

УДК 29.7.048

О.І. Хлисту́н, канд. техн. наук

АНАЛІЗ НАДХОДЖЕНЬ ТЕПЛА В ПАСАЖИРСЬКИЙ САЛОН ШВИДКІСНОГО ЗАЛІЗНИЧНОГО ВАГОНА В ЖАРКИХ УМОВАХ

Проведено аналіз надходжень тепла в пасажирський салон в жарких умовах для визначення потрібної холодопродуктивності системи кондиціонування повітря. Враховано надходження тепла зі свіжим повітрям, крізь огорожувальні конструкції, вікна, від вентилятора, тепловиділення людей. Надходження тепла через огорожувальні конструкції визначено з урахуванням їх багатoshаровості та наявності повітряного прошарку. Виконані для типових умов розрахунки свідчать про те, що внески окремих складових надходжень тепла і потрібна потужність системи кондиціонування повітря в цілому суттєво залежать від кількості пасажирських місць у вагоні.

Вступ. Задача аналізу надходжень тепла в пасажирський салон виникає на початковому етапі проектування залізничного вагона у зв'язку з визначенням потрібної потужності системи кондиціонування повітря (СКП) і вибором теплофізичних параметрів огорожувальних конструкцій вагона. Від правильного вибору потужності СКП залежить, з одного боку, комфортність середовища для людей в очікуваних умовах експлуатації, з іншого – енергетична економічність і конструктивні параметри системи.

Особливістю проектування сучасних залізничних пасажирських вагонів є застосування базової конструкції вагона для декількох варіантів компонування пасажирських салонів, у яких кількість пасажирських місць може відрізнитися в декілька разів. Відповідно для різних компонувань салонів суттєво відрізняються внески окремих складових надходжень тепла і потрібної потужності СКП у цілому.

Тепловий баланс повітря в кондиційованому приміщенні. Температурні умови в кондиційованому приміщенні в режимі охолодження визначаються тепловим балансом, з одного боку, суми складових надходжень тепла, з іншого боку, суми потужності СКП і втрати тепла з вихідним повітрям [1]:

$$Q_H + Q_s + Q_{вн} + Q_G + Q_{II} = Q_X + Q_{от}, \quad (1)$$

де Q_H , Q_s , $Q_{вн}$, Q_G – надходження тепла відповідно через огорожувальні конструкції кузова, від вентилятора подачі повітря, через вікна, зі свіжим повітрям; $Q_{от}$ – тепловиділення людей; Q_X – потужність СКП; $Q_{от}$ – втрати тепла з виходячим повітрям.

Надходження тепла через огорожувальні конструкції Q_H визначається виразом

$$Q_H = k_e F (t_H - t_s) + \sum_i k_i F_i (t_{ci} - t_H),$$

де $k_e = \sum_i k_i F_i / F$ – еквівалентний коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій;

k_i – коефіцієнт теплопередачі i -ї огорожувальної конструкції; $F = \sum_i F_i$ – сумарна площа

поверхонь огорожувальних конструкцій; t_H – температура атмосфери; t_s – температура в середині вагона; t_{ci} – сумарні температури зовнішніх поверхонь залежно від їх орієнтації до напрямку сонячних променів.

Сума $\sum_i k_i F_i (t_{ci} - t_H)$ враховує надходження тепла на зовнішні поверхні огорожувальних конструкцій від променів сонця.

Визначимо коефіцієнт теплопередачі огорожувальної конструкції при наявності повітряного прошарку:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \sum_j \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{\delta_{\text{мн}}}{\lambda_{\text{мн}}} + \sum_k \frac{\delta_k}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_B}},$$

де α_H – коефіцієнт тепловіддачі на зовнішній поверхні [1]:

$$\alpha_H = 3,78e^{-1,91V} + 7,34V^{0,656}; \quad (2)$$

V – швидкість руху повітря; $\frac{\delta_j}{\lambda_j}$, $\frac{\delta_k}{\lambda_k}$ – термічні опори j -го и k -го шарів огорожувальної конструкції, розташованих по різні боки повітряного прошарку; $\frac{\delta_{\text{мн}}}{\lambda_{\text{мн}}}$ – термічний опір повітряного прошарку; α_B – коефіцієнт тепловіддачі на внутрішній поверхні; $\lambda_{\text{мн}}$ – еквівалентний коефіцієнт теплопровідності повітряного прошарку [2]:

$$\lambda_{\text{мн}} = \varepsilon_k \lambda_{\text{п}} + \delta_{\text{мн}} \alpha_p, \quad (3)$$

ε_k – коефіцієнт конвекції:

$$\varepsilon_k = 0,18(Gr Pr)^{0,25}; \quad (4)$$

$\lambda_{\text{п}}$ – коефіцієнт теплопровідності повітря; α_p – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням:

$$\alpha_p = 0,04\varepsilon c_0 \left(\frac{T_m}{100} \right)^3, \quad (5)$$

ε – зведений ступінь чорноти утворювальних повітряних прошарок поверхонь:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}; \quad (6)$$

$c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла,

$$T_m = (T_{\text{мн1}} + T_{\text{мн2}})/2.$$

Число Грасгофа

$$Gr = \frac{\beta g \delta_{\text{мн}}^3 \Delta t}{\nu^2} \quad (7)$$

визначено за різницею температур $\Delta t = t_{\text{мн1}} - t_{\text{мн2}}$ на межах повітряного прошарку.

Коефіцієнт тепловіддачі на внутрішній поверхні має конвективну $\alpha_{\text{вк}}$ і променеву $\alpha_{\text{вп}}$ складові:

$$\alpha_B = \alpha_{\text{вк}} + \alpha_{\text{вп}}. \quad (8)$$

Конвективна складова може бути визначена за формулою (2), а променева – за формулою (5), в якій T_m – середнє арифметичне значення абсолютних температур внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції T_w і повітря в приміщенні T_B :

$$T_m = (T_w + T_B)/2,$$

ε – зведений ступінь чорноти системи «внутрішня поверхня огорожувальної конструкції – повітря в приміщенні»:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_w} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1}, \quad (9)$$

де ε_w – ступінь чорноти внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції; ε_g – ступінь чорноти повітря.

У приміщенні з людьми ε_g може бути прийнята такою, що дорівнює ефективному ступеню чорноти суміші парів води і вуглекислого газу, $\varepsilon = 0,92$ [3, табл. 15.5].

Коефіцієнт теплопередачі k можна визначити з умови рівності теплових потоків крізь шари огорожувальних конструкцій у результаті розв'язання системи нелінійних алгебричних рівнянь:

$$\begin{cases} q_H = k(t_H - t_g); \\ q_H = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \sum_j \frac{\delta_j}{\lambda_j}} (t_H - t_{nn1}); \\ q_H = \frac{1}{\sum_k \frac{\delta_k}{\lambda_k}} (t_{nn2} - t_w); \\ q_H = \alpha_g(t_w - t_g) \end{cases}$$

з урахуванням співвідношень (3) – (9), де невідомими є тепловий потік q_H і температури t_{nn1} , t_{nn2} , t_w .

У наведеній методиці розрахунку коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій не враховується наявність теплових «мостиків», нерівномірність окремих шарів і старіння матеріалу теплоізоляції, інфільтрація зовнішнього повітря в салон.

При визначенні коефіцієнтів теплопередачі окремих огорожувальних конструкцій k_i для врахування вказаних факторів за дослідними даними введені коефіцієнти:

$$r_o = 1,7; k_d = 0,05\sqrt{V} + 0,001V \quad [1],$$

де V – швидкість руху вагона, км/год.

Остаточно

$$k_i = r_o k + k_d.$$

Сумарні температури зовнішніх поверхнь t_{ci} враховують теплову дію сонячного випромінювання через еквівалентне збільшення температури зовнішнього повітря:

$$t_{ci} = t_H + \frac{a}{\alpha_H} J_i,$$

де a – коефіцієнт поглинання сонячних променів поверхнею огорожувальної конструкції ($a = 0,9$); J_i – інтенсивність сонячного випромінювання, яка залежить від географічної широти, дня року, часу доби, прозорості атмосфери й орієнтації поверхні відносно напрямку сонячних променів.

Методика визначення інтенсивності сонячного випромінювання докладно наведена в роботі [1].

Надходження тепла від вентилятора Q_v зазвичай відоме і визначається потужністю вентилятора, пропорційною витраті та напору повітря.

Надходження тепла через вікно визначається сумою теплонадходжень сонячних променів через вікна, нагріву скла сонячними променями і теплопровідності вікна. Методика визначення теплонадходжень внаслідок пропускання сонячних променів і нагріву скла докладно подана у роботі [1]. Надходження тепла за рахунок теплопровідності вікна може бути визначено, як і для огорожувальної конструкції Q_H .

Сумарне тепловиділення людей Q_n залежно від температури t можна визначити за емпіричною формулою [1]:

$$Q_n = n_n q_n = n_n (186 - 4,65t) + n_n r p_n,$$

де n_n – кількість пасажирів; r – прихована теплота пароутворення; P_n – кількість пари води, що виділяється одним пасажиром:

$$p_n = 0,0076t - 0,12.$$

Надходження тепла зі свіжим повітрям розраховують за формулою

$$Q_G = G_H I_H,$$

де G_H – масова витрата свіжого повітря у вагоні, яка визначається виходячи з норм витрат свіжого повітря на одного пасажирів; I_H – ентальпія свіжого повітря.

Втрати тепла з вихідним повітрям визначають за формулою

$$Q_{вт} = G_H I_B,$$

де I_B – ентальпія повітря в кондиціонованому приміщенні.

Потужність СКП розраховують за формулою

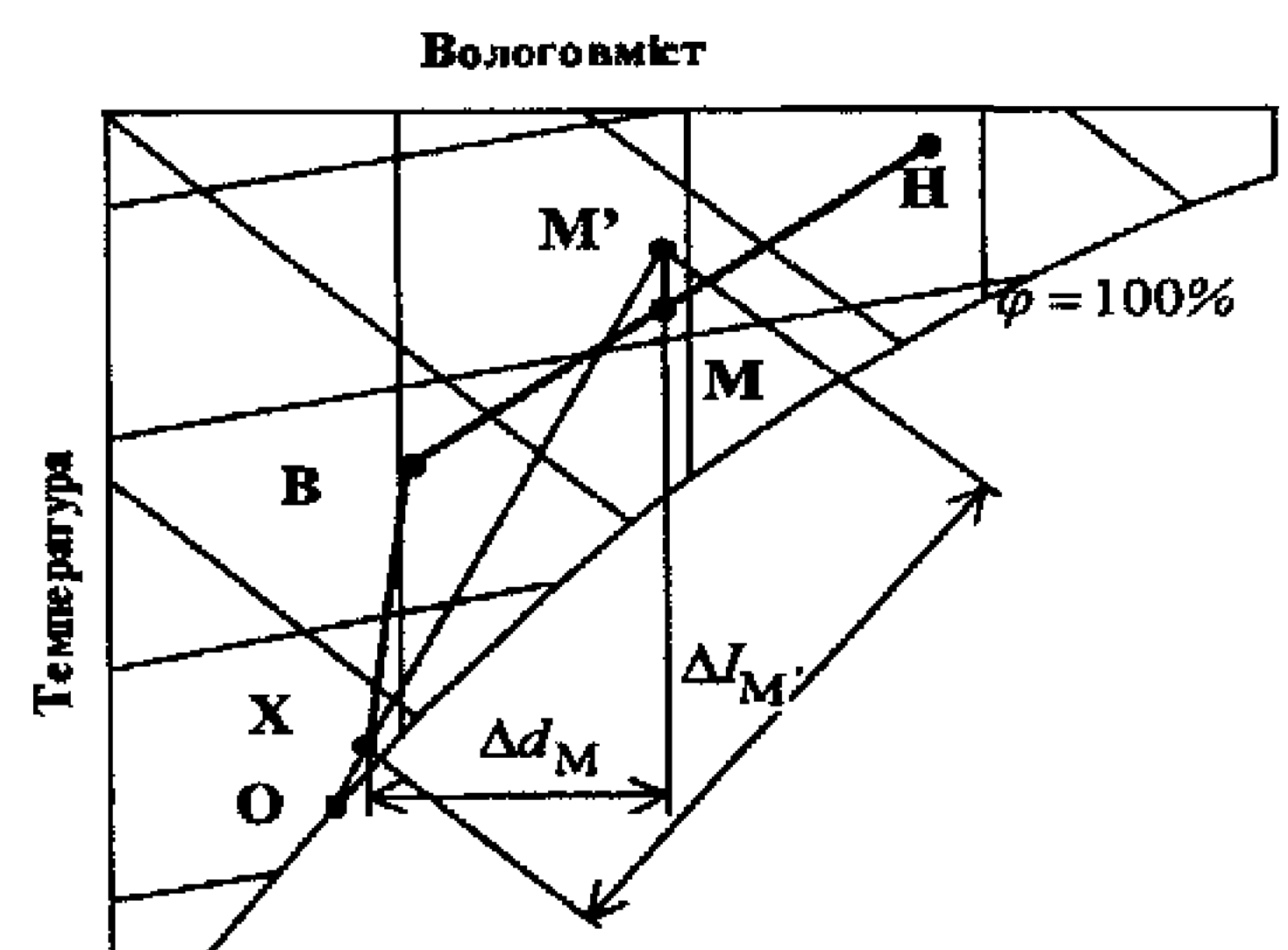
$$Q_X = G_M \Delta I_M, \quad (10)$$

де G_M – масова витрата повітря, яке надходить у вагон (сума витрат свіжого G_H і рециркуляційного G_p повітря); ΔI_M – зміна ентальпії повітря в охолоджувальній установці.

На $I-d$ діаграмі процесу кондиціонування повітря пасажирського салона (рис. 1) нанесені точки параметрів стану.

Рис. 1. Зміна параметрів вологого повітря в $I-d$ діаграмі в процесі кондиціонування повітря пасажирського вагона в умовах спекотного дня:

H – атмосферне повітря; B – повітря всередині вагона; M – суміш атмосферного і рециркуляційного повітря; M' – суміш атмосферного і рециркуляційного повітря після вентилятора; X – повітря на виході з охолоджувальної установки; O – повітря на поверхні теплообмінника охолоджувальної установки



Для визначення невідомих параметрів повітря в точках B , M , M' і X скористаємося поняттям променя процесу ε [4], яке характеризує змінення тепловологостійкого стану повітря.

Точки M' , X , O лежать на одному промені процесу охолодження суміші атмосферного і рециркуляційного повітря ε , для якого

$$\varepsilon = \frac{I_M - I_X}{d_M - d_X} = \frac{I_X - I_O}{d_X - d_O}, \quad (11)$$

де I_O і d_O – ентальпія і вологовміст повітря на поверхні теплообмінника охолоджувальної установки, значення яких задані. З виразів (1) і (10) можна отримати:

$$I_M - I_X = \frac{Q_H + Q_v + Q_{вн} + Q_G + Q_L - Q_{вт}}{G_M};$$

$$I_M - I_X = \frac{I_H - I_B + (Q_H + Q_v + Q_{вн} + Q_L)/G_H}{1+r}, \quad (12)$$

де $r = G_p/G_H$ – ступінь рециркуляції кондиційованого повітря.

Змінення вологовмісту повітря $d_M - d_X$ в охолоджувальній установці визначається з рівняння балансу маси вологи:

$$P_n + G_H d_H = P_k + G_H d_B, \quad (13)$$

де $P_n = p_n n_n$ – кількість пари води, що виділяється n_n пасажирами; $G_H d_H$ – надходження вологи зі свіжим повітрям; P_k – кількість сконденсованої вологи в охолоджувальній установці:

$$P_k = G_M (d_M - d_X);$$

$G_H d_B$ – витікання вологи з вихідним повітрям.

З рівняння (13) визначаємо змінення вологовмісту повітря в охолоджувальній установці

$$\Delta d_M = d_M - d_X = \frac{d_H - d_B + P_n/G_H}{1+r}. \quad (14)$$

Оскільки між параметрами повітря на виході з охолоджувальної установки і всередині вагона існує взаємозв'язок

$$I_X = I_B - \frac{Q_H + Q_{вн} + Q_L}{G_M};$$

$$d_X = d_B - \frac{P_n}{G_M}, \quad (15)$$

можна записати:

$$\frac{I_X - I_O}{d_X - d_O} = \frac{I_B - (Q_H + Q_{вн} + Q_L)/G_M - I_O}{d_B - P_n/G_M - d_O}. \quad (16)$$

З урахуванням виразів (12), (14), (16) співвідношення для променя процесу охолодження суміші атмосферного і рециркуляційного повітря ε (11) записуємо у вигляді:

$$\frac{I_H - I_B + (Q_H + Q_v + Q_{вн} + Q_L)/G_H}{d_H - d_B + P_n/G_H} = \frac{I_B - (Q_H + Q_{вн} + Q_L)/G_M - I_O}{d_B - P_n/G_M - d_O}. \quad (17)$$

Оскільки ентальпія I і вологовміст d вологого повітря зв'язані співвідношенням

$$I = t + (2,5 + 0,00193 t)d, \quad (18)$$

а потрібна температура повітря t_B всередині вагона задана, при відомій витраті свіжого повітря і відомому ступеню рециркуляції r із співвідношення (17) з урахуванням формули (18) після елементарних перетворень можна визначити параметри стану вологого повітря I_B , d_B , φ_B всередині вагона. Із співвідношень (12), (14), (15) з урахуванням формули (18) визначаємо параметри повітря на виході з охолоджувальної установки t_X , d_X , I_X і параметри суміші атмосферного та рециркуляційного повітря $t_{M'}$, $d_{M'}$ і $I_{M'}$. Далі за виразом (14) можна визначити потрібну холодопродуктивність СКП Q_X .

Розрахунковий аналіз надходжень тепла в пасажирський вагон проведено для проекту сучасного швидкісного вагона з варіантами компонування салона на 35, 68 і 80 пасажирських місць в типових розрахункових умовах: $t_H = 32^\circ\text{C}$, $\varphi_H = 70\%$ при швидкості руху потягу $V = 145$ км/год (рис. 2).

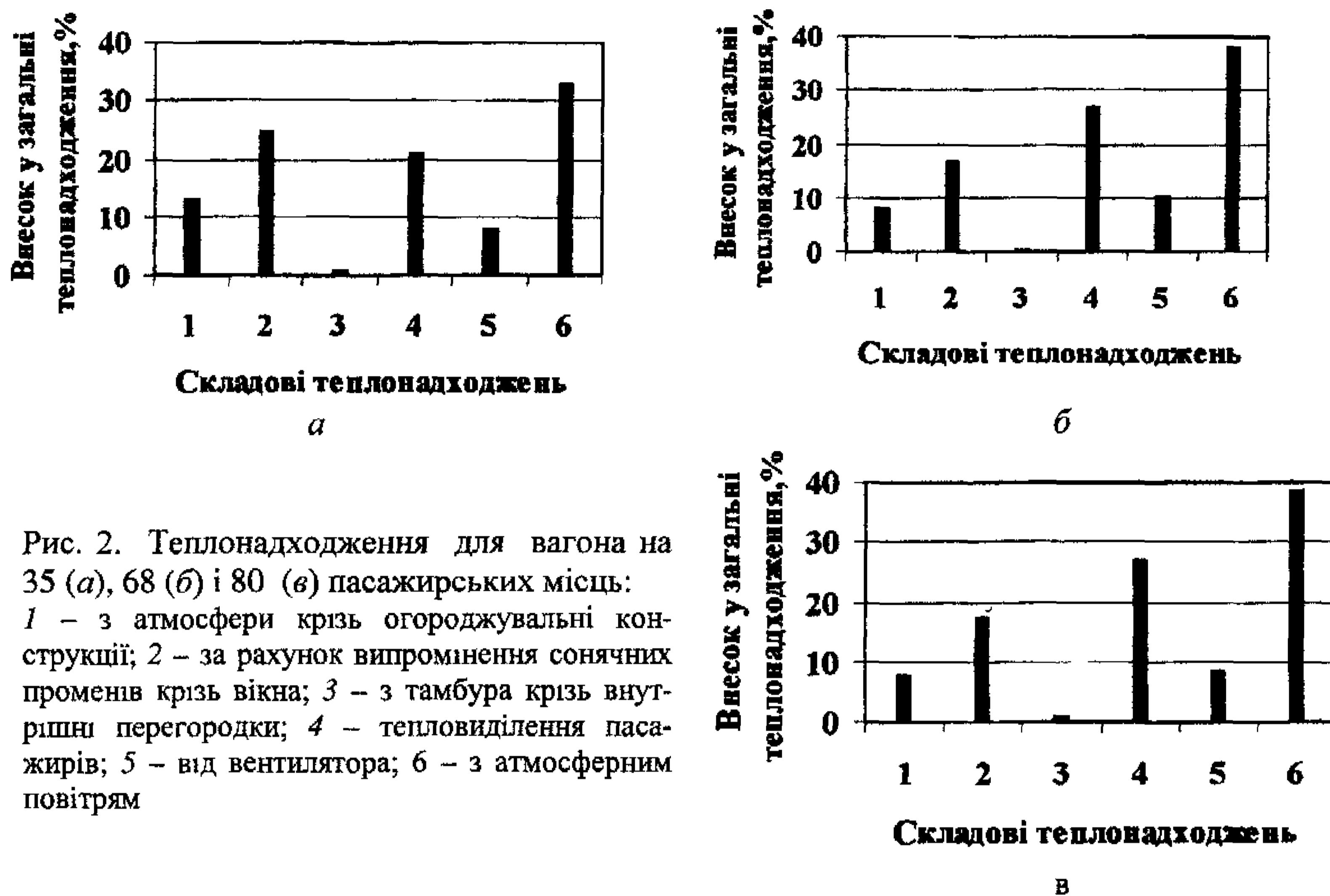


Рис. 2. Теплонадходження для вагона на 35 (а), 68 (б) і 80 (в) пасажирських місць: 1 – з атмосфери крізь огорожувальні конструкції; 2 – за рахунок випромінення сонячних променів крізь вікна; 3 – з тамбура крізь внутрішні перегородки; 4 – тепловиділення пасажирів; 5 – від вентилятора; 6 – з атмосферним повітрям

Наведені результати показують, що розподіл теплонадходжень між основними складовими для варіантів компонування салона на 35, 68 і 80 пасажирських місць майже однаковий.

Основною складовою теплонадходжень у вагон є свіже повітря (33–39 %). Значна кількість тепла надходить крізь вікна за рахунок сонячного випромінення. Для 35-місного салону це складає 25 %. Для салонів з більшою кількістю пасажирських місць другою за значимістю складовою є тепловиділення пасажирів (до 27 %). Відносно невеликий внесок теплонадходжень з атмосфери крізь огорожувальні конструкції (8–13 %).

Визначена холодопродуктивність СКП, при якій забезпечуються комфортні тепловологістичні умови в салонах в умовах: $t_H = 32^\circ\text{C}$, $\varphi_H = 70\%$ і $t_H = 40^\circ\text{C}$, $\varphi_H = 30\%$ (рис. 3). Із цих даних видно, що основним з точки зору вибору потужності СКП є випадок підвищеної вологості в жарких умовах: $t_H = 32^\circ\text{C}$, $\varphi_H = 70\%$. Потрібна потужність СКП суттєво залежить від кількості пасажирських місць у салоні вагона. Так, для салону на 80 місць потрібна потужність на 60 % більша ніж для салону на 35 місць.

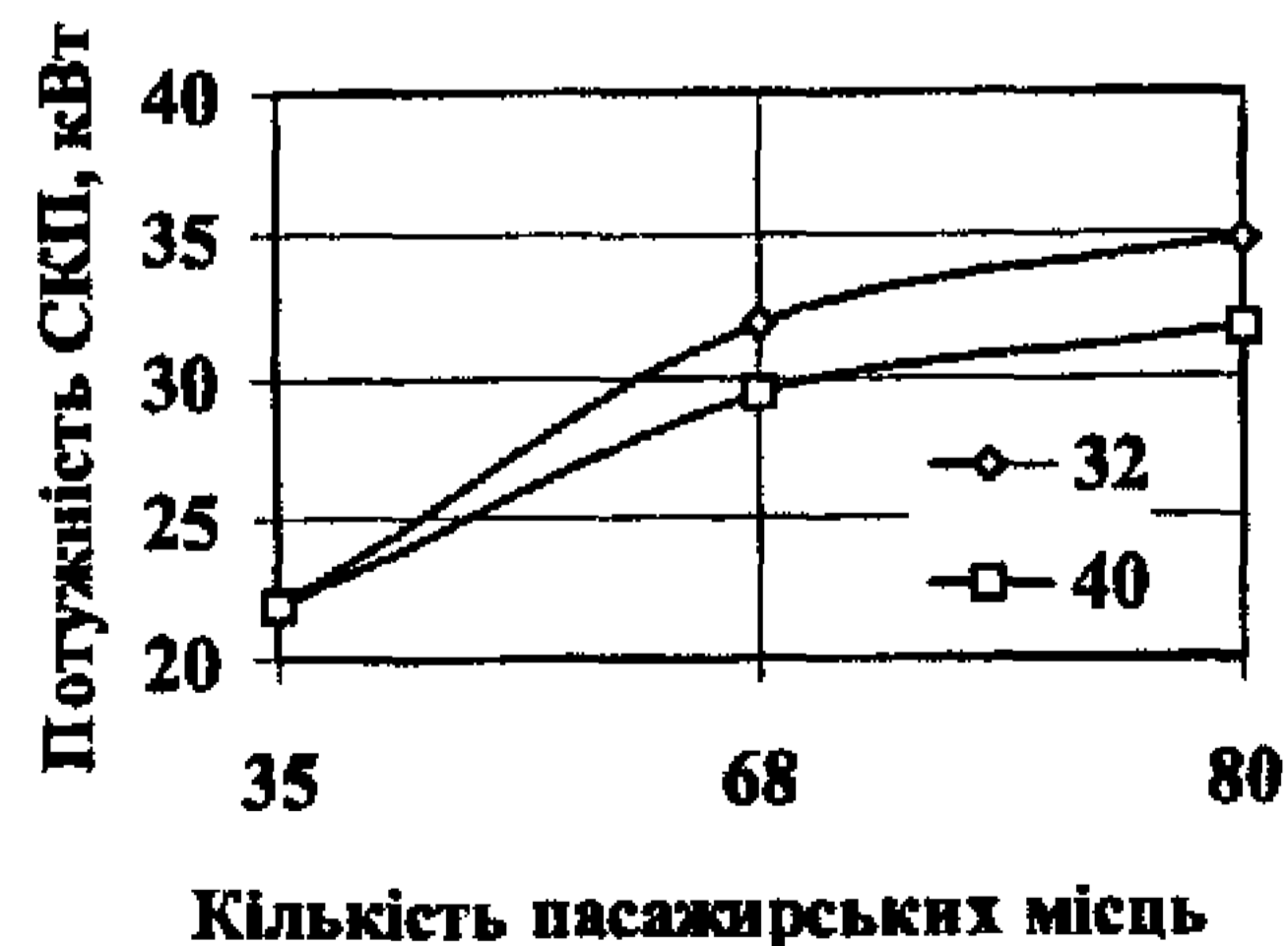


Рис. 3. Потрібна потужність СКП в розрахункових умовах $t_H = 32^\circ\text{C}$, $t_H = 40^\circ\text{C}$ в залежності від кількості пасажирських місць у вагоні

Висновок. Для типового розрахункового випадку атмосферних умов визначено значення складових теплонадходжень. Основною складовою теплонадходжень у розглянутий тип вагона є свіже повітря. Суттєва кількість тепла надходить крізь вікна за рахунок сонячного випромінення. Потрібна холодопродуктивність СКП суттєво залежить від кількості пасажирських місць в салоні вагона.

Список літератури

1. *Китаев Б.Н.* Теплообменные процессы при эксплуатации вагонов – М.: Транспорт, 1984. – 184 с.
2. *Михеев М.А., Михеева И.М.* Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
3. *Кутателадзе С.С.* Теплопередача и гидродинамическое моделирование. Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
4. *Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В.* Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. – М.: Стройиздат, 1985. – 367 с.

Стаття надійшла до редакції 30.10.01.

УДК 621.891:62-408(045)

О.У. Стельмах, канд. техн. наук,
О.Ю. Сидоренко, Р.Є. Костюнік

ОБ'ЄМНА КОНФІГУРАЦІЯ МІКРОГЕОМЕТРІЇ ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ – ОДИН З ОСНОВНИХ ФАКТОРІВ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРИБОСИСТЕМ

Показано, що поверхні тертя з однаковим параметром шорсткості R_a , визначеним існуючими методами та приладами ДСТУ, але з різною об'ємною конфігурацією, утвореною відповідними технологіями з залученням новітніх методів контролю (ЛСПП-03), у процесі ковзання можуть суттєво зменшити або збільшити сили тертя, температуру і інтенсивність зношення трибосистеми.

У сучасному машинобудуванні всі технологічні прийоми виготовлення трибосистем на перший погляд відпрацьовані так, що подальший їх розвиток здається неможливим. Однойменною технікою, наприклад, легкові автомобілі фірми «Ford» і автомобілі ВАТ «АвтоЗАЗ» за дизайном і, головне, експлуатаційно-технічними характеристиками дуже сильно відрізняються. Тому, на жаль, на вітчизняному ринку встановився підвищений попит на прилади і машини зарубіжних фірм «Bosch», «Mercedes», BMW, а не українських підприємств «Дніпро», ЗАЗ, ЛАЗ, незважаючи на те, що вартість перших у декілька разів перевищує вартість других. Хоча вбачається різниця в дизайні і комфортабельності продукції, функціонально і перші, і другі вироби однакові, мають однакову принципову схему роботи та зроблені з практично однакових конструкційних матеріалів. Головна різниця рівня вітчизняного і провідного зарубіжного приладобудування, автомобілебудування, літакобудування й взагалі машинобудування полягає в якості виготовлення деталей трибосистем. Оскільки будь-який вид техніки з погляду механіки являє собою сукупність вузлів тертя (трибосистем), то і її якість цілком залежить від якості кожної окремо взятої трибосистеми.

Тертя твердих тіл в умовах граничного змащування – найбільш поширений у реальній техніці процес, який визначає експлуатаційно-технічні характеристики сучасних вузлів тертя (трибосистеми) і завжди розпочинається на поверхнях при їхньому взаємному русі й одночасному стисканні в робочому середовищі будь-якої природи. Як правило, робочим середовищем трибосистем є спеціально підведені до контакту вуглеводневі мастильні матеріали у вигляді пластичних мастил у підшипниках або робочої рідини, що заповнює всю систему, наприклад, гідравлічну, паливну, систему змащення. Якщо конструктивно підвести у контакт мастильний матеріал неможливо, то для деяких трибосистем середовищем тертя використовується навколишнє середовище, в якому дана трибосистема експлуатується (повітря, газ, пари чи інше). Навіть у глибокому вакуумі в зоні фактичного контакту поверхонь тертя існує