

РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСПОРТНОГО КОНДИЦІОНЕРА ЩОДО ПЕРЕВЕДЕННЯ ЙОГО НА ТЕПЛОНАСОСНИЙ РЕЖИМ РОБОТИ

Тарасова Вікторія Олександрівна, докт. техн. наук, ст. досл., пров. наук. співр., Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, e-mail: tarasova@ipmach.kharkov.ua, <https://orcid.org/0000-0003-3252-7619>

Кузнецов Михайло Олександрович, канд. техн. наук, наук. співр., Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, e-mail: childeric1975@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-5180-8830>

Грінченко Дмитро Дмитрович, аспірант, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, e-mail: dimag628@gmail.com

Шафоростов Данило Денисович, аспірант, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, e-mail: danylo.shaforostov@nure.ua

Проектування системи кондиціювання повітря на транспорті є серйозною проблемою через навантаження, що часто змінюється, оскільки це призводить до погіршення комфорту пасажирів і навіть до проблем зі здоров'ям [1].

Розрахунок характеристик кондиціонера розглядався багатьма авторами. Однак, більшість відомих методів розрахунку, які в тій чи іншій мірі можуть бути застосовані до розглянутої задачі, є або графоаналітичними, що робить їх непридатними для багатоваріантних розрахунків та подальшої оптимізації режимних параметрів установки, або надмірно ускладненими [2]. Тим часом, ускладнення математичної моделі кондиціонера призводить до деякої втрати спільності та наочності отриманих результатів, що утруднює їх аналіз. Тому дослідження, спрямоване на розробку більш зручного методу розрахунку характеристик роботи транспортного кондиціонера, є актуальним.

Метою роботи є створення методу розрахунку статичних характеристик автономного транспортного кондиціонера шляхом розроблення математичної моделі теплогідравлічних процесів, що протікають в контурі циркуляції холодоагенту, яка б враховувала специфічні особливості його експлуатації, щодо переведення його у роботу в теплонасосному режимі.

Досягнення мети передбачає виконання наступних задач:

- верифікація розробленої методики розрахунку статичних характеристик холодильної машини шляхом аналізу роботи транспортного кондиціонера в холодильному режимі за наявними даними, які включають проектну документацію та експериментальні дані;
- прогнозування статичних характеристик транспортного кондиціонера у теплонасосному режимі роботи під час варіювання температури навколишнього середовища (зовнішнього повітря на вході у випарник).

Запропонований метод розрахунку режимних параметрів реверсивного кондиціонера – теплового насоса проста за формою, легко піддається алгоритмі-

зації, враховує взаємозв'язок безлічі параметрів, дозволяє досягти підвищення точності розв'язання за рахунок ускладнення розрахунків у будь-якому з блоків.

В основу методу розрахунку статичних характеристик роботи кондиціонера покладено моделювання контуру циркуляції холодоагенту шляхом побудови рівнянь теплового балансу елементів установки.

При відомих температурах повітря на вході у випарник $T_{\text{вип1}}$ та на вході в конденсатор $T_{\text{кд1}}$, відносної вологості зовнішнього повітря ϕ , поверхнях випарника $F_{\text{вип}}$ та конденсатора $F_{\text{кд}}$, витратах повітря $G_{\text{вип}}$, $G_{\text{кд}}$, заданому компресорі (КМ) (його теоретичної подачі V_T) та типі холодоагенту розраховуються такі параметри: температури випаровування T_0 та конденсації $T_{\text{кд}}$; температура повітря на виході з конденсатора $T_{\text{кд2}}$; коефіцієнт волого-випадіння ξ ; холодопродуктивність Q_0 ; теплопродуктивність $Q_{\text{кд}}$; холодильний коефіцієнт ε та коефіцієнт перетворення теплового насоса (ТН) μ .

При формуванні розрахункової схеми не враховується депресія та нагрівання холодоагенту у сполучних трубопроводах. Значення цих величин приймалися з урахуванням існуючого досвіду проектування. Відповідні рекомендації для цього наведені у роботі [3]. Для визначення коефіцієнта подачі компресора та індикаторного ККД, а також для розрахунку теплофізичних властивостей вологого повітря використовувалися відомі емпіричні рівняння [3, 4].

За даними, які включають проектну документацію та результати експериментів, були визначені вихідні дані для розрахунку статичних характеристик роботи кондиціонера КВ-1-28 в холодильному режимі та проведено верифікацію методу розрахунку статичних характеристик холодильної машини [3].

Цей метод реалізовано як пакет прикладних програм для кількох робочих тіл. Зіставлення результатів чисельного моделювання з даними випробувань кондиціонеру підтвердило працездатність методики. Максимальна неузгодженість між розрахунковими та експериментальними значеннями за такими параметрами як Q_0 , $Q_{\text{кд}}$ та μ не перевищує 7,5 %, що можна визнати задовільним для проектних розрахунків.

При застосуванні цього методу для оцінки можливості переведення кондиціонеру в теплонасосний режим враховувалося, що конденсатор у цьому разі виконує функцію випарника, а випарник – конденсатора. Таким чином, площа зовнішньої поверхні обох секцій випарника становитиме $120,1 \text{ м}^2$, а площа зовнішньої поверхні обох секцій конденсатора – $55,3 \text{ м}^2$.

Масова витрата повітря через випарник задана рівною $5,09 \text{ кг/с}$, а масова витрата повітря через конденсатор – $2,1 \text{ кг/с}$. Температура повітря на вході в конденсатор для всіх режимів визначається незмінною, рівною $T_{\text{кд1}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

У табл. 1 наведено дані розрахунку статичних характеристик роботи кондиціонера КВ-1-28 під час роботи в теплонасосному режимі при варіюванні температури навколишнього середовища в діапазоні від $-15 \text{ }^\circ\text{C}$ до $10 \text{ }^\circ\text{C}$. Розрахунки проводилися з допомогою методу ітерацій.

Графіки залежностей параметрів кондиціонера КВ-1-28 від температури навколишнього середовища $T_{\text{нс}}$ (зовнішнього повітря на вході у випарник) під час роботи у теплонасосному режимі з частотою електромережі 60 Гц представлено на рис. 1, а з частотою електромережі 50 Гц – на рис. 2.

Таблиця 1 – Розрахункові статичні характеристики кондиціонера КВ-1-28 під час роботи в теплонасосному режимі (частота електромережі 60 Гц)

Температура низькопотенційного джерела (температура навколишнього середовища), °С	-15	-10	-5	1	5	10
Теплопродуктивність, кВт	20,17	22,57	25,25	28,97	31,62	35,30
Холодопродуктивність, кВт	14,42	16,46	18,74	21,84	24,19	27,34
Температура повітря на виході з випарника (в атмосферу), °С	-16	-12,96	-8,31	-2,77	0,93	5,57
Температура повітря на виході з конденсатора (у вагон), °С	29,6	30,74	32,02	33,79	35,05	36,81
Температура конденсації, °С	35,18	36,9	39,01	41,81	43,81	46,58
Температура випаровування, °С	-19	-15,6	-11,87	-6,79	-3,54	0,65
Індикаторна потужність КМ, кВт	5,74	6,11	6,51	7,13	7,43	7,96
Споживана потужність, кВт	7,65	8,15	8,68	9,51	9,91	10,61
Коефіцієнт перетворення ТН μ	2,63	2,77	2,91	3,05	3,19	3,33

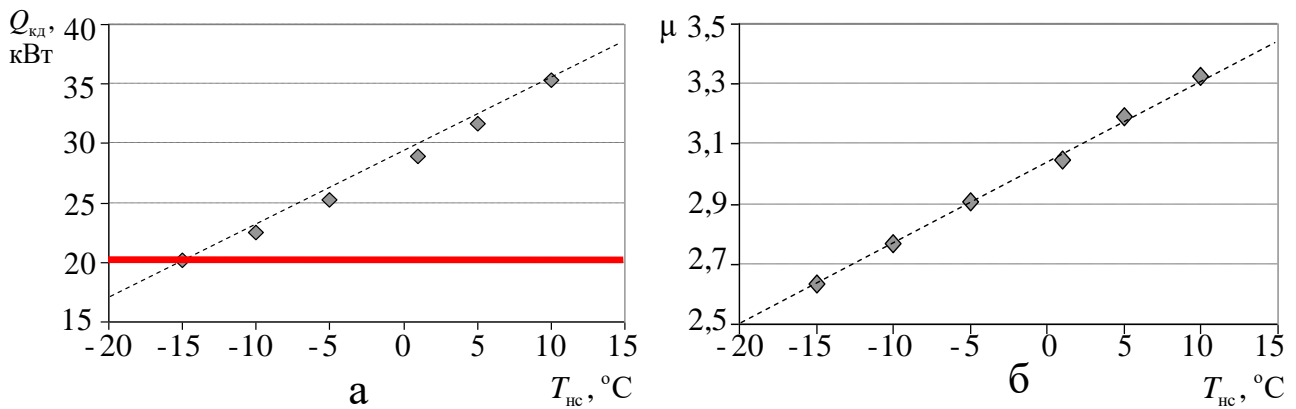


Рисунок 1 – Залежність теплопродуктивності $Q_{кд}$ (а) та коефіцієнта перетворення μ (б) КВ-1-28 від температури навколишнього середовища $T_{нс}$ при температурі повітря на вході в конденсатор $T_{кд1} = 20$ °С (частота електромережі 60 Гц)

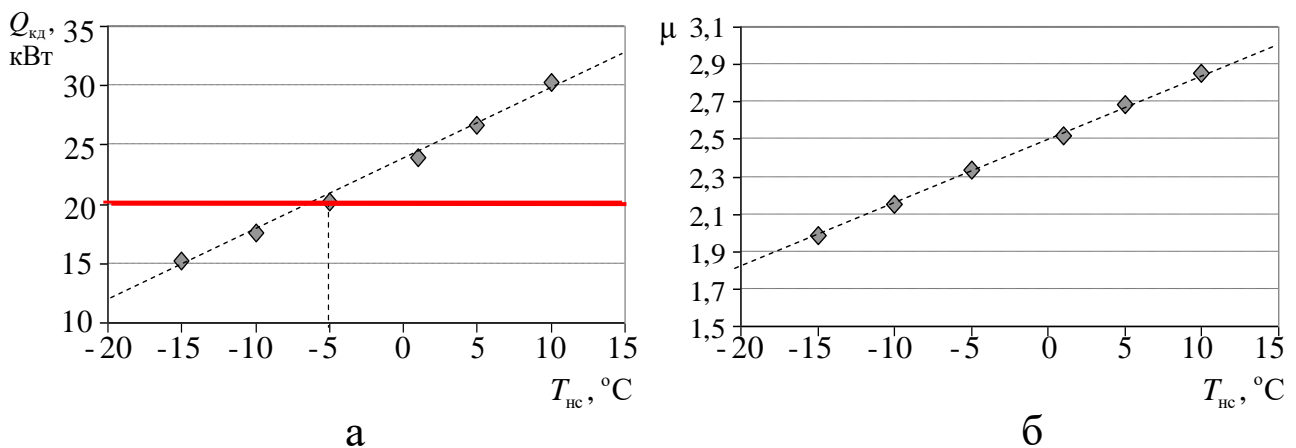


Рисунок 2 – Залежність значень $Q_{кд}$ (а) та μ (б) від температури навколишнього середовища $T_{нс}$ при $T_{кд1} = 20$ °С (частота електромережі 50 Гц)

З рисунків видно, що при переведенні в теплонасосний режим роботи транспортний кондиціонер КВ-1-28 здатний забезпечити необхідну теплопродуктивність ($Q_{\text{кд}} > 20$ кВт) при температурах навколишнього середовища від мінус 15 °С і вище при роботі компресора з частотою електромережі 60 Гц (рис. 1, а). Під час роботи компресора з частотою електромережі 50 Гц необхідна теплопродуктивність забезпечується при температурах навколишнього середовища вище мінус 5 °С (рис. 2, а).

Представлені результати отримані без урахування втрат тиску холодоагенту в теплообмінних апаратах та сполучних трубопроводах. Значення коефіцієнтів теплопередачі в теплообмінних апаратах, перегрів парів холодоагенту на вході в компресор та переохолодження рідкого холодоагенту в конденсаторі приймалися на підставі існуючого досвіду проектування.

Висновки

Розроблена методика розрахунку статичних характеристик роботи холодильної машини була верифікована шляхом аналізу роботи транспортного кондиціонера в холодильному режимі за наявними даними, які включають проектну документацію та експериментальні дані. Відносна похибка результатів розрахунку, порівняно з даними випробувань, не перевищила 7,5 %.

Результати розрахунків за запропонованою методикою показують, що при переведенні в теплонасосний режим роботи транспортний кондиціонер КВ-1-28 забезпечує необхідну теплопродуктивність (більше 20 кВт) за температури навколишнього середовища (зовнішнього повітря на вході у випарник) від мінус 15 °С і вище при роботі компресора з частотою електромережі 60 Гц та від мінус 5 °С і вище при роботі компресора з частотою електромережі 50 Гц. Отримані результати носять теоретичний характер і не враховують можливість обмерзання теплообмінної поверхні випарника та, відповідно, зниження теплопродуктивності КВ-1-28 в теплонасосному режимі роботи при низьких температурах навколишнього середовища.

Література

Nie, B., She, X., Navarro, H., Smith, D. P., Sciacovelli, A. and Ding, Y. (2017). Charging properties of a compact energy storage device for transport air conditioning applications. *Energy Procedia* 142 3531-3536. doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.241>

Hu, C., Xu, R. and Meng, X. (2022). A systemic review to improve the intermittent operation efficiency of air-conditioning and heating system. *J. Build. Eng.* **60** 105136. doi: <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2022.105136>

Ciconkov, R. and Ciconkov, V. (2007). Work characteristics of reciprocating compressor for refrigeration system developed with computer simulation. *Refrigeration Creates the Future: proc. of the 22nd IIR Int. Congress of Refrigeration, Beijing (ICR 2007)* ICR07-B2-1485.