

ФАКУЛЬТЕТ УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСАМИ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Кафедра охорони праці та навколишнього середовища

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання розрахунків теплових надходжень і
вибору типу кондиціонера в кабінах транспортних засобів
у розділі**

***«ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ
СИТУАЦІЯХ»***
дипломного проекту

Харків – 2016

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри охорони праці та навколишнього середовища 12 грудня 2012 р., протокол № 4.

Методичні вказівки містять практичні рекомендації щодо розрахунків та вибору типу транспортних кондиціонерів для розділу «Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях» у дипломних проектах.

Наведено характеристики кабін транспортних засобів, подано параметричний ряд транспортних кондиціонерів та фактори, які можуть бути враховані при індивідуальному регулюванні параметрів повітря.

Рекомендуються для студентів усіх спеціальностей і форм навчання.

Укладачі:
проф. М.І. Ворожбіян,
старші викладачі М.О. Мороз,
Б.К. Гармаш

Рецензент:
доц. Л.М. Козар

ЗМІСТ

| | |
|--|---|
| 1 Вимоги до складу і стану повітря кабіни транспортних засобів..... | 3 |
| ... | |
| 2 Вибір типу транспортних кондиціонерів..... | 5 |
| 3 Обґрунтування вибраної схеми охолодження повітря в кондиціонері..... | 1 |
| | 8 |

| | |
|------------------------|---|
| Список літератури..... | 2 |
| | 2 |

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розрахунків теплових надходжень і вибору типу кондиціонера в кабінах транспортних засобів
у розділі
*«ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА
В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ»*
дипломного проекту

Відповідальний за випуск Мороз М.О.

Редактор Буранова Н.В.

Підписано до друку 25.03.13 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 0,75. Тираж 100. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного
транспорту,

61050, Харків-50, майдан Фейсрбаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

1 ВИМОГИ ДО СКЛАДУ І СТАНУ ПОВІТРЯ КАБІНИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Склад і стан повітря в кабінах транспортних засобів мають відповідати вимогам ДСН 3.3.6.042 - 99. Дотримання цих вимог забезпечує техніка, зокрема, через кондиціонування повітря. Відсутність кондиціонерів повітря на транспорті призводить до зниження продуктивності праці, а іноді до значного перегрівання організму людини і, як наслідок, до теплового удару. Кількість тепла є непостійною і залежить від інтенсивності м'язової роботи, що виконується людиною в певних метеорологічних умовах. Відповідність між кількістю тепла, що виробляється організмом, і охолоджувальною здатністю середовища характеризує його як комфортне. В умовах комфорту повітряне середовище не викликає несприятливих теплових відчуттів – охолодження або нагрівання. Під час вибору параметрів повітря у приміщенні необхідно враховувати сукупність впливу на людину температури, відносної вологості та швидкості руху повітря. Ступінь комфортності також залежить від фізіологічного стану людини, її віку та інших особливостей організму.

Усі ці фактори можуть бути враховані при індивідуальному регулюванні параметрів повітря в достатньо широкому діапазоні таких змін. З цієї точки зору, розрахункові параметри повітря в приміщенні являють собою певні величини, що визначають продуктивність праці системи. Визначення комфортних параметрів мікроклімату в кабінах транспортних засобів, що мають малий об'єм і малу теплову інерційність огорож, взаємопов'язане з терморегуляцією організму людини. До метеорологічного фактора слід віднести також і температуру огорож, кабіни машиніста, в яких, на відміну від промислових і житлових приміщень, людина перебуває в безпосередній близькості від них. Наприклад, машиністи маневрових тепловозів, що працюють у мартеновських цехах, піддаються інтенсивному тепловому опроміненню від холонучих злитків, температура яких сягає 60 °С. При цьому, теплова реакція проникає в кабінку не тільки через скло кабіни, але й викликає значний нагрів огорож (понад 100 °С), а отже, відбувається підвищення температури внутрішньої поверхні кабіни. В даному

випадку деякі ділянки шкіри і одягу будуть інтенсивно опромінюватись тепловими променями і поглинати їх, що спричинятиме місцеве перегрівання, яке не може бути компенсовано збільшеною віддачею тепла іншими частинами тіла. Температурна обстановка в приміщенні може бути визначена за двома умовами температурного комфорту:

- 1) температурний комфорт у приміщенні в цілому;
- 2) температурний комфорт на межі обслуговуваної зони в безпосередній близькості від нагрітих і охолоджених поверхонь.

Основною величиною у цьому випадку є інтенсивність променистого теплообміну (раціональний баланс на найбільш вигідно розташованій і найбільш чутливій до випромінювання частині поверхні тіла людини). За умови розташування нагрітої поверхні у стелі найбільш невигідним (а тому є розрахунковим) буде положення людини, яка перебуває безпосередньо під центром стелі. За розрахункове приймають положення людини на відстані 1 м від нагрітої стінки. Зрівнювання променистого теплообміну для елементарної ділянки на поверхні тіла людини, кДж/м²год, можна подати у вигляді:

$$q_{\text{л}}^n = C \left[\left(\frac{T_{\text{люд}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^2 \right], \quad (1.1)$$

де C – наведений коефіцієнт випромінювання, що приймається для даного випадку, $C = 4,0$;

$T_{\text{люд}}$ - абсолютна температура поверхні тіла людини, К;

$T_{\text{ст}}$ - абсолютна температура поверхні стінки або стелі kabіни, К.

Приймаємо $T_{\text{люд}} = 306$ К та визначаємо найбільше і найменше значення температури поверхні огорож всередині kabіни, К, із виразу:

$$t_{\text{ст}} = 100 \sqrt{\frac{T_{\text{люд}} - q_{\text{л}}^n}{4}} - 273, \quad (1.2)$$

де $40,2 \text{ кДж/м}^2\text{год} \leq q_{\epsilon}^i \leq 251 \text{ кДж/м}^2\text{год}$;
 $10 \text{ }^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{ст}} \leq 31 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

При цьому комфортна температура повітряного середовища в кабіні $t = 0,5 (31 + 19) = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Кабіни транспортних засобів є місцем обмеженого перебування людей. Приміщення з такою характеристикою режиму мають коефіцієнт забезпеченості заданих параметрів, $K_{\text{об}}$, що дорівнює 0,7, при якому оптимальні умови задовольняються із відхиленням від комфортної температури на $1,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким чином, комфортна температура рециркуляційного повітря в кабінах транспортних засобів перебуває в діапазоні: $t_{\text{н}} = 23,5 \div 26,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Необхідно враховувати також, що оптимальні температурні умови залежать від зовнішньої температури, тому що велика різниця температур повітря назовні і в кабіні викликає неприємні відчуття і, як наслідок, простудні захворювання.

2 ВИБІР ТИПУ ТРАНСПОРТНИХ КОНДИЦІОНЕРІВ

На транспортних засобах системи кондиціонування характеризуються звичайно двома економічними показниками: холодопродуктивністю на одну людину Q_x , яка змінюється в діапазоні від $1000 \text{ кДж/(люд. год)}$ до $5000 \text{ кДж/(люд. год)}$, і холодопродуктивністю на одиницю об'єму приміщення, що обслуговується, Q_x , із діапазоном зміни $201 - 378 \text{ кДж/м}^3\text{год}$. Ці показники визначаються в основному теплонапруженістю обслуговуваного приміщення і щільністю розміщення людей. У зв'язку з тим, що кабіни машиністів транспортних засобів є місцем обмеженого перебування людей і мають теплову напругу $Q_x = 1680 - 5880 \text{ кДж/м}^3\text{год}$, питомі показники кондиціонувальних установок для них мають бути іншими. Кабіни машиністів транспортних засобів виготовляють найрізноманітнішими об'ємами і, як правило, не нормуються залежно від технічних характеристик обладнання, де вони встановлені. Нижче наведені геометричні характеристики кабін найбільш поширених машин-

знарядь: потужних автосамоскидів, тракторів і екскаваторів (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 – Характеристики кабін транспортних засобів

| | Призначення | Тип машини | Місце роботи | Об'єм кабіни, м ³ | Площа застосування, м ² |
|----|----------------|---|---|------------------------------|------------------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 1 | Авто-самоскиди | КрАЗ-250 | Кар'єр | 3,3 | 1,8 |
| 2 | Авто-самоскиди | БелАЗ-540, 540А, 548А, 531, 549А, автопоїзд 7420-9590 | Розкриття, розробки | 1,7 одно-місцева | 2,0 - 2,5 |
| 3 | Авто-самоскиди | МАЗ-500А, -503А, 504А, -509, 504В | Для перевезень | 3,2 | 2,6 |
| 4 | Трактори | Т-130 | Робота з різними машинами та механізмами, більше 50 найменувань | 2,5 | 2,7 |
| 5 | Трактори | ДЕТ-250М | Кар'єр | 3,9 | 3,0 |
| 6 | Трактори | Т-220, Т-330, Т-500 | Кар'єр | 2,5 | 3,4 |
| 7 | Трактори | «Кировец» – К-701, -К702, -К703 | Промисловість, трелювальні роботи | 3,5 | 2,3 |
| 8 | Трактори | Т-70, -70А, 54Д | Сільське господарство | 3,0 | 3,0 |
| 9 | Трактори | ДТ-75М | Промисловість, сільське господарство | 1,9 | 1,2 |
| 10 | Трактори | ЛТЗ-100 | Сільське господарство | 3,0 | 2,5 |
| 11 | Трактори | Т4-А | Сільське господарство | 2,4 | 2,47 |
| 12 | Трактори | ТТ-4 | Трелювальні роботи | 2,5 | 1,7 |

Продовження таблиці 2.1

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|----|---------------------------------------|----------------------------|------------------------------|------|-------|
| 13 | Екскаватори | Е-250В | Гірничодобувна промисловість | 5,18 | 2,553 |
| 14 | Екскаватори | Е-1602 | Гірничодобувна промисловість | 3,0 | 2,42 |
| 15 | Екскаватори | Е-10011А | Гірничодобувна промисловість | 2,1 | 1,832 |
| 16 | Екскаватори | Е-6518 | Гірничодобувна промисловість | 2,14 | 3,01 |
| 17 | Екскаватори | Е-652 | Гірничодобувна промисловість | 2,82 | 1,23 |
| 18 | Екскаватори | Е-302 | Гірничодобувна промисловість | 1,86 | 1,765 |
| 19 | Екскаватори | ЕКГ-8І, -4У, -6, 3У, -12,5 | Кар'єр | 12 | 8 |
| 20 | Екскаватори | Е0 24321, Е0-4123 | Земляні роботи | 1,54 | 2,5 |
| 21 | Екскаватори | ЕКГ-4,6В | Кар'єр | 7,10 | 4,45 |
| 22 | Екскаватори | ЕШ 15.90А | Розкривні роботи | 23 | 9,45 |
| 23 | Екскаватори | ЕТЦ-202А, ЕТЦ-202АК | Дреноукладач | 2,7 | 2 |
| 24 | Екскаватори | ЕТЦ-161 | Траншеї | 2,7 | 2 |
| 25 | Екскаватори | ЕР-1250, 17/1,5 | Розкривні видобувні роботи | 10 | 5,5 |
| 26 | Автогрейдер | ДЗ-99 | Кар'єр, будмайданчик | 3,2 | 4,1 |
| 27 | Навантажувач одноківшовий фронтальний | ТО-18 | Кар'єр, будмайданчик | 3,3 | 2,7 |
| 28 | Автогрейдер | ДЗ-0,8 | Будівництво | 3,3 | 3,3 |

Для аналітичного опису складових повної поверхні огорож, скління бічних огорожень, підлоги і стелі залежно від об'єму приймаємо форму гіпотетичної розрахункової кабіни у вигляді прямокутного паралелепіпеда; для цього необхідно встановити мінімальний об'єм кабіни, який дорівнює:

$$V_{\min} = 0,9 - 1,2 \text{ м}^3. \quad (2.1)$$

За даними таблиці 2.1 впливає, що в середньому реальний об'єм, який припадає на одну людину, дорівнює $1,5 \text{ м}^3$. У зв'язку з тим, що розробляється один тип кондиціонерів, який має забезпечувати підтримання комфортних параметрів мікроклімату транспортних засобів, що мають різне застосування, приймаємо для подальших розрахунків $V_{\min \text{ сер}} = 1,4 \text{ м}^3/\text{люд}$.

Для розрахунку теплоприпливів у кабіні транспортних засобів необхідно визначити величину поверхні огорож (стеля, підлога, стіни і скління) кабіні із різними об'ємами. Враховуючи величезне різноманіття геометричних форм кабіні машиністів і неможливість визначення загальних розрахункових залежностей величин поверхонь огорож від об'єму, уявімо кабіні машиністів (що встановлені на транспортних засобах класу, який нас цікавить) у вигляді прямокутного паралелепіпеда з висотою $1,8 \text{ м}$ і шириною 2 м (у розрахунку на двох людей). Таким чином, отримаємо формулу для визначення повної площі поверхні огорожень, із урахуванням скління залежно від об'єму кабіни, м^2 :

$$F = 7,2 + 2,11 \cdot V, \quad (2.2)$$

де V – приймається залежно від мінімального об'єму кабіни, а для площі поверхні стелі і підлоги, м^2 :

$$F_{\text{п}} = F_{\text{ст}} = 0,556 \cdot V. \quad (2.3)$$

Внаслідок цього, поверхні бокових огорож без скління, м^2 ,

$$F_{\text{б}} = 5,9 + 0,62 \cdot V. \quad (2.4)$$

Ці співвідношення дають змогу отримати загальні залежності для розрахунку теплотехнічних характеристик транспортних кондиціонерів залежно від єдиного фактора - об'єму кабіни. Отже, розрахуємо величини необхідних холодо- та теплопродуктивностей для кабін із різною кількістю обслуговуючого персоналу (наприклад, для двох, чотирьох, шести і шістнадцяти осіб). Результати розрахунку елементів поверхні огорож таких кабін за формулами (2.1, - 2.3) подано в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Поверхні елементів огорож кабін

| Номер типорозмірів кабіни | Кількість людей | Об'єм кабіни V, м ³ | Поверхня огорож F _{огд} , м ² | Площа скління F _{скл} , м ² | Площа підлоги та стелі F _п =F _{ст} , м ² | Площа бокових огорож F _б , м ² |
|---------------------------|-----------------|--------------------------------|---|---|---|--|
| 1 | 2 | 2,8 | 13,1 | 2,46 | 1,56 | 7,64 |
| 2 | 4 | 5,6 | 19,0 | 3,5 | 3,11 | 9,37 |
| 3 | 6 | 8,4 | 24,9 | 4,6 | 4,67 | 11,11 |
| 4 | 16 | 22,4 | 54,5 | 9,8 | 12,45 | 19,8 |

На підставі даних таблиць 2.1 і 2.2 можна визначити ряд транспортних кондиціонерів за повітро-, тепло- та холодопродуктивністю, які розраховують за загальноприйнятими формулами теплопередачі через багат шарові стінки огорож. Згідно з відомостями, отриманими від заводів-виробників транспортного обладнання, основним матеріалом, який використовують для скління кабін, є сталініт не полірований товщиною $\delta = 5,5 \pm 0,5$ мм. (ГОСТ 5727-57), для якого величина коефіцієнта теплопровідності $\lambda = 2,751$ Дж/м·год·град.

Огорожу кабін у більшості своїй виконують з листової сталі товщиною $\delta = 1,5$ мм, із коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{п} = 54$ кДж/м·год·град.

Внутрішню поверхню огорож стелі та підлоги кабін опоряджують картоном товщиною $\delta = 4$ мм; $\lambda_{к} = 2,31$ Дж/м·год·град, який наклеюють на шар шумоізоляційної мастики М-560 товщиною $\delta = 1,5 - 2$ мм або М-579 товщиною $\delta = 2 - 3$ мм; $\lambda = 1,26$ Дж/м·год·град.

Кабіни деяких сільськогосподарських машин мають екран із рифленої жерсті, що зменшує теплоприпливи від сонячної радіації в кабінку. Але таких машин небагато, тому розрахунок теплоприпливів у кабінці транспортних засобів у загальному випадку відбуватиметься без урахування екрана. Для зменшення теплоприпливів підлоги в кабінах ізолюють гумою товщиною $\delta = 10$ мм, $\lambda = 0,546$ Дж/м · год · град і повстю товщиною $\delta = 5$ мм, $\lambda = 0,193$ Дж/м · год · град.

Для підтримки заданих параметрів мікроклімату в кабінах машиністів транспортних засобів холодо- та теплопродуктивності кондиціонувального устаткування мають бути рівними або більшими за сумарні холодо- або теплоприпливи в обслуговуваному об'ємі. Для розрахунку величини холодопродуктивності кондиціонувальних установок складемо рівняння теплового балансу, кДж/год:

$$Q_x = Q_o + Q_p + Q_{\text{люд}} + Q_{\text{пов}} + Q_{\text{дв}}, \quad (2.5)$$

де Q_o - тепло, що надходить через огорожу внаслідок теплопровідності;

Q_p - тепло, що надходить через елементи огорожі в результаті сонячної радіації (дах нагріто до 60°C ; бокові стінки, що звернені до сонця - до 50°C);

$Q_{\text{люд}}$ - тепло, що виділяється людиною, кДж/год;

$Q_{\text{пов}}$ - тепло, внесене повітрям, кДж/год;

$Q_{\text{дв}}$ - тепло, яке надходить від силового обладнання, кДж/год.

За даними заводу-виробника основного обладнання, розрахункова кількість тепла, що надходить від силового обладнання, $Q_{\text{дв}}$ дорівнює 210 кДж/год. Кількість тепла, що передається внаслідок теплопровідності через непрозорі огорожі кабіни, кДж/год,

$$Q_o = Q_{o.п.} + Q_{o.п.} + Q_{o.б.с.}, \quad (2.6)$$

де $Q_{o.ст}$ – теплоприплив через стелю кабіни, кДж/год;

$$Q_{o.ст} = K_{кр} + (t_3 - t_B) F_{ст}, \quad (2.7)$$

де $K_{ст}$ – коефіцієнт теплопередачі стелі, кДж/м²год·град;
 $K_{ст} = 17,64$;

$Q_{o.п.}$ – теплоприплив через підлогу кабіни, кДж/год;

t_3 – розрахункова температура зовнішнього повітря, $t_3 = 40$ °С;

$t_B = 28$ °С – розрахункова температура повітря в кабіні машиніста, $t_B = 28$ °С;

$F_{ст}$ – поверхня огорож стелі (таблиця 2.2);

$$Q_{o.п.} = K_{п} + (t_3 - t_B) F_{п}, \quad (2.8)$$

де $K_{п}$ – коефіцієнт теплопередачі підлоги, кДж/м²год·град,
 $K_{ст} = 10,08$;

$F_{п}$ – поверхня огорож підлоги (таблиця 2.2);

$Q_{o.б.с.}$ – теплоприплив через бічні стінки кабіни, кДж/год.

$$Q_{o.б.с.} = K_6 + (t_3 - t_B) F_6, \quad (2.9)$$

де K_6 – коефіцієнт теплопередачі бічних стін, кДж/м²год·град,
 $K_6 = 13,42$;

F_6 – поверхня огорож бічних стін (таблиця 2.2).

Сумарну кількість тепла, (кДж/год), що надходить додатково від сонячної радіації через елементи непрозорих огорож кабіни, визначаємо за формулою:

$$Q_p = \Sigma Q_{p.i} = K_{т.о.} \cdot \Delta t \cdot F_i \cdot z, \quad (2.10)$$

де $K_{т.о.}$ – коефіцієнт теплопередачі елемента огорож (див. таблицю 2.3);

F_i – поверхня, що піддається опроміненню сонцем, м²;

Δt – надлишкова різниця, температур, °С;

- для даху – $\Delta t_{д.} = 60 - 40 = 20$ °С;

- для стін – $\Delta t_{ст.} = 60 - 40 = 20$ °С;

z – тривалість сонячної радіації для південних районів – 12 годин за добу (цей розрахунок враховує теплопоглинання кабіни за годину, тому z дорівнює 1).

Результати теплоприпливів у кабіни різного об'єму від сонячної радіації зводимо до таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Величини радіаційних теплоприпливів

| Об'єм кабіни, м ³ | Q _{о.ст.} , кДж/год | Q _{о.б.с.} , кДж/год | Q _{о.п.} , кДж/год | Q _{р.} , кДж/год |
|------------------------------|------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|---------------------------|
| 2,8 | 3085 | 514 | 418 | 4017 |
| 5,6 | 4389 | 627 | 836 | 5852 |
| 8,4 | 5768 | 744 | 1254 | 7766 |
| 22,4 | 12289 | 1329 | 3340 | 16958 |

Враховуючи, що виділення явного тепла людиною, яка виконує роботу середньої важкості, дорівнює 25 кДж/год, а повна кількість тепла дорівнює 225 кДж/год, отримаємо кількість прихованого тепла, що йде на випаровування вологи:

$$Q_{\text{прих.}} = 940 - 250 = 690 \text{ кДж/год}, \quad (2.11)$$

а кількість вологи, що виділяється людиною:

$$q_{\text{люд}} = \frac{Q_{\text{прих.}}}{2} = \frac{690}{2495} = 0,276 \text{ кг/год}. \quad (2.12)$$

Отже, дана величина не є дуже великою. Наприклад, в умовах спекотного клімату вологовтрати водіїв транспортних засобів, не обладнаних кондиціонувальними установками, складають 600 – 800 – 1000 г за годину і більше. Кількість тепла, що надходить зовнішнім повітрям через нещільності, не піддається точному розрахунку. Але зважаючи на те, що кабіни транспортних засобів виготовляються досить герметичними і під час роботи для запобігання потрапляння пилу і вихлопних газів у кабіну вікна і двері не відчиняються, прийmemo кількість тепла, що надходить із зовнішнім повітрям через огорожі, рівною 5 % від кількості тепла, що проходить через огорожі внаслідок конвекції:

$$Q_{\text{пов}} = 0,05 Q_o \text{ кДж/год}. \quad (2.13)$$

Повний теплоприплив у кабіни різних об'ємів і його складові наведені в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Повні теплоприпливи та їх складові

| Об'єм кабіни, м ³ | Q _о , кДж/год | Q _р , кДж/год | Q _{люд} , кДж/год | Q _{пов} , кДж/год | Q _{дв} , кДж/год | Q _Σ , кДж/год |
|------------------------------|--------------------------|--------------------------|----------------------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------|
| 2,8 | 2190 | 4017 | 1890 | 109,2 | 210 | 8446,2 |
| 5,6 | 3230 | 5852 | 3780 | 155,4 | 210 | 13167,0 |
| 8,4 | 4021 | 7766 | 5670 | 205,8 | 210 | 17736,6 |
| 22,4 | 8770 | 16958 | 15120 | 441,0 | 210 | 41622,0 |

Розрахунок теплопродуктивності кондиціонувальної установки проводимо аналогічно, прийнявши температуру зовнішнього повітря $t_n = 40^\circ \text{C}$, температуру повітря всередині кабіни $t_3 = 16^\circ \text{C}$. При цьому не враховуємо тепло сонячної радіації, що йде до величини запасу кондиціонувальної установки за теплопродуктивністю. Результати розрахунку потрібної теплопродуктивності кондиціонерів у зимових умовах подано в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Повна теплопродуктивність та її складові

| Об'єм кабіни, м ³ | Q _{о.ст} , кДж/год | Q _{окр} , Q _{т.б.} , кДж/год | Q _{т.п.} , кДж/год | Q _{пов.} , кДж/год | Q _Г = $\sum Q_{т.л}$, кДж/год |
|------------------------------|-----------------------------|--|-----------------------------|-----------------------------|---|
| 2,8 | 2196,6 | 6905 | 877,8 | 509,9 | 10730 |
| 5,6 | 3452,7 | 9384 | 1755,6 | 731,5 | 15324 |
| 8,4 | 4543,7 | 11858 | 2633,4 | 953,0 | 19989 |
| 22,4 | 9676,7 | 24227 | 7022,4 | 2048,0 | 42975 |

За результатами розрахунків потрібної тепло- і холодопродуктивності кондиціонувальних установок для кабін машиністів транспортних засобів можна вибрати тип кондиціонерів за холодо- і теплопродуктивністю залежно від об'єму обслуговуваної кабіни.

Аналітичні залежності $Q_x=f(v)$ і $Q_T=f(v)$ мають вигляд:

$$Q_x=403V+855 \text{ кДж/год}; \quad (2.14)$$

$$Q_T=394V+1460 \text{ кДж/год}. \quad (2.15)$$

Для продукції заводу «Червоний екскаватор» (м. Київ) розроблявся кондиціонер випарного типу на мінпластових пластинах. Розробленням займалися фахівці ГСКТБМ (м. Ташкент), які зробили ретельний розрахунок теплоприпливів у кабінах екскаваторів типу ЕО - 4321 і ЕО - 4123, що мають об'єм кабіни машиніста 1 – 54 м³ за складовими. Результати порівняння, які показують надійність запропонованої методики розрахунку для гіпотетичної кабіни за складовими загального теплоприпливу і за узагальненою залежністю $Q_x = f(v)$, наведені в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Порівняння розрахункових величин теплоприпливів

| Найменування | Величина складових теплоприпливів, кДж/год | | |
|---|--|-------------------------|-----------------------------|
| | для наявної кабіни | для гіпотетичної кабіни | для узагальненої залежності |
| Радіація | 3005,4 | 3055,6 | - |
| Інфільтрація | 250,8 | 87,8 | - |
| Обладнання | 668,8 | 209,0 | - |
| Від людини | 1212,0 | 940,5 | - |
| Інші | 1028,0 | 1743,0 | - |
| Загальний $Q_x = \sum Q_i$ | 6166,0 | 6036,0 | 6291 |
| Відхилення від теплоприпливу у наявну кабіну, % | - | -2,1 | +2,1 |

Маючи отримані залежності, можна визначити ряд транспортних кондиціонерів за тепло- і холодопродуктивністю. Для цього необхідно отримати величини об'ємів кабін машиністів

транспортних об'єктів. Найменший об'єм мають кабіни невеликих гідравлічних екскаваторів і стрілкових кранів, встановлених на платформі вантажних машин. Об'єм кабін машиністів розкривних екскаваторів перебуває в діапазоні 10 – 12 м³, крокуючих екскаваторів – 25 – 30 м³. Виходячи з цих даних і враховуючи, що у великих об'ємах щільність обслуговуючого персоналу менша, можна прийняти для розрахунку ряду транспортних кондиціонерів діапазон зміни від 0,9 м³ до 23 м³. Можна запропонувати такий ряд кондиціонерів за холодопродуктивністю:

$$Q_x = 5250, 8000, 10000, 16000, 20000, 40000 \text{ кДж/год.} \quad (2.16)$$

Для відповідних даному ряду холодопродуктивності тип кондиціонерів за теплопродуктивністю має такий вигляд:

$$Q_x = 8000, 10000, 16000, 20000, 25000, 40000 \text{ кДж/год.} \quad (2.17)$$

Витрата повітря в режимі охолодження визначається відповідно до рекомендацій РЕВ РС-3015-71 за таким відношенням:

$$\frac{Q_x}{G_B^T} = 4 \frac{\text{кДж / год}}{\text{м}^3 / \text{год}} \quad (2.18)$$

У зимовий і перехідний періоди витрата повітря на одну людину має бути не менше 50 м³/год. Цей показник має бути визначений за заданою величиною теплопродуктивності кондиціонера, за умов нагріву зовнішнього повітря, що має температуру $t_3 = -40$ °С, до заданої температури повітря всередині кабіни $t_B = +160$ °С за наступним відношенням, м³/год:

$$G_B^T = \frac{Q_x}{\gamma \cdot C_p (t_3 - t_B)} \quad (2.19)$$

У таблиці 2.7 наведені теплотехнічні характеристики параметричного ряду транспортних кондиціонерів.

Таблиця 2.7 – Параметричний ряд транспортних кондиціонерів

| Найменування величини | Позначення | Розмірність | Параметричний ряд |
|--------------------------------------|------------|---------------------|---------------------------------------|
| Холодопродуктивність | Q_x | кДж/год | 5250 8000 10000 16000 20000 40000 |
| Витрата повітря в режимі охолодження | G_B^x | м ³ /год | 315 500 800 10000 1600 2500 |
| Об'єм обслуговуваної кабіни | v | м ³ | 0,9 2,8 5,6 7,7 13,4 22,6 |
| Теплопродуктивність | Q_T | кДж/год | 3000 10000 16000 20000 25000 40000 |
| Кількість обслуговуючого персоналу | - | - | 1 2 4 6 10 16 |
| Витрати повітря | G_B^T | м ³ /год | 125 160 250 315 400 630 |

Обмеження параметричного ряду транспортних кондиціонерів є важливим завданням, оскільки дасть можливість максимально уніфікувати застосовувані в них вузли, прилади автоматичного контролю та управління, а також вибрати раціональні типові конструкції кондиціонувальних установок і досягти значної економії в освоєнні та експлуатації останніх на транспорті. В багатьох випадках на транспорті достатнім є застосування кондиціонерів випарного типу, тому що, зважаючи на певні зовнішні параметри повітря, вони можуть забезпечити відведення надлишкового тепла з кабіни машиніста транспортного засобу. Крім того, такі кондиціонери мають ряд переваг: мала енергоємність, можливість додаткового очищення від пилу на мокрих масообмінних поверхнях, простота конструкції, малі експлуатаційні витрати і невелика вага. До переваг випарних кондиціонерів слід віднести і великі витрати припливного повітря: утворений при цьому надлишковий тиск в обслуговуваному об'ємі перешкоджає проникненню в кабіну пилу, що є нормальним під час робіт у місцях із високою запиленістю, де, як правило, і використовують промисловий, дорожній, сільськогосподарський і гірничодобувний транспорт, зважаючи на великий ресурс роботи.

Підвищення відносної вологості припливного повітря, яке отримуємо від випарного кондиціонера, компенсується підвищенням швидкості обдуву. Холодопродуктивність

кондиціонерів випарного типу (за наявним теплом) змінюється залежно від зовнішніх умов і витрат припливного повітря. Тому до технічних вимог на створення транспортних кондиціонерів випарного типу доцільно внести тільки завдання на витрати повітря залежно від величини обслуговуваного об'єму. Величини холодопродуктивності за наявним теплом із заданими зовнішніми параметрами повітря і коефіцієнтом адіабатичної ефективності E кондиціонувальної установки лінійно залежать від витрати припливного повітря. Витрати повітря можна визначити, використовуючи поняття коефіцієнта адіабатичної ефективності E , за таким відношенням, $\text{м}^3/\text{год}$:

$$G_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{x}}}{C_p \cdot \gamma \cdot E(t_{\text{з}} - t_{\text{м}})}, \quad (2.20)$$

де C_p — теплоємність повітря, $C_p = 1,00$ кДж/год·град;

γ — питома вага повітря при заданих зовнішніх умовах,
 $\gamma = 1,13$ кг/м³; $t_{\text{м}} = 40$ °С;

$\varphi = 30$ %;

прийняти $E = 0,8$;

$t_{\text{м}}$ — температура повітря за мокрим термометром (із $i - d$ діаграми), $t_{\text{м}} = 25$ °С.

Враховуючи, що у виразі для визначення продуктивності випарного кондиціонера за повітрям від обслуговуваного об'єму чисельник є лінійною функцією, а знаменник — величина постійна, то формула для розрахунку повітропродуктивності також є лінійною, $\text{м}^3/\text{год}$:

$$Q_{\text{в}} = 12A \cdot v + 270. \quad (2.21)$$

Під час розрахунку величин для прийнятих раніше об'ємів отримаємо параметричний ряд кондиціонерів випарного типу за витратою повітря (таблиця 2.8).

Таблиця 2.8 – Параметричний ряд кондиціонерів випарного типу

| | | | | | | |
|---|------|------|-------|-------|-------|-------|
| Обслуговуваний об'єм, м ³ | 0,9 | 2,8 | 5,6 | 7,7 | 13,4 | 22,6 |
| Холодопродуктивність за наявним теплом, кДж/год | 5250 | 8000 | 10000 | 16000 | 20000 | 40000 |
| Параметричний ряд за витратами повітря, м ³ /год | 400 | 630 | 1000 | 1250 | 2000 | 3150 |

Аналіз даних надав змогу визначити також граничні значення споживаної потужності N і маси для кондиціонерів із парокомпресійною холодильною машиною:

$$N_{\max} = 0,645 N_x - 0,2 \text{ кВт},$$

де $N_x = \frac{Q_x}{860}$ - холодопродуктивність кондиціонерів, кВт, N_x :

$$G = 3,37 \cdot 10^{-2}; \quad Q_x + 35 \text{ кг}.$$

3 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБРАНОЇ СХЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ В КОНДИЦІОНЕРІ

Парокомпресійні холодильні машини широко застосовуються в практиці кондиціонування повітря. Вони є найбільш вивченими, і доцільність їх застосування на транспорті не викликає сумніву. Холодильна компресійна машина складається із компресора, теплообмінних апаратів і вентиляторів для кондиціонера і випарника. Уразливим місцем транспортної парокомпресійної машини є компресор і гнучкі фреонові трубопроводи. До компресорів і вентиляторів у транспортному виконанні висуваються підвищені вимоги за ударостійкістю і щільністю сальникових ущільнень (у разі застосування компресорів із вихідним валом). Тепловикористовувальні

установки перетворюють викидне тепло установки в холод. До таких установок можна віднести абсорбційні холодильні машини, які використовуються звичайно в харчовій промисловості і в техніці для кондиціонування повітря. На даний час вони мають великі габаритні розміри і масу. Використання їх на транспорті вимагає спеціальних досліджень у частині підбору холодоносія, матеріалів, конструктивної схеми окремих вузлів і установки в цілому в транспортному виконанні. Але застосування їх на транспорті є привабливим з точки зору використання фактично безкоштовно отриманого тепла вихлопних газів або охолоджувальної установки: вона підвищує загальний ККД системи «силова установка – холодильна машина».

Використання ефекту Пельтьє сприяло створенню термоелектричних батарей. Переваги їх використання в транспортних кондиціонерах безсумнівні, проте мала холодильна ефективність і висока вартість речовини стримують розвиток транспортного кондиціонування на їх основі. Створені до сьогодні термоелектричні повітроохолоджувачі для транспортних установок є локальними, і використання їх для кондиціонування повітря в усьому обслуговуваному об'ємі призвело б до непомірних витрат електричної енергії. Повітряні холодильні машини – це пристрої, де як холодоагент використовують повітря. До них належать розширювальні установки (детандери) і вихрові труби. Досвід експлуатації трубодетандерної холодильної машини для кондиціонування повітря на тракторах ХТЗ ім. Орджонікідзе показав їх неприпустимо малий ресурс роботи і великі габаритні розміри для транспортних установок. Зазначені недоліки можуть бути усунені, якщо будуть знайдені способи підвищити довговічність підшипникових вузлів і визначена конструктивна схема компактного регенеративного теплообмінника.

Комбіновані схеми одержання холоду, що використовуються в техніці кондиціонування повітря, являють собою комбінацію охолодження за допомогою парокompресійної машини або термоелектричної батареї із випарним охолодженням. Схеми із випарним охолодженням повітря мають переваги повітряних холодильних машин (використання повітря як холодоагента) і позбавлені їх недоліків (малий ресурс роботи,

великі габаритні розміри). Крім того, кондиціонери із випарним охолодженням повітря споживають мало енергії і є простими у виготовленні та обслуговуванні. До їх переваг можна віднести також суб'єктивне відчуття свіжості, тому що повітря, контактуючи з водою, промивається від пилу та іонізується. Апарати для адіабатичного охолодження повітря відрізняються великою різноманітністю щодо конструктивного оформлення. Останнім часом спеціально для умов транспорту застосовуються плівкові і дискові вентилятори-зволожувачі. До недоліків кондиціонерів можна віднести можливість їх використання, в основному, в районах із сухим кліматом. Для перехідного і зимового режимів транспортні кондиціонери можуть бути укомплектовані вузлом для нагріву повітря. Вид цього вузла визначається зручністю використання енергоресурсів обслуговуваної машини або холодильного пристрою.

До енергоресурсів обслуговуваної машини можна віднести: викидне тепло вихлопних газів; охолоджуюче воду силове обладнання або використання машин, що працюють на електроенергії теплонагрівальних елементів (ТЕНів). У випадку застосування як холодильного пристрою парокомпресійної, тепловикористовувальної, термоелектричної або повітряної машини є можливість отримати тепло безпосередньо від неї реверсуванням теплообмінників, електричного струму або напрямку холодоагенту. Прикладом цього є наведений в таблиці 3.1 ряд кабінних транспортних кондиціонерів випарного типу з нагрівом повітря в зимовий і перехідний періоди, з водою, що охолоджує силове обладнання, і приводом вентилятора від двигуна постійного струму першої модифікації.

Необхідно зазначити, що кондиціонер випарного типу, розроблений для тракторів Т - 150 і Т - 15К, які мають об'єм кабіни 2,8 м³, за своїми параметрами повністю відповідає типорозміру, що має забезпечити заданий мікроклімат у кабінах саме цього об'єму. Типорозмірний ряд транспортних кондиціонерів із парокомпресійною холодильною машиною з неавтономним гідроприводом першої модифікації без обігрівача подано в таблиці 3.2.

Таблиця 3.1 - Кондиціонери кабін випарного типу

| Позначення типорозміру | Найменування показників | | | |
|---------------------------|--|---------------------------|--------------------------|--|
| | Номінальна продуктивність | | | Споживана потужність із номінальною продуктивністю за холодом, кВт |
| | за повітрям, м ³ /год | за холодом, кДж/год | за теплом, кДж/год | |
| КА8.У-0,4Эп | 400 | 5250 | 8000 | 0,10 |
| КА8.У-0,63Эп | 630 | 8000 | 10000 | 0,12 |
| КА8.У-1,0Эп | 1000 | 10000 | 16000 | 0,20 |
| КА8.У-1,25Эп | 1200 | 16000 | 20000 | 0,25 |
| КА8.У-2,0Эп | 2000 | 20000 | 25000 | 0,40 |
| КА8.У-3,1Эп | 3150 | 40000 | 40000 | 0,60 |

Таблиця 3.2 – Кондиціонери кабін із парокомпресійною холодильною машиною

| Позначення типорозміру | Найменування показників | | | |
|---------------------------|--|---------------------------|--------------------------|---|
| | Номінальна продуктивність | | | Споживана потужність при номінальній продуктивності за холодом, кВт |
| | за повітрям, м ³ /год | за холодом, кДж/год | за теплом, кДж/год | |
| КА2-0,315 Гн | 315 | 5250 | 8000 | 1,3 |
| КА2-0,5 Гн | 800 | 8000 | 10000 | 2,1 |
| КА2-0,8 Гн | 800 | 10150 | 16000 | 3,5 |
| КА2-1,0 Гн | 1000 | 16000 | 20000 | 4,5 |
| КА2-1,6 Гн | 1600 | 20300 | 25000 | 7,1 |
| КА2-2,5 Гн | 2500 | 40000 | 40000 | 11,4 |

Список літератури

1 Строительные нормы и правила СНиП II-3-79. Нормы проектирования. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Стройиздат, 1982. – 127 с.

2 Строительные нормы и правила СНиП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика. – М.: Стройиздат, 1983. – 106 с.

3 Справочник проектирования. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. II. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Под ред. И.Г. Староверова. – М.: Стройиздат, 1978. – 509 с.

4 Голубков В.Н., Пятачков Б.И., Романова Т.М. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция. – М.: Энергоиздат, 1982. – 326 с.

5 Голубков Б.М., Романова Т.М., Гусев В.В. Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 190 с.

6 Кокорин О. Я. Установки кондиционирования воздуха. – М.: Машиностроение, 1978. – 264 с.

7 Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. – М.: Стройиздат, 1982. – 312 с.

8 Руководящий материал по центральным кондиционерам и кондиционерам-утилизаторам. — Харьков: Завод «Кондиционер», - 1989. – Ч. I. – 234 с.

9 Руководящий материал по центральным кондиционерам. Ч. II. Методика расчета воздухонагревателей. – Харьков: Завод «Кондиционер», 1989. – 64 с.

10 Богословский Б.Н., Поз М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации теплоты систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1983. – 320 с.

11 Кокорин О.Я. Энергосберегающая технология функционирования систем вентиляции, отопления и кондиционирования воздуха. – М.: Проспект, 1999. – 228 с.

12 Кокорин О.Я. Современные системы кондиционирования воздуха. – М.: Физматлит, 2003. – 268 с.

13 Чепурний М.М., Ткаченко С.Й. Основи технічної термодинаміки. – Вінниця: Поділля-2000, 2004. – 358 с.