

УДК 621.59

В.Н. Кухаренко, В.В. Кузнецов

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, 61002, Украина.

О ВОЗМОЖНОСТИ СОЗДАНИЯ НОВЫХ ГАЗОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН СТИРЛИНГА НА ОСНОВЕ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

В работе рассмотрена возможность создания новых ГХМ Стирлинга на основе существующих конструкций. При анализе применялась изотермическая модель цикла Стирлинга. Для учета потерь холодопроизводительности использован метод раздельного анализа потерь. Были получены безразмерные комплексы и проведен анализ с использованием теории подобия. Установлено, что при изменении геометрических размеров базовой ГХМ возможно создание подобной ей машины. Также показаны возможности оптимизации новой ГХМ на основе полученных комплексов

Ключевые слова: ГХМ Стирлинга — Потери холодопроизводительности — Безразмерный комплекс — Подобие.

В.М. Кухаренко, В.В. Кузнецов

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61002, Україна.

О МОЖЛИВОСТІ СТВОРЕННЯ НОВИХ ГАЗОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН СТИРЛІНГА НА ОСНОВІ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ

В роботі розглянута можливість створення нових ГХМ Стірлінга на основі існуючих конструкцій. При аналізі застосовувалася ізотермічна модель циклу Стірлінга. Для обліку втрат холодопродуктивності використаний метод роздільного аналізу втрат. Були отримані безрозмірні комплекси та проведено аналіз з використанням теорії подібності. Встановлено, що при зміні геометричних розмірів базової ГХМ можливе створення подібної їй машини. Також показані можливості оптимізації нової ГХМ на основі отриманих комплексів

Ключові слова: ГХМ Стірлінга — Втрати холодопродуктивності — Безрозмірний комплекс- Подібність

DOI: 10.15673/0453-8307.2/2015.39347



This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

I. ВВЕДЕНИЕ

Газовые холодильные машины (ГХМ) Стирлинга широко применяются для получения холода в криогенном диапазоне температур охлаждения. В настоящее время машины этого типа используются в умеренном температурном диапазоне [1, 2]. Главным преимуществом машин Стирлинга является высокая термодинамическая эффективность.

В этих ГХМ протекают нестационарные процессы, что приводит к необходимости использования сложного математического аппарата при описании этих процессов для точной количественной оценки интегральных характеристик машин (холодопроизводительность, работа, холодильный коэффициент). Например, многомерные математические модели [3].

Создание новых машин требует использования различных методов многопараметрической оптимизации для достижения высокой показателей

эффективности машины.

Из-за этих факторов задача проектирования новых машин Стирлинга является сложной. Для упрощения этой задачи может быть использована существующая машина и изменение ее масштаба [4]. Этот подход может существенно упростить процесс проектирования ГХМ Стирлинга. При этом авторами отмечается возможность значительного уменьшения эффективности новой машины при пропорциональном изменении размеров ГХМ

Поэтому для применения этого метода необходимо изучение влияния изменения геометрических и режимных параметров (частота, максимальное давление) на потери холодопроизводительности ГХМ.

II. ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Для изучения влияния различных факторов на показатели ГХМ Стирлинга может быть использована изотермическая модель цикла из

книги Г. Уокера [5], согласно которой процессы теплоотдачи идеальные и отсутствует гидравлическое сопротивление в аппаратах. Изменение объемов полостей сжатия и расширения описывается гармонической функцией. Температуры охлаждающей среды T_x и охлаждения T_0 принимаются постоянными.

Формула для вычисления холодопроизводительности в изотермической модели была записана в виде

$$Q_0 = fP_{max}V_0Q_V\left(\frac{V_K}{V_0}, \frac{V_r}{V_0}, \frac{V_{mn}}{V_0}, \varphi\right), \quad (1)$$

где f – рабочая частота цикла; P_{max} – максимальное давление в цикле; V_0, V_K – описанные объемы расширительной и компрессорной полости; Q_V идеальная безразмерная холодопроизводительность; V_r – объем регенератора; V_{mn} – объем рекуперативного теплообменника; φ – угол сдвига фаз объемов компрессорной и расширительной полостей ГХМ.

Безразмерный комплекс Q_V зависит только от симплексов $V_K/V_0, V_r/V_0, V_{mn}/V_0$ и угла сдвига фаз φ . Таким образом, новая машина Стирлинга, для которой будет выполняться попарное равенство этих симплексов будет подобна базовой машине [6].

При этом не учитываются различные потери холодопроизводительности (из-за гидравлического сопротивления, несовершенства теплоотдачи и т.д.), на которые влияют линейные размеры аппаратов ГХМ. Из-за этого подобие может быть не полным.

Для оценки влияния этих потерь был использован метод раздельного анализа [4], согласно которого величина безразмерной холодопроизводительности может быть вычислена по формуле

$$Q'_V = Q_V - \sum_{i=\zeta, \alpha, q} \Delta Q'_i, \quad (2)$$

где

$$\Delta Q'_i = \frac{\Delta Q_i}{fP_{max}V_0}; \quad (3)$$

ΔQ_i – потери холодопроизводительности; индексы ζ, α, q – соответствуют потерям в регенераторе из-за гидравлического сопротивления, несовершенства теплоотдачи и осевого теплового потока по насадке.

В формуле (2) учтены только потери в регенераторе ГХМ из-за того, что этот аппарат оказывает самое большое влияние на показатели эффективности машины.

Величину потерь холодопроизводительности из-за гидравлических сопротивлений в регенераторе можно оценить по зависимости из пособия А.Д. Сулова и др. [4], которая с учетом выражения (3) примет вид

$$\Delta Q'_\zeta = \Delta P_{cp} / P_{max}, \quad (4)$$

где ΔP_{cp} – среднее значения падения давление в

регенераторе, которое может быть вычислено по формуле

$$\Delta P_{cp} = \zeta_{osc} \frac{\rho u_{max}^2}{2} \frac{L_r}{d_{gr}}$$

где ζ_{osc} – коэффициент гидравлического сопротивления; ρ – средняя за цикл плотность газа в регенераторе; $u_{max} = \pi f x_{max}$ – максимальная скорость рабочего тела; x_{max} – амплитуда колебания жидкости; L_r, d_{gr} – длина и гидравлический диаметр регенератора.

Величина x_{max} определяется как

$$x_{max} = \int_0^{1/f} |u(t)| dt, \quad (5)$$

где $u(t)$ – средняя по длине скорость газа.

Амплитуда x_{max} не зависит от частоты цикла.

На основе анализа эмпирических зависимостей из работ [4, 7, 8, 9] для вычисления коэффициента гидравлического сопротивления в регенераторе, общую формулу для оценки этого коэффициента можно записать в виде

$$\zeta_{osc} = \frac{A}{Re_{mr}} + B, \quad (6)$$

где A – числовая константа; B – коэффициент, который не зависит от рабочей частоты цикла; $Re_{mr} = \rho u_{max} d_{gr} / \mu_z$ – максимальное число Рейнольдса; μ_z – динамическая вязкость газа.

С учетом (6) и принятых переменных выражение (3) преобразовывается к виду

$$\Delta Q'_\zeta = \frac{\pi f x_{max} L_r}{2 d_{gr} \varepsilon_0} \left(\frac{A \mu_z}{d_{gr} P_{max}} + \frac{\pi B x_{max} f}{\varepsilon_0 R T_r \sqrt{\sigma}} \right), \quad (7)$$

где T_r – средняя температура газа в регенераторе; $\sigma = (P_{max} / P_{cp})^2$ – степень сжатия; P_{cp} – среднее давление газа в регенераторе.

Для расчета значения x_{max} в регенераторе запишем массу газа

$$M_r(\omega t) = \frac{P \left(\omega t, \frac{V_K}{V_0}, \frac{V_r}{V_0}, \frac{V_{mn}}{V_0}, \varphi \right) V_r \varepsilon_0}{R T_r},$$

где $\omega = 2\pi f$ – циклическая частота; ε_0 – пористость насадки регенератора.

Согласно [5] давление газа в цикле может быть записано в виде

$$P \left(\omega t, \frac{V_K}{V_0}, \frac{V_r}{V_0}, \frac{V_{mn}}{V_0}, \varphi \right) = P_{max} g \left(\omega t, \frac{V_K}{V_0}, \frac{V_r}{V_0}, \frac{V_{mn}}{V_0}, \varphi \right),$$

где g – безразмерная функция.

Зная текущее значение массы M_r можно рассчитать среднюю скорость газа в регенераторе

$$u(t) = \frac{V_r}{F_r} \frac{d \ln \left(g \left(\omega t, \frac{V_K}{V_0}, \frac{V_r}{V_0}, \frac{V_{mn}}{V_0}, \varphi \right) \right)}{dt},$$

где $F_r = V_r/L_r$ – площадь сечения регенератора.

Исходя из цикличности процесса с использованием с учетом выражения (5) амплитуда колебания жидкости может быть вычислена по формуле

$$x_{max} = 2L_r \ln \left[\frac{g \left(\varphi + \pi, \frac{V_K}{V_0}, \frac{V_r}{V_0}, \frac{V_{mn}}{V_0}, \varphi \right)}{g \left(\varphi, \frac{V_K}{V_0}, \frac{V_r}{V_0}, \frac{V_{mn}}{V_0}, \varphi \right)} \right] \quad (8)$$

Из выражения (8) следует, что отношения x_{max}/L_r является постоянной величиной при неизменных безразмерных объемах машины и угле сдвига фаз φ . Тогда величину x_{max} можно записать в виде

$$x_{max} = C_L L_r \quad (9)$$

С учетом (9) выражение (7) примет вид

$$\Delta Q'_\zeta = \frac{\pi f C_L L_r^2}{2 d_{gr} \varepsilon_0} \left(\frac{A \mu_z}{d_{gr} P_{max}} + \frac{\pi B C_L L_r f}{\varepsilon_0 R T_r \sqrt{\sigma}} \right) \quad (10)$$

Потери холодопроизводительности из-за несовершенства теплоотдачи в регенераторе с учетом принятых обозначений и переменных могут быть определены по формуле [4]

$$\Delta Q_\alpha = 1,1 A_n \frac{k}{k-1} \frac{P_{cp} u_{cp} V_r}{\varepsilon_0 T_r L_r} \times \left[\frac{Q_r}{\alpha_r F_n} + \frac{(Q_r - 2 f V_r P_{max} (1 - \sigma^{-1}))^2}{(36 f M_n c_n)^2 (T_x - T_0)} \right] \quad (11)$$

где A_n – коэффициент потерь; k – показатель адiabаты; $u_{cp} = 2u_{max}/\pi$ – средняя скорость газа в регенераторе; Q_r – тепловая нагрузка на регенератор; α_r – коэффициент теплоотдачи, $F_n = 4\varepsilon_0 V_r/d_{gr}$, M_n , c_n – поверхность теплоотдачи, масса и теплоемкость насадки регенератора.

Тепловая нагрузка в регенераторе

$$Q_r = \frac{k}{k-1} \frac{P_{cp} u_{cp} F_r}{\varepsilon_0 T_r} (T_x - T_0) + 2 V_r f P_{max} (1 - \sigma^{-1})$$

Безразмерная тепловая нагрузка может быть определена как

$$Q'_p = \frac{Q_r}{f P_{max} V_r} = \frac{2k}{k-1} \frac{C_L (T_x - T_0)}{\varepsilon_0 T_r \sqrt{\sigma}} + 2 - \frac{2}{\sigma} \quad (12)$$

После подстановки выражения (12) в (11) с учетом (3) формула для оценки безразмерных потерь холодопроизводительности от несовершенства теплоотдачи в регенераторе примет вид

$$\Delta Q'_\alpha = 2,2 A_n \frac{k}{k-1} \frac{P_{max} C_L \cdot (V_r/V_0)}{\varepsilon_0 T_r \sqrt{\sigma}} \times \left[\frac{Q'_r f d_{gr}}{4 \varepsilon_0 \alpha_r} + \frac{P_{max} (Q'_r - 2 + 2\sigma^{-1})^2}{(36 \rho_n c_n (1 - \varepsilon_0))^2 (T_x - T_0)} \right] \quad (13)$$

Анализ эмпирических формул для оценки коэффициента теплоотдачи в регенераторе [4, 9, 10]

показал, что соотношение для расчета α_r может быть записано в виде

$$\alpha_r = \frac{\lambda_z}{d_{gr}} C_1 R e_r^{C_1} P r^{C_2} \quad (14)$$

где λ_z – теплопроводность газа; $R e_r = \rho u_{cp} d_{gr}/\mu$ – среднее число Рейнольдса; $P r$ – число Прандтля.

После подстановки (14) в (13) и тождественных преобразований

$$\Delta Q'_\alpha = 2,2 A_n \frac{k}{k-1} \frac{C_L \cdot (V_r/V_0)}{\varepsilon_0 T_r \sqrt{\sigma}} \times \left[\frac{Q'_r (f P_{max})^{1-C_2} d_{gr}^{2-C_2} (R T_r \mu_z \sqrt{\sigma})^{C_2}}{4 C_1 \lambda_z P r^{C_3} \varepsilon_0^{1-C_2} (2 C_L L_r)^{C_2}} + \frac{P_{max}^2 (Q'_r - 2 + 2\sigma^{-1})^2}{(36 \rho_n c_n (1 - \varepsilon_0))^2 (T_x - T_0)} \right] \quad (15)$$

Безразмерные потери из-за осевого теплового потока по насадке регенератора

$$\Delta Q'_q = \frac{\lambda_n (T_x - T_0) \cdot (V_r/V_0)}{P_{max} f L_r^2}, \quad (16)$$

где λ_n – эффективная теплопроводность насадки.

Таким образом получили, что безразмерная холодопроизводительность (2) является сложной функцией симплексов (безразмерные объемы и угол φ) и комплексов безразмерных потерь холодопроизводительности (10), (15) и (16).

III. ИЗУЧЕНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ МАСШТАБА ГХМ СТИРЛИНГА

Рассмотрим возможность создания новой подобной ГХМ только за счет изменения геометрических размеров машины. Полагаем, что потери в базовой машине минимизированы.

Для новой ГХМ симплексы не должны изменяться. Это обеспечит попарное равенство комплекса Q_v . Аналогичное равенство комплексов безразмерных потерь (10), (15) и (16) может быть достигнуто за счет сохранения длины регенератора. При таких условиях новая ГХМ будет полностью подобна базовой машине.

Для подтверждения этого вывода была спроектирована новая ГХМ Стирлинга холодопроизводительностью $Q_0 = 200$ Вт. В качестве базовой машины была выбрана КГМ9000-80/1 $Q_0 = 9000$ Вт, которая входит в состав комплекса по разделению воздуха Аж-0,05. Движение поршней в этой машине обеспечивает ромбический привод.

Все геометрические объемы были уменьшены пропорционально отношению Q_0 новой и базовой ГХМ Стирлинга. Длины теплообменных аппаратов не изменялись, а необходимые объемы достигались уменьшением количества трубок (рекуперативные теплообменники), внешнего D_r и внутреннего d_r диаметров регенератора.

Для оценки параметров базовой и новой

машин применялась математическая модель, основанная на структурно-модульном подходе из [11]. При расчете параметров базовой ГХМ по этой модели было получено рассогласование экспериментальной и расчетной Q_0 17 %, а вычисленное значение холодильного коэффициента $\varepsilon=0,13$ (без учета КПД электропривода).

Расчетное значение холодильного коэффициента ε для ГХМ Стирлинга с $Q_0=200$ Вт было равно 0,128. То есть наблюдается понижение эффективности на 1,5 %. Такое рассогласование может быть обусловлено погрешностью расчета математической модели и тем, что метод раздельного анализа [4] не учитывает взаимовлияние потерь.

При условии одновременного уменьшения продольных и поперечных размеров регенератора (отношение $L_r / \sqrt{D_r^2 - d_r^2}$ новой ГХМ было как у базовой машины) значение $\varepsilon=0,102$, что на 21 % меньше, чем у базовой машины. Такое большое уменьшение эффективности происходит вследствие роста доли потерь из-за несовершенства теплоотдачи и увеличению осевого потока по насадке.

Таким образом, при изменении геометрических размеров ГХМ может быть создана подобная ГХМ.

Рассмотрим влияние максимального давления P_{max} и рабочей частоты f . Изменение этих параметров влияет на все комплексы потерь (10), (15) и (16). Это приводит к тому, что новая машина не будет подобна базовой ГХМ из-за невозможности попарного равенства этих комплексов.

Но при этом выражения для $\Delta Q'_c$, $\Delta Q'_a$ и Q'_q могут быть использованы для анализа потерь и нахождения путей увеличения эффективности новой ГХМ.

Рассмотрим задачу проектирования ГХМ с $Q_0=200$ Вт и максимальным давлением $P_{max}=10^6$ Па.

При изменении P_{max} для компенсации потерь из-за гидравлического сопротивления в регенераторе (10) диаметр d_{gr} может быть изменен пропорционально тепловому пограничному слою (плотность газа изменяется пропорционально P_{max})

$$\delta_t = \sqrt{\frac{2\lambda_z}{\rho c_p \omega}},$$

где c_p — теплоемкость рабочего тела.

При таком изменении гидравлического диаметра аппарата значение комплекса для новой ГХМ $\Delta Q'_c$ будет не больше, чем для базовой машины.

При этом изменятся и потери из-за несовершенства теплоотдачи. Приблизительное равенство комплексов $\Delta Q'_a$ базовой и новой ГХМ может быть достигнуто при следующем условии

$$d_{gr}^n = d_{gr}^b \left(P_{max}^b / P_{max}^n \right)^{(1-C_2)/(2-C_2)}$$

где индексы b, n — базовая и новая ГХМ.

Таким образом, оптимальное (по холодильному коэффициенту) значение должно находиться в области

$$d_{gr}^b \left(\frac{P_{max}^b}{P_{max}^n} \right)^{\frac{1-C_2}{2-C_2}} \leq d_{gr} \leq d_{gr}^b \sqrt{\frac{P_{max}^b}{P_{max}^n}} \quad (17)$$

Результаты расчета для новой ГХМ показали, что оптимальное значение d_{gr} соответствует области ограниченной неравенством (17). При этом величина холодильного коэффициента $\varepsilon=0,125$, что на 4 % меньше значения для базовой ГХМ. Это уменьшение может быть обусловлено возрастанием комплекса Q'_q

Уменьшение частоты позволяет повысить эффективность ГХМ при условии малости комплекса.

IV. ВЫВОДЫ

1. Изменение геометрических объемов ГХМ Стирлинга позволяет создать новую подобную машину при условии сохранения длины регенератора. При этом будет обеспечено попарное равенство комплексов, учитывающих потери из-за гидравлического сопротивления, несовершенства теплоотдачи и теплового потока по насадке регенератора,

2. При изменении рабочей частоты и максимального давления полное подобие недостижимо. Но из-за того, что комплексы в функции безразмерной холодопроизводительности составляют линейную комбинацию, то простой анализ влияния различных факторов на их сумму может существенно сократить область поиска оптимальных параметров ГХМ (показано на примере изменения максимального давления).

3. Количество комплексов подобия, учитывающих потери, может быть расширено за счет учета других потерь холодопроизводительности. Например, для микроГХМ важно учитывать потери из-за переноса тепла в холодную расширительную полость от возвратно-поступательного движения вытеснителя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Twinbird Corp.: free-piston Stirling cooler [Электронный ресурс] // Twinbird free-piston Stirling Cooler: [сайт] – Режим доступа: <http://fpssc.twinbird.jp/legacy/en/index.html>
2. Ultra Low Freezers [Электронный ресурс] // Stirling Ultracold: [сайт] – Режим доступа: http://stirlingultracold.com/ultralow_freezers
3. Dyson R. W. On the Need of Multidimensional Stirling Simulations / R. W. Dyson, S. D. Wilson, R. C. Tew, R. Demko // Third International Energy Conversion Conference. – San Francisco, California, 15-18 August, 2005.

4. **Новотельнов В. Н.** Криогенные машины / Новотельнов В. Н., Суслов А. Д., Полтораус В. Б. – Спб.: Политехника, 1991. – 335 с.
5. **Уокер Г.** Двигатели Стирлинга / Уокер Г. – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.
6. **Кутателадзе С. С.** Анализ подобия в теплофизике / С. С. Кутателадзе. — Новосибирск: Наука, 1982 — 280 с.
7. **Cheng P.** Transport phenomena in an orifice pulse tube refrigerator/cryocooler / P. Cheng, T. S. Zhao // *Thermal science and engineering*. – 1998. – vol. 6(1). – P 45-51.
8. **Choi S.** Investigation on the pressure drop characteristics of cryocooler regenerators under oscillating flow and pulsating pressure conditions / S. Choi, K. Nam, S. Jeong // *Cryogenics*. – 2004. – vol. 44: – P. 203-210.
9. **Tanaka M.** Flow and heat transfer characteristics of the Stirling engine regenerator in oscillating flow / M. Tanaka, I. Yamashita, F. Chisaka // *JSME International Journal*. - 1990. - vol. 33. - No. 2. - P. 283-289
10. **Xiaoqin Yang.** Size effects on miniature Stirling cycle cryocooler/ Xiaoqin Yang, J. N. Chung // *Cryogenics*. — 2005. — vol. 45. — P. 537-545.
11. **Кухаренко В. Н.** Математическое моделирование теплофизических процессов низкотемпературных газовых машинах при помощи структурно-модульного подхода / В. Н. Кухаренко, В. В. Кузнецов // *Холодильна техніка і технологія*. – 2009. – № 5(121). – С. 11-14.

V. N. Kukharensko, V. V. Kuznetsov

National Technical University «Kharkiv Polytechnical Institute», 21 Frunze str., Kharkiv, 61002, Ukraine

DEVELOPMENT POSSIBILITIES OF NEW STIRLING REFRIGERATING MACHINES ON THE BASIS OF EXISTING CONSTRUCTIONS

In the given paper the possibility of new Stirling refrigerating machine development on the basis of existing design has been considered. For refrigerating machine process analysis the isothermal model of Stirling cycle and method of separate loss analysis were used. Ambient and cooling temperatures were assumed constant in equation for cooling capacity calculation. The dimensionless complexes, namely, ideal cooling capacity and complexes taking into account cooler regenerator losses due to non-ideal heat exchange, hydraulic resistance and axial matrix heat flow have been obtained after mathematical transformation of the governing equations. According to the theory of similarity the pairwise equalities of heat exchanger volume complexes (targeted volume divided by volume of refrigerator expansion space) and dimensionless complexes is needed for similarity of new and basis Stirling refrigerating machine. The equality of dimensionless complexes is achieved with equal regenerator length for both new refrigerator and basis cooler. For confirmation of this conclusion the basis refrigerator KGM-9000/80-1 with known experimental data and new designed refrigerator with cooling capacity 200 W have been used. For parameters calculation of refrigerators the one-dimensional mathematical model based on structure-module approach was used. The identical effectiveness for both coolers has been obtained. Variation of maximum pressure and working frequency of cycle does not allow creating new similarity Stirling refrigerating machine due to complicated influence of these parameters on dimensionless loss complexes. The procedure of effectiveness and refrigerating capacity increasing while changing the working frequency and maximum pressure for new refrigerator also has been shown.

Keywords: Stirling refrigerating machine – Cooling capacity losses – Dimensionless complexes – similarity.

REFERENCES

1. Twinbird Corp.: free-piston Stirling cooler. Twinbird free-piston Stirling Cooler. – Available at: <http://fpsc.twinbird.jp/legacy/en/index.html>
2. Ultra Low Freezers. Stirling Ultracold. – Available at: http://stirlingultracold.com/ultralow_freezers
3. **Dyson R.W., Wilson S.D., Tew R.C., Demko R.** 2005. On the Need of Multidimensional Stirling Simulations. Third International Energy Conversion Conference. – San Francisco, California, 15-18 August, 2005. doi: 10.2514/6.2005-5557
4. **Novotelnov V.N., Suslov A. D., Poltoraus V. B., Novotelnov V. N.** 1991. Kriogennyie mashiny – Spb.: Politehnika, – 335 p.
5. **Uoker G.** 1985. Dvigateli Stirlinga. – М.: Mashinostroenie. – 408 p.
6. **Kutateladze S. S.** 1982. Analiz podobiya v teplofizike. – Novosibirsk: Nauka, – 280 s.
7. **Cheng P., Zhao T. S.** 1998. Transport phenomena in an orifice pulse tube refrigerator/cryocooler. *Thermal science and engineering*, 6(1), 45–51.
8. **Choi S., Nam K., Jeong S.** 2004. Investigation on the pressure drop characteristics of cryocooler regenerators under oscillating flow and pulsating pressure conditions. *Cryogenics*, vol. 44, iss.3, 203–210. doi: 10.1016/j.cryogenics.2003.11.006
9. **Tanaka M., Yamashita I., Chisaka F.** 1990. Flow and heat transfer characteristics of the Stirling engine regenerator in oscillating flow. *JSME International Journal*, 33(2), 283–289.
10. **Xiaoqin Yang, Chung J. N.** 2005. Size effects on miniature Stirling cycle cryocooler. *Cryogenics*, vol. 45, 537–545. doi: 10.1016/j.cryogenics.2005.02.005
11. **Kukharensko V.N., Kuznetsov V.V.** 2009. Mathematical simulation of thermophysical processes in low – temperature gas machines using structural – module approach. *Kholodylna Tekhnika ta Tekhnologiya [Refrigeration Engineering and Technology]*, No.5(121), 11–14.

Отримана в редакції 20.01.2015, прийнята до друку 03.03.2015