаперадачы.

Сярэдні тэмпературны напор каларыфера разлічваецца для схемы аднакратнага перакрываванага току цепланасіцеляў, якія не перамешваюцца ў межах ходу, °С,

$$\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{ср.супр}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (3.82)$$

дзе  $\Delta t_{\text{ср}}$  – сярэдні тэмпературны напор у прапанаванай супрацьцёчнай схеме руху цепланасіцеляў, °С;  $\varepsilon_{\Delta t}$  – паправачны каэфіцыент, які ўлічвае адхіленне схемы руху цепланасіцеляў ад супрацьцёчнай.

Велічыню  $\Delta t_{\text{ср.супр}}$  разлічваюць па (2.19), а значэнне  $\varepsilon_{\Delta t}$  прымаюць па графіках, напрыклад, з работы [38].

$$\text{Калі ж } \frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_M} \leq 1,8,$$

то

$$\Delta t_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (\Delta t_{\bar{\theta}} + \Delta t_M). \quad (3.83)$$

У шэрагу выпадкаў хуткасць вязкай вадкасці і тэмпература на ўваходзе ў трубу маюць профілі, блізкія да раўнамерных. Для гэтых умоў разлік сярэдняга каэфіцыента цеплааддачы пры ламінарным рэжыме цячэння вадкасці ў гладкіх трубах пры  $\frac{l}{d_1} > 10$ ,

$Re = 10-2300$ ,  $0,06 < \frac{Pr}{Pr_{сц}} < 10$ ,  $Re \cdot \frac{d_1}{l} \cdot Pr^{\frac{5}{6}} > 15$  можа праводзіцца па крытэрыяльным ураўненні [38].

$$Nu = 1,4 \cdot \left( Re \cdot \frac{d_1}{l} \right)^{0,4} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{сц}} \right)^{0,25}, \quad (3.84)$$

дзе  $Pr_{сц}$  – лік Прандтля для вязкай вадкасці (масла), які выбіраюць па таблічных даных пры сярэдняй тэмпературы  $t_{сц1}$ , °С, унутранай сценкі трубы.

Лікі  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$  разлічваюцца аналагічна па формуле (3.78), а фізічныя ўласцівасці ў гэтых ліках выбіраюцца па сярэдняй тэмпературы масла  $t_1 = 0,5 \cdot (t_1^I + t_1^{II})$ , °С. Тут  $t_1^I$ ,  $t_1^{II}$  – тэмпература масла на ўваходзе і выхадзе з каларыфера, °С.

Ураўненнем (3.84) мэтазгодна карыстацца пры «ўзбуджэнным» цеплавым разліку каларыфера.

Каэфіцыент цеплаперадачы каларыфера разлічваецца канчаткова па выкананні ўсіх патрабуемых набліжэнняў. Для труб БРТ разлік  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К) праводзіцца па формуле (2.30).

Разліковая плошча паверхні цеплаперадачы каларыфера, м<sup>2</sup>,

$$F = \frac{Q}{K_3 \cdot \Delta t_{сяр}}, \quad (3.85)$$

дзе  $K_3 = K \cdot \eta_3$  – каэфіцыент цеплаперадачы з улікам забруджванняў, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $\eta_3 \approx 0,85-0,9$  – каэфіцыент забруджвання паверхні цеплаперадачы.

**Канструкцыйны разлік каларыфера.** Габарыты праектуемага масленага каларыфера неабходна ўпісаць у габарыты замяшчаемага паравога каларыфера. У сушыльцы тыпу СУР-5 (мал. 37) шэсць секцый сушыльных камер. У кожнай секцыі шэсць секцыйных каларыфераў аднарадных згодна з мал. 3.7. Усяго ўстанаўліваецца секцыйных каларыфераў  $Z_c = 36$  шт.

Плошча паверхні цеплаперадачы адной секцыі каларыфера, м<sup>2</sup>,

$$F_c = \frac{F}{Z_c}. \quad (3.86)$$

Плошча знешняй паверхні арабрэння адной трубы даўжынёй  $l = 1,3$  м (мал. 3.7), м<sup>2</sup>,

$$F_{ТР} = \pi \cdot d_0 \cdot \phi \cdot 1,3. \quad (3.87)$$

Колькасць БРТ у секцыі каларыфера, шт.,

$$n_c = \frac{F}{F_{\text{ТР}}}. \quad (3.88)$$

Трубы ў секцыі размяшчаюцца па даўжыні калектара  $L_k = 3510$  мм.

Крок размяшчэння БРТ у секцыі, м,

$$S_1 = 3510 / (n_c - 1). \quad (3.89)$$

Абвязкай БРТ у каларыферы або ў іх секцыях трэба забяспечыць прынятую ў цеплавым разліку хуткасць масла ( $w$ , м/с).

**Аэрадынамічны разлік каларыфера.** Страты ціску паветра з БРТ, якія рэкамендуюць выкарыстоўваць у сушылках тыпу СУР, разлічваюць па залежнасці (2.12), у якой неабходна прымаць  $m = 0,28$ . Нязменную  $C_1$  назначаюць роўнай па даных [35] з улікам паправачнага каэфіцыента, на аднарадны пучок  $C'_z = 1,23; 9,80; 9,75; 9,25; 8,30$  адпаведна для  $S = 2,56; 2,70; 3,06; 3,56$  мм і  $S_1 = 76$  мм. Для труб з  $S = 2,70$  мм і  $S_1 = 82$  мм значэнне  $C_1 = 9,31$ .

Шчыльнасць паветра  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, выбіраецца па яго сярэдняй тэмпературы ў каларыферы.

Пры канструяванні масленых каларыфераў магчыма змяненне серыйна выпускаемых прамысловасцю круглых БРТ наступных тыпапамераў, мм:  $d \cdot d_0 \cdot h \cdot S \cdot \Delta = 49,0 \cdot 28,0 \cdot 10,5 \cdot 3,5 \cdot 0,75; 56,0 \cdot 28,0 \cdot 14,0 \cdot 3,0 \cdot 0,75; 57,0 \cdot 26,4 \cdot 15,2 \cdot 2,5 \cdot 0,6$ . Каэфіцыент арабрэння труб адпаведна  $\phi = 9,41; 15,23; 20,4$ . Спіральныя, алюмініевыя рэбры накатаны на нясучай трубе дыяметра  $d_n$  з таўшчынёй сценкі  $\delta_1 = 1,5; 2,0$  мм. Матэрыяльнае выкананне нясучай трубы – вугляродзістыя сталі 10, 20; нержавеючыя сталі 10X17 Н13М2Т, 12X18 Н10Т; латунь ЛАМШ 77-2-0,05. Рабрыстыя трубы ААА (г. Барысаглебск Варонежскай вобл.), ЗАА НПА (пас. Назія Ленінградскай вобл.). Цана 1 п. м. БРТ з таўшчынёй сценкі 2,5 мм роўная 187 руб. для вугляродзістых сталяў, 450–400 руб. для нержавеючых сталяў і 305 руб. РФ для латуні на пачатак 2005 г.

**Перавод стандартызаваных каларыфераў з БРТ з паравым і вадзяным абагрэвам на масляны абагрэў.** Ва ўстаноўках для сушкі фанеры і ДСП таксама прымяняюцца стандартызаваныя каларыферы з круглых БРТ. Пры замене паравога або вадзянога награвальнага цепланасіцеля масляным у цеплавым разліку нельга выкарыстоўваць формулы (2.3), (2.4) для вызначэння каэфіцыента цеплаперадачы з-за змянення ўмовы пераносу цеплыні да награваемага паветра. Каэфіцыент цеплаперадачы трэба разлічваць па формуле (2.29), а

разлік цеплааддачы з боку масла выконваецца па крытэрыяльных ураўненнях (3.78), (3.84).

Для разліку цеплааддачы па паветранаму боку каларыфера выкарыстоўваецца абагульненае крытэрыяльнае ўраўненне АДТУ (Архангельскага дзяржаўнага тэхнічнага ўніверсітэта) [1,17]. Канвекцыйны каэфіцыент цеплааддачы  $\alpha_k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), ад арабрэння да паветра (або наадварот) для шахматных перпендыкулярна абцякаемых патокам пучкоў з труб з круглымі спіральна-накатнымі або шайбавымі рэбрамі любога матэрыяльнага выканання аднесены да поўнай плошчы паверхні арабрэння:

$$\alpha_k = 0,132 \cdot \left(\frac{\lambda}{S}\right) \cdot C_z \cdot \left(\frac{S_1 - d_0}{S'_2 - d_0}\right)^m \cdot \left(\frac{d_0}{S}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{S}\right)^{-0,14} \text{Re}^{0,73}, \quad (3.90)$$

дзе  $\text{Re} = \nu \cdot S/\nu$  – лік Рэйнльдса для паветра;  $S'_2 = \sqrt{((0,5 \cdot S_1)^2 + S_2^2)}$  – дыяганальны шаг труб;  $S_2$  – уздоўжны крок труб;  $m = 0,53 - 0019\phi$  – паказчык  $C_z = f(z)$  – паправачны каэфіцыент на колькасць  $z$  папярочных радоў труб у пучку;  $\nu$  – хуткасць паветра ў найменшым сцісну-тым праходным сячэнні шахматнага пучка, м/с.

Такое сячэнне можа быць папярочнае або дыяганальнае ў залежнасці ад значэнняў крокаў  $S_1, S_2$ .

Цеплафізічныя ўласцівасці паветра  $\lambda$ , ураўненне (3.90), прымаюць па яго сярэдняй тэмпературы ў пучку.

Ураўненне (3.90) сапраўднае ў інтэрвале змянення  $K$ :

$$\text{Re} = 160 - 66,000; d_0/S = 2,88 - 16,1; h/S = 0,4 - 6,4; (S_1 - d_0)/(S'_2 - d_0) = 0,46 - 2,61; \phi = 5 - 22.$$

Значэнні паправачнага каэфіцыента  $C_z$  прымаюцца наступнымі: для  $z = 1, 2, 3, 4, 5, 6$  адпаведна  $C_z = 0,78; 0,91; 0,98; 0,99; 0,995; 1,0$ .

Цеплааддача нахіленых да патоку паветра пучкоў рабрыстых труб вышэй у параўнанні з перпендыкулярна абцякаемымі і разлічваецца памнажэннем  $\alpha_k$  па (3.90) на паправачны каэфіцыент  $C_\psi$ , які прымаюць роўным для  $\psi = 80^\circ, 70^\circ, 60^\circ$  адпаведна 1,035; 1,037; 1,167. Для  $\psi = 90^\circ$ ,  $C_\psi = 1,0$ . Тут  $\psi$  – вугал паміж накірункам вектара хуткасці паветра і воссю трубы. Залежнасць  $C_\psi = f(\psi)$  апраксіміраваная ўраўнаннем [39]:

$$C_\psi = -1664,83 + 132,41 \cdot \psi - 4,36 \cdot \psi^2 + 0,076 \cdot \psi^3 - 7,44 \cdot \psi^4 + 3,86 \cdot \psi^5. \quad (3.91)$$

Прыведзены каэфіцыент цеплааддачы ад арабрэння да паветра  $\alpha_{пр}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), разлічваецца па суадносінах [40]

$$\alpha_{пр} = \alpha_k \cdot \left[ \left(\frac{F_P}{F}\right) \cdot E \cdot \mu \cdot \psi_p + \left(\frac{F_{тр}}{F}\right) \right], \quad (3.92)$$

дзе значэнні  $F_p, F_{тр}, F$  разлічваюцца на 1 м даўжыні трубы,  $m^2/m$ ;  $F_{тр}$  – плошча паверхні трубы па аснанню рэбраў, якая не занята апошнімі;  $F_p = F_T + F_6$  – плошча паверхні рэбраў;  $F_T$  – плошча тарцавых паверхняў рэбраў;  $F_6$  – плошча бакавой паверхні рэбраў;  $F = F_{тр} + F_p$  – поўная плошча паверхні арабрэння;  $E$  – каэфіцыент эфектыўнасці рабра;  $\mu$  – каэфіцыент формы сячэння рабра;  $\psi_p$  – каэфіцыент нераўнамернасці цеплааддачы па паверхні рабра.

Колькасць круглых рэбраў на 1 м трубы, шт./м,

$$n' = \frac{1}{S}, \quad (3.93)$$

дзе крок рэбраў  $S$ , м.

Для круглых спіральных рэбраў указаныя плошчы адпаведных паверхняў разлічваюцца як

$$F_{тр} = \pi \cdot d_0 \cdot (1 - n' \cdot \Delta), \quad (3.94)$$

$$F_6 = 2 \cdot n' \cdot \left( \frac{\pi \cdot d^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \right), \quad (3.95)$$

$$F_T = \pi \cdot d \cdot n' \cdot \Delta. \quad (3.96)$$

Для круглых рэбраў прамавугольнага сячэння  $\mu = 1$ . Для рэбраў трапецыядальнага сячэння  $\mu > 1$ .

Каэфіцыент нераўнамернасці размеркавання цеплааддачы па паверхні спіральнага рабра разлічваецца як

$$\psi_p = 1 - 0,058 \cdot \beta \cdot h, \quad (3.97)$$

дзе  $\beta \cdot h = h \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_K}{\lambda_p \cdot \Delta}}$  – безразмерны комплекс;  $\lambda_p$  – каэфіцыент

цеплаправоднасці матэрыялу рабра, Вт/(м·К).

Для алюмініевых рэбраў  $\lambda_p \approx 205 - 210$  Вт/(м·К).

Для круглых спіральных рэбраў пастаяннай таўшчыні каэфіцыент эфектыўнасці  $E = f(\beta \cdot h, d/d_0)$  і прымаецца па графіках на мал. 3.8.

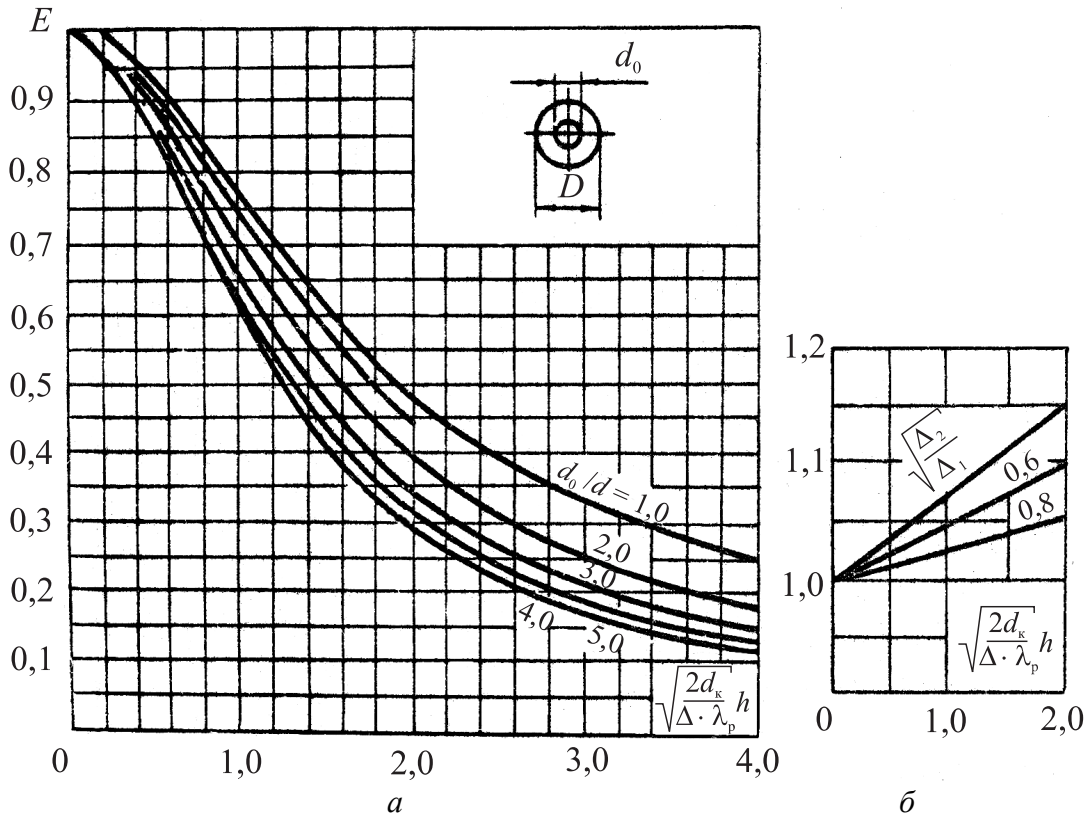
У арабраных трубных пучках з БРТ з колькасцю папярочных радоў  $z = 2$  (пучкі стандартызаваных каларыфераў) пры прымусовай канвекцыі можна не ўлічваць цяпло, якое перададзена паветру, г. зн.  $Q_{вп} \approx 0$  Вт,  $\alpha_{вп} \ll \alpha_{пр}$ . Тады  $\alpha_{пр}$  па (3.92) будзе канчатковае значэнне каэфіцыента цеплааддачы каларыфера  $\alpha_{пр} = \alpha$  па паветраным баку.

Для трубчаста-пласцістых стандартызаваных каларыфераў разлік цеплааддачы па паветраным баку выконваецца па залежнасцях, напрыклад, прыведзеных у [21].

Далей разлічваецца каэфіцыент цеплаперадачы каларыфтра  $K_3$  з улікам забруджванняў і цеплавы паток стандартызаванага каларыфера, Вт,

$$Q = K_3 \cdot F \cdot \Delta t_{\text{сяр}}, \quad (3.98)$$

дзе  $F$  – устаноўленая ў каларыферы плошча цеплаперадачы,  $\text{м}^2$ .



Мал. 3.8. Каэфіцыент эфектыўнасці труб з папярочнымі рэбрамі:  
 $a$  – для круглых рэбраў;  $b$  – паправачны каэфіцыент,  
 які ўлічвае таўшчыні трапецападобнага рабра

Страты ціску паветра разлічваюцца па формуле (2.4) або па абагульненым крытэрыяльным ўраўненні [40], прыгоднасць якога для стандартызаваных каларыфераў з круглых БРТ пацверджана разлікамі [39].

Для шахматных пучкоў страты ціску паветра  $\Delta P, \text{Па}$ , разлічваюцца як

$$\Delta P = 2,7 \cdot z \cdot C'_z \cdot C'_\psi \cdot \left( \frac{l}{d_3} \right)^{0,3} \cdot \text{Re}^{-0,25} \cdot \rho \cdot v^2, \quad (3.99)$$



дзе  $Re = \frac{v \cdot l}{\nu}$  – лік Рэйнальда для паветра;  $C'_z = f(Z)$  – паправачны

каэфіцыент на колькасць папярочных радоў, які прымаюць для  $z = 2, 3, 4, 5$  адпаведна роўным 1,18; 1,08; 1,02; 1,0. Пры  $z > 5$   $C'_z = 1,0$ .

$C'_\psi = f(\psi)$  – паправачны каэфіцыент на вугал атакі паветрам труб пучка, які прымаюць для  $\psi = 90^\circ, 80^\circ, 70^\circ, 60^\circ$  адпаведна роўным 1,0; 1,079; 1,188; 1,60.

Графічная залежнасць  $C'_\psi = f(\psi)$  апраксіміраваная [39].

$$C'_\psi = -143,016 + 11,04 \cdot \psi - 0,323 \cdot \psi^2 + 0,004 \cdot \psi^3 - 3,178 \cdot \psi^4 + 8,629 \cdot \psi^5. \quad (3.100)$$

Лінейны памер, м,

$$l = \left( \frac{F_{TP}}{F} \right) \cdot d_0 + \left( \frac{F_P}{F} \right) \cdot \sqrt{0,785 \cdot (d^2 - d_0^2)}. \quad (3.101)$$

Эквівалентны дыяметр найменшага прахаднога сячэння пучка, калі такім з'яўляецца фронтальнае папярочнае сячэнне (як ва ўсіх стандартызаваных каларыферах), разлічваюць па формуле, м,

$$d_s = 2 \cdot [s \cdot (S_1 - d_0) - 2 \cdot h \cdot \Delta] / (2 \cdot h + s). \quad (3.102)$$

Калі найменшым прахадным сячэннем з'яўляецца дыяганальнае, то ў (3.103) замест  $S_1$  падстаўляецца  $S'_2$ .

Ураўненне (3.100) сапраўднае ў інтэрвале

$$Re = (2 - 180) \cdot 10^3; \frac{l}{d_s} = 0,15 - 12,5; \psi \leq 90 - 60^\circ. \quad (3.103)$$

Хуткасць паветра  $v$ , м/с, адпавядае найменшаму прахадному сячэнню пучка, а цеплафізічныя ўласцівасці паветра  $\nu, \rho$  выбіраюцца па яго сярэдняй тэмпературы ў пучку.

Цеплафізічныя ўласцівасці некаторых мінеральных масел, выкарыстанне якіх магчыма ў каларыферах, прыводзяцца ў дадатку.

У катлах ДКВР, неўкамлектаваных хваставымі паверхнямі нагрэву (паветрападагравальнікамі або эканамайзерам), тэмпература газаў за катлом 280–295 °С. Цяпло, губляемае з газамі, магчыма выкарыстоўваць для нагрэву масла, як награвальнага цепланасіцеля, у каларыферах для сушкі фанеры. У газаходзе катла ўстанаўліваецца рэкуператыўны трубчасты цеплаабменнік, па трубах якога рухаецца масла, а трубы абцякаюцца дымавымі газамі. Разлікі паказваюць, што цяпла дастаткова для цяпла каларыфераў. Гэта рашэнне тэхнічна ажыццявіма, тым больш, што магчыма ахалоджванне газаў да тэмпературы пункта росы. Але гэта ўжо зусім іншая гісторыя.

#### 4. РАЗЛІК І ПАДБОР ТРУБАПРАВОДАЎ

Разліковы дыяметр трубаправода вызначаецца з ураўнення неразрыўнасці патоку

$$G = \rho \cdot \omega \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{ун}}^2}{4}, \quad (4.1)$$

дзе  $G$  – масавы расход патоку, кг/с;  $\rho$  – шчыльнасць патоку, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega$  – хуткасць патоку, м/с;  $d_{\text{ун}}$  – унутраны дыяметр трубаправода, м.

Дыяметр параправода ў камеры разлічваюць для зімовых умоў у перыяд прагрэву пры хуткасці пары 30–50 м/с [1].

Дыяметр параправода да каларыфера камеры разлічваюць на расход пары на сушку для зімовых умоў на хуткасць пары 30–40 м/с.

Дыяметр цеплаправода да каларыфера разлічваюць на расход гарачай вады на сушку для зімовых умоў пры хуткасці вады 1–2,5 м/с.

Атрыманыя даныя належыць узгадняць з памерамі штуцэраў каларыфера.

Дыяметр кандэнсатнага трубаправода ад каларыфера камеры разлічваюць на хуткасць кандэнсату пара 0,5–1 м/с.

Па разліковым значэнні дыяметра трубаправода з дзейнічаючага асартыменту выбіраюць трубу стандартнага вонкавага дыяметра  $d_{\text{в}}$  з таўшчынёй сценкі  $S$ , прымаючы бліжэйшыя большыя значэнні  $d_{\text{в}}$  (ДАСТ 9941–72) з указаннем умоўнага праходу  $D_{\text{у}}$  трубы.

Умоўныя праходы азначаюць намінальныя ўнутраныя дыяметры трубаправодаў. Неабходнасць ва ўмоўных дыяметрах вызвана тым, што ўнутраныя дыяметры труб, для якіх у стандартных (сартыментах) указваюцца вонкавыя дыяметры, змяняюцца пры змяненні разліковага ціску і суадносна – таўшчыні сценкі.

Табліца

Залежнасць умоўнага праходу  $D_{\text{у}}$  ад параметраў  $d_{\text{в}}$  і  $S$  трубаправодаў

$D_{\text{у}}$	15	20	25	32	40	50	65	80
$d_{\text{в}}$	18	25	32	38	45	57	76	89
$S$	2	2	2	2	2	3	3	3
$D_{\text{у}}$	100	125	150	200	250	300	350	400
$d_{\text{д}}$	108	133	159	219	273	325	377	426
$S$	3,5	3,5	4,5	6,0	6,0	6,0	6,0	7,0

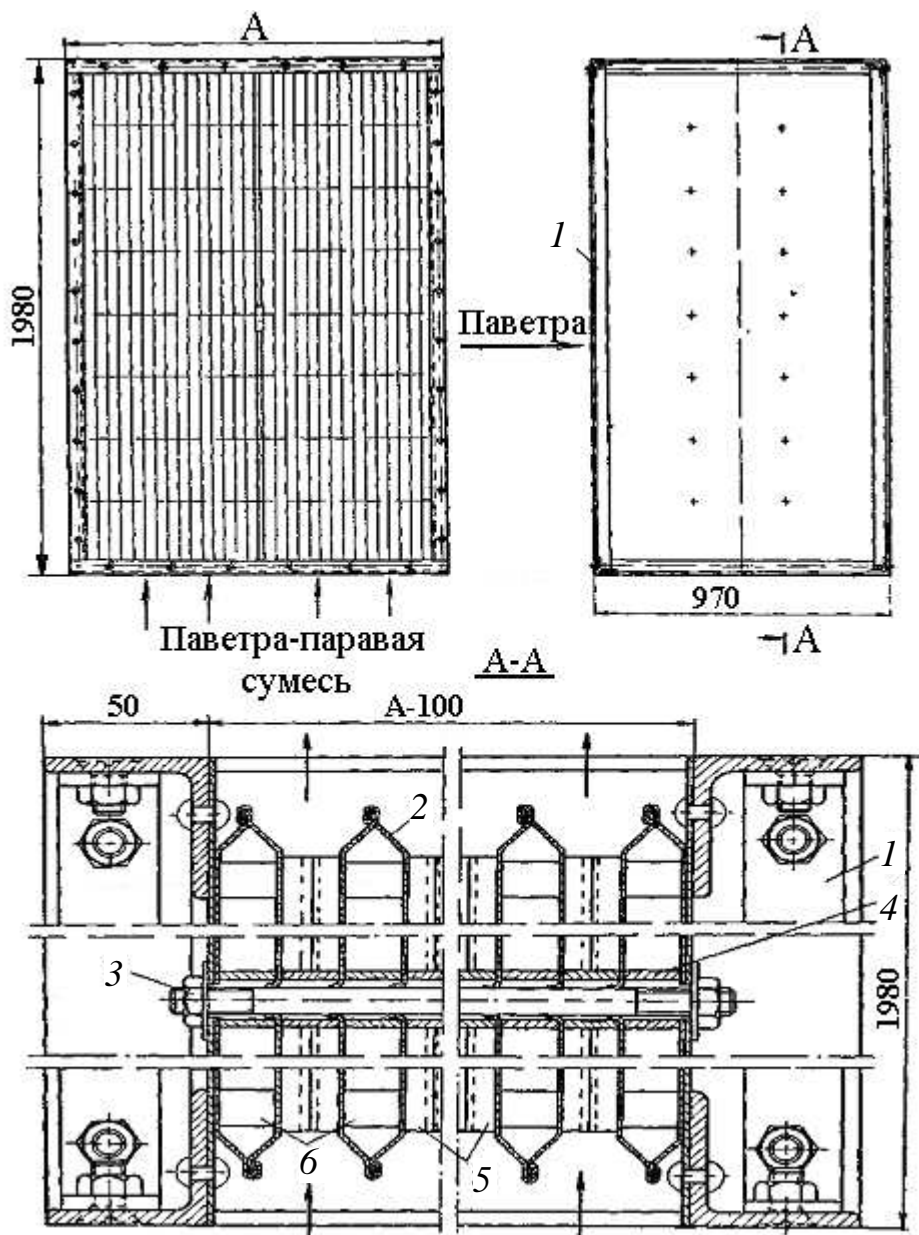
Такім чынам, пад умоўным праходам трубаправодаў, арматуры і злучальных частак належыць разумець намінальны ўнутраны дыяметр трубаправода.

Для трубаправодаў з умоўным ціскам  $P_y \leq 1$  МПа і тэмпературай цепланасіцеля  $t = 70\text{--}170^\circ\text{C}$  пры разліковай тэмпературы вонкавага паветра не ніжэй  $-20^\circ\text{C}$  рэкамендуюцца трубы са сталі марак ВСтЗсп3, ВСтЗГпс4, ВСтЗпс4. Ніжэй дадзены геаметрычныя памеры труб для прымянення ў якасці трубаправодаў камер.

Геаметрычныя памеры, мм, сталёных электразварных прамашвоўных труб для прамых участкаў трубаправодаў (сартымент па ДАСТ 10704–76\*. Параметры цепланасіцеля:  $P_y \leq 1,6$  МПа,  $t \leq 200^\circ\text{C}$ .

Дыяметр увільгатняльных труб камер прымаюць роўным 40–50 мм.

## ДАДАТАК



Малюнак. Гладкапласцінысты цепларэкуператар:  
 1 – рама; 2 – алюмініевыя лісты; 3 – болт сцяжны;  
 4 – трубка дыяметрам 20×3 мм, даўжынёй 18 мм;  
 5 – шчыліны для паветра-паравой сумесі;  
 6 – шчыліны для награванага паветра

Табліца 1

## Фізічныя ўласцівасці сухога паветра пры 0,1013 МПа па [38]

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$C_p,$ кДж/(кг · К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м · К)	$a \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6,$ Н · с/м	$\nu \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	Pr
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,98	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,002	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680

Табліца 2

## Фізічныя ўласцівасці вады па лініі насычэння па [38]

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5},$ Па	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$C_p,$ кДж/(кг · К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м · К)	$a \cdot 10^8,$ м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6,$ Н · с/м <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4,$ 1 / К	Pr
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	1,013	999,9	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	13,67
10	1,013	999,7	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	0,70	9,52
20	1,013	998,2	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	7,02
30	1,013	995,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	5,42
40	1,013	992,2	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	4,31
50	1,013	988,1	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	3,54
60	1,013	983,1	4,189	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	2,98
70	1,013	977,8	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	2,55
80	1,013	971,8	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	2,21
90	1,013	965,3	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	1,95
100	1,013	958,4	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	1,75
110	1,43	951,0	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	1,60
120	1,98	943,1	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	1,47
130	2,70	934,8	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	1,36
140	3,61	926,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	1,26

Заканчэнне табл. 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
150	4,76	917,0	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,30	1,17
160	6,18	907,0	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,70	1,10
170	7,92	897,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,30	1,05
180	10,03	886,9	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,90	1,00
190	12,55	876,0	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,60	0,96
200	15,55	863,0	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,30	0,93

Табліца 3

## Фізічныя ўласцівасці вадзяной пары па лініі насычэння па [41]

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10, \text{Па}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$h'', \text{кДж/кг}$	$C_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	$r, \text{кДж/кг}$	$\lambda \cdot 10^3, \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	$\mu \cdot 10^5, \text{Н} \cdot \text{с/м}^2$	$\nu \cdot 10^5, \text{м}^2/\text{с}$	$a \cdot 10^5, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
50	0,1233	0,8303	2591	1,907	2382	20,34	1,0584	12,750	12,8	0,99
60	0,1992	0,1302	2609	1,923	2358	21,22	1,0923	8,388	8,48	0,99
70	0,3116	0,1981	2626	1,942	2333	22,14	1,1272	5,960	5,75	0,99
80	0,4736	0,2932	2643	1,967	2308	23,09	1,1620	3,963	4,00	0,99
90	0,7011	0,4232	2660	1,997	2283	24,07	1,1960	2,826	2,85	0,99
100	1,013	0,5973	2676	2,033	2257	25,10	1,2293	2,058	2,07	1,00
110	1,433	0,8258	2691	2,075	2230	26,20	1,2621	1,528	1,53	1,00
120	1,985	1,1209	2706	2,124	2202	27,39	1,2951	1,155	1,15	1,00
130	2,701	1,4958	2720	2,182	2174	28,68	1,3287	0,888	0,879	1,01
140	3,614	1,9658	2733	2,248	2144	30,08	1,3633	0,694	0,681	1,02
150	4,76	2,5476	2746	2,323	2113	3158	1,3990	0,549	0,534	1,03
160	6,18	3,2598	2757	2,409	2081	33,16	1,4360	0,440	0,442	1,04
170	7,92	4,1232	2767	2,506	2048	34,80	1,4725	0,357	0,337	1,06
180	10,03	5,1607	2777	2,616	2013	36,5	1,5094	0,293	0,270	1,08
190	12,55	6,3083	2784	2,740	1977	38,25	1,5458	0,242	0,218	1,11
200	15,55	7,8651	2791	2,880	1938	40,05	1,5814	0,201	0,177	1,14
210	19,08	9,594	2796	3,039	1898	41,9	1,6160	0,168	0,144	1,17
220	23,2	11,623	2800	3,218	1856	43,87	1,6499	0,142	0,117	1,21

Табліца 4

## Фізічныя ўласцівасці масла МК у залежнасці ад тэмпературы па [38]

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	$\lambda, \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	$\mu \cdot 10^4, \text{Н} \cdot \text{с/м}^2$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$a \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4, \text{1/К}$	Pr
1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	911,0	1,645	0,1510	35414	3883	9,94	8,56	39000
20	903,0	1,712	0,1485	18560	1514	9,58	8,64	15800
30	894,5	1,758	0,1461	6180	691,2	9,28	8,71	7450
40	887,5	1,804	0,1437	3031	342,0	8,97	8,79	3810
50	879,0	1,851	0,1413	1638	186,2	8,69	8,86	2140

Заканчэнне табл. 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
60	871,5	1,897	0,1389	961,4	110,6	8,39	8,95	1320
70	864,0	1,943	0,1363	603,3	69,3	8,14	9,03	858
80	856,0	1,989	0,1340	399,3	46,6	7,89	9,12	591
90	848,2	2,035	0,1314	273,7	32,3	7,61	9,20	424
100	840,7	2,081	0,1290	202,1	24,0	7,33	9,28	327
110	838,0	2,127	0,1264	145,2	17,4	7,11	9,37	245
120	825,0	2,173	0,1240	110,4	13,4	6,92	9,46	193,5
130	817,0	2,219	0,1214	87,31	10,7	6,69	9,54	160,0
140	809,2	2,265	0,1188	70,34	8,70	6,53	9,65	133,3
150	804,6	2,311	0,1168	56,90	7,10	6,25	9,73	113,5

Табліца 5

## Фізічныя ўласцівасці масла МС-20 у залежнасці ад тэмпературы па [10]

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$C_p,$ кДж/(кг · К)	$\lambda,$ Вт/(м · К)	$\mu \cdot 10^4,$ Н · с/м <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4,$ 1/К	Pr
10	897,9	2,010	0,135	–	–	6,31	–
20	892,3	2,043	0,134	10026	1125	6,35	15400
30	886,6	2,072	0,132	4670	526	6,38	7310
40	881,0	2,106	0,131	2433	276	6,42	3890
50	875,3	2,135	0,130	1334	153	6,46	2180
60	869,6	2,165	0,129	789,5	91,9	6,51	1340
70	864,0	2,198	0,128	498,3	58,4	6,55	865
80	858,3	2,227	0,127	336,3	39,2	6,60	588
90	852,7	2,261	0,126	234,4	27,5	6,64	420
100	847,0	2,290	0,126	171,7	20,3	6,69	315
110	841,3	2,320	0,124	132,4	15,7	6,73	247
120	835,7	2,353	0,123	101,0	12,1	6,77	193
130	830,0	2,382	0,122	79,76	9,61	6,82	156
140	824,4	2,420	0,121	61,80	7,50	6,87	123
150	828,7	2,445	0,120	53,7	6,50	6,92	108

Табліца 6

## Параметры сухой насычанай пары і вады па крывой насычэння (па ціску)

$P,$ МПа	$t_H, ^\circ\text{C}$	$h',$ кДж/кг	$h'',$ кДж/кг	$v',$ м <sup>3</sup> /кг	$v'',$ м <sup>3</sup> /кг
1	2	3	4	5	6
0,0020	17,486	73,40	2533,1	0,0010014	67,24
0,0025	21,071	88,36	2539,5	0,0010021	54,42
0,0030	24,078	100,93	2545,3	0,0010028	45,77
0,0035	26,674	111,81	2549,9	0,0010035	39,56
0,0040	28,95	121,33	2553,7	0,0010042	34,93

Заканчэнне табл. 6

1	2	3	4	5	6
0,0050	32,89	137,79	2560,9	0,0010054	28,24
0,010	45,82	191,84	2583,9	0,0010102	17,40
0,020	60,08	251,48	2609,2	0,0010171	7,652
0,025	64,99	272,03	2617,6	0,0010198	6,201
0,030	69,12	289,30	2624,6	0,0010223	5,232
0,04	75,87	317,62	2636,3	0,0010264	3,999
0,05	81,33	340,53	2645,2	0,0010299	3,243
0,10	99,62	417,47	2674,9	0,0010432	1,696
0,20	120,23	504,74	2706,8	0,0010606	0,8860
0,30	133,54	561,7	2725,5	0,0010733	0,6055
0,5	151,84	640,1	2748,8	0,0010927	0,3749
0,6	158,84	670,6	2756,9	0,0011009	0,3156
0,7	164,96	697,2	2763,7	0,0011081	0,2728
0,8	170,41	720,9	2769,0	0,0011149	0,2403
0,9	175,36	742,7	2723,7	0,0011213	0,2149
1,0	179,88	762,4	2777,8	0,0011273	0,1945
1,5	198,88	844,5	2791,8	0,0011538	0,1317
2,0	212,37	908,6	2792,2	0,0011768	0,09961
3,0	233,83	1008,4	2803,1	0,0012164	0,06663

Табліца 7

**Цеплатэхнічныя паказчыкі  
асноўных будаўнічых матэрыялаў і канструкцый.**

Матэрыял	Характарыстыка матэрыялаў у сухім стане		
	Шчыльнасць $\rho_0$ , кг/м <sup>3</sup>	Удзельная цеплаёмкасць $C_0$ , кДж/(кг · К)	Каэфіцыент цеплаправоднасці $\lambda_0$ , Вт/(м · К)
1	2	3	4
<b>I. Бетоны і растворы</b>			
1. Жалезабетон	2500	0,84	1,69
2. Бетон на гравіі або шчэбе- ні з прыроднага каменю	2400	0,84	1,51
3. Туфабетон	1800	0,84	0,64
4. Пемзабетон	1600	0,84	0,52
5. Керамзітабетон на керам- зітным пяску і керамзітапе- набетон	1800	0,84	0,66
6. Керамзітабетон на пер- літавым пяску	1000	0,84	0,28
7. Цэментна-пясчаны раствор	1800	0,84	0,58
8. Лісты гіпсавыя абліцо- вачныя	800	0,84	0,15



<b>II. Цэглавая кладка</b>			
1	2	3	4
9. Гліняная звычайная на цэментна-пясчанай аснове	1800	0,88	0,56
10. Гліняная звычайная на цэментна-перлітавым раствору	1600	0,88	0,47
11. Сілікатная на цэментна-пясчаным раствору	1800	0,88	0,70
12. Керамічная пустацеляя шчыльнасцю 1400 кг/м <sup>3</sup> (брута) на цэментна-пясчаным раствору	1600	0,88	0,47
13. Керамічная пустацеляя шчыльнасцю 1000 кг/ м <sup>3</sup> (брута) на цэментна-пясчаным раствору	1200	0,88	0,35
<b>III. Дрэва</b>			
14. Сасна і елка папярок валокнаў	500	2,30	0,19
15. Дуб папярок валокнаў	700	2,30	0,10
16. Фанера клееная	600	2,30	0,12
17. Пліты драўняна-валакністыя і драўняна-стружкавыя	1000	2,30	0,15
<b>IV. Цеплаізаляцыйныя матэрыялы</b>			
18. Маты мінералаватныя прашыўныя і на сінтэтычным сувязным	125	0,84	0,056
19. Пенаполістырол	150	1,34	0,05
<b>V. Дахавыя матэрыялы</b>			
20. Бітумы нафтавыя будаўнічыя і дахавыя	1400	1,68	0,17
21. Рубероід, пергамін, толь	600	1,68	0,17
<b>VI. Металы і шкло</b>			
22. Чыгун	7200	0,482	50
23. Алюміній	2600	0,84	221
24. Медзь	8500	0,42	407
25. Шкло аконнае	2500	0,84	0,76

**Шчыльнасць  $\rho$ , цеплаправоднасць  $\lambda$ ,  $i$  межавая тэмпература  $t$   
прымянення цеплаізаляцыйных і вогнеўпорных матэрыялаў,  
вырабаў і некаторых металаў па [42]**

Найменне матэрыялу або вырабу	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$t$ , °С
1	2	3	4
<b>Матэрыялы</b>			
Азбест	500	$0,107 + 0,00019t$	700
	800	$0,140 + 0,00019 t$	700
Азбазаналіт	520	$0,143 + 0,00019 t$	700
Азбазурыт	700	$0,162 + 0,0000169 t$	300
Азбаслюда	600	$0,120 + 0,000148 t$	600
Азбатэрміт	560	$0,109 + 0,000145 t$	550
Дыятаміт молаты	450	$0,091 + 0,00028 t$	800
Заналіт (вермакуліт)	200	$0,072 + 0,000262 t$	1100
Мінеральная шкляная вата	200	$0,047 + 0,87 t$	500
Новаазбазурыт	600	$0,144 + 0,00014 t$	250
Нювель	450	$0,87 + 0,000064 t$	350
Савеліт	500	$0,090 + 0,000087 t$	450
Ферыгіпс (паста ферон)	500	$0,101 + 0,000015 t$	600
Шлакавая вата (сорт 0)	200	$0,06 + 0,000145 t$	750
<b>Вырабы</b>			
Альфоль гафрыраваны, сегменты	200	$0,0535 + 0,000221 t$	500
Азбацэментныя сементы	400	$0,0919 + 0,000128 t$	450
Вермакулітавыя пліты	380	$0,081 + 0,00015 t$	700
Вулканітавыя пліты	400	$0,080 + 0,00021 t$	600
Лямец будаўнічы	300	0,05 пры 0°С	190
<b>Цэгла</b>			
Дыятамітавая	550	$0,113 + 0,00023 t$	850
Дынасава	1500	$0,9 + 0,0007 t$	1700
Чырвоная	1800	0,77 пры 0°С	-
Магнезітавая	2700	$4,65 + 0,0017 t$	1700
Пенашамотная	600	$0,10 + 0,000145 t$	1300
Пенадыятамітавая	230	0,07 пры 70°С	700
Храмітавая	3050	$1,3 + 0,00041 t$	1700
Шамотная	1850	$0,84 + 0,0006 t$	1400
Мінеральны лямец	250	0,058 пры 50	-
Пенабетонныя блокі	500	0,122 пры 50°С	300
Тарфяныя сегменты	425	$0,0686 + 0,000116 t$	60
Шлакавыя і мінеральныя пробкі	270	0,064 пры 50°С	150
<b>Металы</b>			
Сталь 15	7800	$58,7 - 0,0423 t$	600
Сталь 30	7900	$54,6 - 0,0423 t$	600
Сталь нержавеючая (IX18H9T)	7950	$14,4 + 0,016 t$	600
Медзь (99,9%)	8900	$392 - 0,0658 t$	800
Латунь (67% Cu, 33% Zn)	8500	$101 + 0,165 t$	600
Ніхром (Ni+Cr+Fe+Mn)	8500	$11,6 + 0,003 t$	1000

## ЛИТАРАТУРА

1. Расчет, проектирование и реконструкция лесосушильных камер / Е. С. Богданов [и др.]; под общ. ред. Е. С. Богданова. – М.: Экология, 1993. – 352 с.
2. Богданов, Е. С. Сушка пиломатериалов / Е. С. Богданов. – М.: Лесн. промышленность, 1988. – 208 с.
3. Справочник по сушке древесины / Е. С. Богданов [и др.]; под общ. ред. Е. С. Богданова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Лесн. промышленность, 1990. – 304 с.
4. СНиП II-1, 6-72. Строительная климатология и геофизика. – М.: Стройиздат, 1973.
5. СНиП 23-01-99. Строительная климатология / Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 2000. – 57 с.
6. СНиП II-33-75. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования. – М.: Стройиздат, 1982.
7. СНиП II92-76. Вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий. Нормы проектирования. – М.: Стройиздат, 1977.
8. СНиП 2.04.05-91\*. Отопление, вентиляция и кондиционирование / Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 2000. – 72 с.
9. Ривкин, С. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник / С. А. Ривкин, А. А. Александров. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 84 с.
10. Краснощеков, Е. А. Задачник по теплопередаче / Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 280 с.
11. Шубин, Г. С. Проектирование установок для гидротермической обработки древесины / Г. С. Шубин. – М.: Лесн. промышленность, 1983. – 272 с.
12. Соколов, П. В. Проектирование сушильных и нагревательных установок для древесины / П. В. Соколов. – М.: Лесн. промышленность, 1965. – 332 с.
13. Соколов, Е. Я. Теплофикация и тепловые сети / Е. Я. Соколов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 360 с.
14. Справочник энергетика деревообрабатывающего предприятия / А. А. Пижурин [и др.]; под общ. ред. П. П. Пижурин. – М.: Лесн. промышленность, 1982. – 400 с.
15. Руководящие технические материалы по технологии камерной сушки пиломатериалов / ЦНИИМОД. – Архангельск, 1985. – 152 с.

16. Добрынин, С. В. Гидротермическая обработка и консервирование древесины: учеб. пособие к курсовому и дипломному проектированию / С. В. Добрынин, В. И. Мелехов. – Л.: ЛТА, 1985. – 80 с.

17. Примеры расчетов нестандартизованных эффективных теплообменников / В. Б. Кунтыш [и др.]; под общ ред. В. Б. Кунтыша. – СПб.: Недра, 2000. – 300 с.

18. Богданов, Е. С. Рациональное теплоиспользование в современных лесосушильных камерах. Обзорная информация «Механическая обработка древесины» / Е. С. Богданов, В. Б. Кунтыш, В. В. Новиков; под ред. Е. С. Богданова. – М.: ВНИПИЭНлегпром, 1983. – Вып.10. – 48 с.

19. Бельский, А. П. Вентиляция бумагоделательных машин / А. П. Бельский, М. Д. Лотвинов. – М.: Лесн. промышленность, 1990. – 216 с.

20. Ефимов, А. Л. Системы кондиционирования воздуха / А. Л. Ефимов, В. И. Косенков, И. В. Яковлев; под ред. Ю. М. Павлова. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 48 с.

21. Промышленные тепломассообменные процессы и установки / А. М. Бакластов [и др.]; под общ. ред. А. М. Бакластова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 328 с.

22. Теплообмен и аэродинамическое сопротивление однорядных биметаллических калориферов для лесосушильных камер / В. Б. Кунтыш [и др.] // Деревообрабатывающая промышленность. – 1985. – № 9. – С. 7–9.

23. Кунтыш, В. Б. Основы расчетов биметаллических калориферов / В. Б. Кунтыш, А. Э Пиир. – Архангельск: АЛТИ, 1990. – 28 с.

24. Лебедев, П. Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий (курсовое проектирование) / П. Д. Лебедев, А. А. Щукин. – М.: Энергия, 1970. – 408 с.

25. Брдлик, П. М. Теплотехника и теплоснабжение предприятий лесной и деревообрабатывающей промышленности / П. М. Брдлик, А. В. Морозов, Ю. П. Семенов. – М.: Лесн. промышленность, 1988. – 456 с.

26. Стерлин, Д. М. Сушка в производстве фанеры и древесностружечных плит / Д. М. Стерлин. – М.: Лесн. промышленность, 1977. – 384 с.

27. Якадин, А. И. Конденсатное хозяйство промышленных предприятий / А. И. Якадин. – М.: Госэнергоиздат, 1952. – 186 с.

28. Экономия энергоресурсов в лесной и деревообрабатывающей промышленности / М. В. Алексин [и др.]; под общ. ред. М. В. Алексина. – М.: Лесн. промышленность, 1982. – 216 с.

29. Васильев, Л. Л. Теплообменники-утилизаторы на тепловых трубах / Л. Л. Васильев, В. Г. Киселев, Ю. Н. Матвеев. – Минск: Наука и техника, 1987. – 200 с.
30. Кошкин, Н. Н. Холодильные машины / Н. Н. Кошкин, А. Г. Ткачев, И. С. Бадылькес. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – 512 с.
31. Теплообменные аппараты из профильных листов / В. М. Антуфьев [и др.]; под общ. ред. В. М. Антуфьева. – Л.: Энергия, 1972. – 128 с.
32. Мурзич, А. Ф. Теплообмен и сопротивление прерывистых каналов двухугольной формы в рекуперативных котельных воздухоподогревателях / А. Ф. Мурзич [и др.] // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промпредприятиях и ТЭС: межвузовский сб. науч. трудов / ЛТА. – 1988. – Вып. 1. – С. 34–38.
33. Левитан, Б. М. Вентиляция на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности / Б. М. Левитан. – М.: Лесн. промышленность, 1972. – 168 с.
34. Гусев, Е. К. Теплоиспользующие аппараты: учеб. пособие) / Е. К. Гусев, В. М. Антуфьев. – Л.: ЛТИЦБП, 1975. – 156 с.
35. Кунтыш, В. Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения / В. Б. Кунтыш, Н. М. Кузнецов. – СПб.: Энергоатомиздат, 1992. – 280 с.
36. Самородов, А. В. Методика теплового расчета аппарата воздушного охлаждения в режиме свободной конвекции воздуха / А. В. Самородов [и др.] // Изв. вузов. Проблемы энергетики. – 2002. – № 1–2. – С. 20–30.
37. Теплообмен в энергетических установках космических аппаратов / В. М. Галицейский [и др.]; под общ. ред. В. К. Кошкина. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
38. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.
39. Бессонный А. Н. Методика расчета тепловой и аэродинамической характеристик калориферов из биметаллических труб со спиральными накатными и навитыми алюминиевыми ребрами / А. Н. Бессонный [и др.] // Вестник Международной академии холода. – 2004. – № 3. – С. 16–20.
40. Юдин, В. Ф. Теплообмен поперечно оребренных труб / В. Ф. Юдин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 189 с.
41. Кириллов, П. Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам: (Ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) / П. Л. Кириллов, Ю. С. Юрьев, В. П. Бобков; под ред. П. Л. Кириллова. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 296 с.

42. СНиП 2.04.14-88. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. – М.: Государственный строительный комитет СССР, 1989. – 28 с.

### ЗМЕСТ

Прадмова .....	3
1. Цеплавы разлік лесасушыльнай камеры .....	4
1.1. Выбар разліковага матэрыялу і рэжыму сушкі .....	4
1.2. Вызначэнне колькасці выпарваемай вільгаці .....	5
1.3. Вызначэнне параметраў сушыльнага агенту і свежага паветра .....	6
1.4. Вызначэнне колькасці цыркулюючага ў камеры сушыльнага агенту .....	8
1.5. Разлік прыточна-выцяжных каналаў .....	10
1.6. Вызначэнне расходу цеплыні на сушку пілаватэрыялу ..	12
1.7. Разлік цеплавой нагрузкі каларыфераў і расходу пары на сушку .....	17
1.8. Узбуйненыя цеплавы разлік камеры .....	18
2. Выбар тыпу і падбор стандартызаваных каларыфераў для сушыльнай камеры .....	21
2.1. Выбар тыпу каларыфера .....	21
2.2. Разлік і падбор стандартызаваных каларыфераў .....	31
2.3. Разлік і канструяванне індывідуальных каларыфераў ....	34
2.4. Прыклады падбору стандартызаваных каларыфераў і канструявання індывідуальных .....	36
2.5. Падбор кандэнсатадводчыка .....	42
2.6. Уплыў фазовага вадзянога цепланасіцеля і яго тэрмадынамічных параметраў на энергетычныя характарыстыкі цеплавога абсталявання .....	45
3. Выбар і разлік энергазберагальных цеплаабменных устройстваў для сушыльнай камеры .....	50
3.1. Агульныя палажэнні .....	50
3.2. Разлік цепларэкуператара з цеплавых арэбраных труб ...	52
3.3. Разлік цепларэкуператара з профільных лістоў .....	56
3.4. Разлік гладкапласціністага цепларэкуператара .....	61
3.5. Разлік высокатэмпературнага каларыфера для сушылак тыпу СУР .....	65
4. Разлік і падбор трубаправодаў .....	79
Дадатак .....	81

Вучэбнае выданне

**ЦЕПЛАВЫЯ РАЗЛІКІ  
ЭНЕРГАЗБЕРАГАЛЬНАГА  
АБСТАЛЯВАННЯ  
СУШЫЛЬНЫХ УСТАНОВАК  
ЛЯСНОГА КОМПЛЕКСУ**

Вучэбна-метадычны дапаможнік

Складальнікі: **Кунтыш** Уладзімір Барысавіч  
**Пятровіч** Алег Васільевіч

Рэдактар *М. П. Мурашка*  
Камп'ютэрная вёрстка *В. Ю. Шантаровіч*

Падпісана да друку 18.06.2007. Формат 60×84  $\frac{1}{16}$ .  
Папера афсетная. Гарнітура Таймс. Друк афсетны.  
Ум. друк. арк. 5,3. Ул.-выд. арк. 5,5.  
Тыраж 150 экз. Заказ .

Установа адукацыі  
«Беларускі дзяржаўны тэхналагічны універсітэт».  
220050. Мінск, Свярдлова, 13а.  
ЛІ № 02330/0133255 от 30.04.2004.

Аддрукавана ў лабаратарыі паліграфіі ўстановы адукацыі  
«Беларускі дзяржаўны тэхналагічны ўніверсітэт».  
220050. Мінск, Свярдлова, 13.  
ЛП № 02330/0056739 от 22.01.2004.