

DOI 10.15589/jnn20150509  
 УДК 621.57:628.84  
 Л64

**EVALUATION OF THE EFFICIENCY OF CYCLES OF MARINE  
 HERMETIC VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION MACHINES**

**ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛОВ СУДОВЫХ  
 ГЕРМЕТИЧНЫХ ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

**Olena V. Lytosh**  
 olena.lytosh@nuos.edu.ua  
 ORCID: 0000-0002-8109-4680

**Vadim S. Dorosh**  
 v\_litosh@mail.ru  
 ORCID: —

**Е. В. Лытош**  
 канд. техн. наук, доц.

**В. С. Дорош**  
 канд. техн. наук, ст. научн. сотр.

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

*Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, г. Николаєв*

**Abstract.** The question relating to the assessment of marine excellence sealed vapor compression chillers (VKC). The aim of the study is to provide a method of evaluating the effectiveness of the cycles of modern sealed VKC ship equipment air conditioning and refrigeration in the absence of irreversibility and the expansion temperature limits cycle with the ideal and the real hermetic compressor units and the impact of losses in the heat exchangers (evaporator and condenser) and the compressor unit on the characteristics VKC. In the particular example shown in the ship's actual temperature limits VKC expansion cycle and increased pressure ratio leads to a drop in efficiency and flow rate of the compressor unit, which has a serious impact on the performance of VKC. The study found that the loss of energy caused by the temperature difference in the heat exchangers (evaporator and condenser), have the same effect on the characteristics of the ship VKC, as losses in compressor unit. The proposed method makes it possible to assess the effectiveness sealed VKC depending on design parameters and operating conditions of the machine. The research results can be applied in the design of the ship equipment VKC sealed air-conditioning and refrigeration.

**Keywords:** cycle of hermetic vapor compression chiller; efficiency of cycles.

**Анотация.** Предложен метод оценки эффективности циклов современных герметичных парокомпрессорных холодильных машин судового оборудования кондиционирования и рефрижерации при отсутствии необратимости и при расширении температурных границ цикла с идеальным и реальным герметичным компрессорным агрегатом.

**Ключевые слова:** циклы герметичной парокомпрессорной холодильной машины; эффективность циклов.

**Анотація.** Запропонований метод оцінки ефективності циклів сучасних герметичних парокомпресорних холодильних машин суднового устаткування кондиціонування і рефрижератії за відсутності безповоротності і при розширенні температурних меж циклу з ідеальним і реальним герметичним компресорним агрегатом.

**Ключові слова:** цикли герметичної парокомпресорної холодильної машини; ефективність циклів.

**REFERENCES**

- [1] Radchenko N. I., Dorosh V. S., Radchenko A. N., Radchenko R. N., Lytosh Ye. V. *Germetichnye parokompresornye kholodilnye mashiny sudovykh sistem konditsionirovaniya i refrizheratsii* [Hermetic vapor compression refrigeration machines of the ship systems of conditioning and refrigeration]. Nikolaev, NUS Publ., 2011. 400 p.
- [2] James M. Calm. *Sleduyushchee pokolenie khladagentov* [Next generation of refrigerants]. *Kholodilnaya tekhnika — Cooling technology*. 2008, no. 7, pp. 26–30.
- [3] Martynovskiy V. S., Brodyanskiy V. M. *Tsikly, skhemy i kharakteristiki termotransformatorov* [Cycles, charts and descriptions of thermotransformers]. Moscow, Energiya Publ., 1979. 288 p.
- [4] Rozenfeld L. M., Tkachev A. G. *Kholodilnye mashiny i apparaty* [Refrigeration machines and vehicles]. Moscow, Gostorgizdat Publ., 1960. 656 p.
- [5] Yakobson V. B. *Malye kholodilnye mashiny* [Small refrigeration machines]. Moscow, Pishchevaya promyshlennost Publ., 1977. 368 p.

**ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ**

Единственно возможным циклом парокompрес-сорной холодильной машины (ПКХМ), в котором соблюдаются условия обратимости, является обратный цикл Карно [4]. Для оценки совершенства ПКХМ наряду с образцовым циклом (циклом Карно) применяют сравнительный теоретический цикл, который предусматривает адиабатическое сжатие сухого пара, изобарическое охлаждение перегретого пара, конденсацию по изотерме, дросселирование жидкости и ее испарение по изотерме [5]. Известно, что работоспособную ПКХМ удалось создать после замены детандера дроссельным органом и перехода от сжатия влажного пара к сжатию сухого пара. Потери от замены адиабатического расширения дросселированием и влажного пара сухим зависят от свойств низкотемпературного рабочего тела (НРТ) и суммарно оцениваются коэффициентом обратимости [3, 4]:

$$\eta_c = \frac{\epsilon_r}{\epsilon_c},$$

где  $\epsilon_r, \epsilon_c$  — холодильные коэффициенты теоретического и образцового циклов.

Холодильный коэффициент теоретической герметичной ПКХМ равен [5]:

$$\epsilon_{r,r} = \epsilon_c \eta_c \eta_r, \tag{1}$$

где  $\eta_r$  — коэффициент, учитывающий влияние встро-енного электродвигателя:

$$\eta_r = 1/(1 + \bar{\theta}_{эд}),$$

где  $\bar{\theta}_{эд}$  — относительный перегрев пара в электродвигателе;  $\bar{\theta}_{эд} = \theta_{эд} / T_0$  (здесь  $\theta_{эд}$  — перегрев пара в электродвигателе;  $T_0$  — абсолютная температура кипения НРТ).

В действительной ПКХМ теплообменные аппараты (ТОА) имеют конечные размеры (по сравнению с теоретической ПКХМ, где ТОА имеют бесконечную поверхность) и температура кипения  $T'_0$  ниже температуры холодного источника  $T_{x,и}$ :

$$T'_0 = T_{x,и} - \theta_{и},$$

а температура конденсации  $T'_к$  выше температуры окружающей среды  $T_{o,c}$ :

$$T'_к = T_{o,c} + \theta_{к},$$

где  $\theta_{и}, \theta_{к}$  — температурные напоры в испарителе и конденсаторе.

При этом расширяются температурные границы цикла:

$$\Delta T_{ц} = T_{o,c} - T_{x,и},$$

$$\Delta T_{ц} = T_{o,c} - T_{x,и} + \theta_{к} + \theta_{и}.$$

Энергетические коэффициенты, входящие в уравнение (1), изменяются:

$$\epsilon'_{r,r} = \epsilon'_c \eta'_c \eta'_r.$$

В результате  $\epsilon'_c < \epsilon_c$ ;  $\eta'_c < \eta_c$ ;  $\eta'_r < \eta_r$  и, соответственно,  $\epsilon'_{r,r} < \epsilon_{r,r}$  [5]. Энергетические коэффициенты, входящие в уравнение (1), являются функциями разности температур  $\Delta T_{ц}$ , относительное приращение которых запишется в виде [5]:

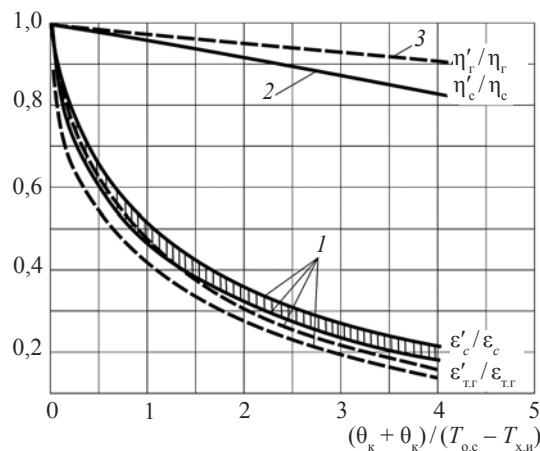
$$\frac{(T'_к - T'_0) - (T_{o,c} - T_{x,и})}{T_{o,c} - T_{x,и}} = \frac{\theta_{к} + \theta_{и}}{T_{o,c} - T_{x,и}}.$$

В работе [5] показано (рис. 1), что расширение температурных границ (окружающей среды и холодного источника) оказывает большое влияние на холодильный коэффициент обратного цикла Карно  $\epsilon_c$  (линия 1), меньшее — на коэффициенты обратимости теоретической ПКХМ с сальниковым КА  $\eta_c$  (линия 2) и еще меньшее — на коэффициент  $\eta_r$ , учитывающий влияние подогрева всасываемого пара в электродвигателе ГКА (линия 3).

**АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ**

Из анализа исследований и публикаций следует, что в работах [3, 4] дан анализ теоретических циклов и оценка эффективности крупных ПКХМ с открытыми (сальниковыми) компрессорными агрегатами. В работе [5] определены холодильные коэффициенты и коэффициенты обратимости циклов в основном для малых герметичных ПКХМ торгового назначения и сделан вывод о том, что потери, вызванные разностью температур в ТОА, влияют на характеристики ПКХМ гораздо сильнее, чем потери в герметичных компрессорных агрегатах (ГКА).

Для судовых герметичных ПКХМ подобные исследования не проводились. Поэтому приведенные в [3, 4, 5] результаты требуют уточнения и, как показали исследования [1], не в полной мере могут быть использованы при создании и совершенствовании судовых герметичных ПКХМ.



**Рис. 1.** Влияние расширения температурных границ цикла на холодильный коэффициент теоретической ПКХМ: — с сальниковым КА; - - - с ГКА

**ЦЕЛЬ СТАТЬИ** — предложить метод оценки эффективности циклов (обратимых и при наличии необратимости) современных герметичных ПКХМ судового оборудования кондиционирования и рефрижерации (ОКР) с идеальным и реальным компрессорными агрегатами и оценить степень влияния потерь в ТОА и ГКА на характеристики ПКХМ.

**ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА**

В связи с применением на судах климатического оборудования, имеющего в своем составе герметичные ПКХМ с воздушными конденсаторами, повысились температуры конденсации и расширились границы циклов, соответственно снизились коэффициенты обратимости.

В действительной ПКХМ расширение температурных границ цикла и увеличение отношения давлений приводит к падению КПД и коэффициента подачи компрессорного агрегата, что должно оказывать серьезное влияние на характеристики ПКХМ. Покажем это на примере судовой герметичной ПКХМ моноблочной установки для провизионных кладовых, поддерживающей в провизионной камере 0 °С при температуре окружающего воздуха 30 °С. Объем, описанный поршнями ГКА (ХГВ-14) установки, составляет 21 м<sup>3</sup>/ч (5,83 · 10<sup>-3</sup> м<sup>3</sup>/с), низкотемпературное рабочее тело — R22 [1].

Предложенный авторами метод расчета эффективности циклов ПКХМ при отсутствии внешней необратимости и при расширении температурных пределов цикла с идеальным и реальным ГКА представлен в табличной форме (табл. 1). Здесь приняты следующие обозначения (кроме известных):

$$\theta_k = t_k - t_{o,c}, \theta_n = t_{x,n} - t_0;$$

$\theta_k, \theta_n$  — температурные напоры в конденсаторе и испарителе, °С;  $\lambda, \eta_s$  — коэффициент подачи и электрический КПД герметичного компрессорного агрегата.

Прокомментируем результаты расчетов, приведенные в таблице.

При отсутствии внешней необратимости ПКХМ моноблочной установки работала бы в следующем режиме (см. табл. 1): температура кипения  $t_0 = 0$  °С, конденсации  $t_k = 30$  °С, переохлаждения  $t_n = 30$  °С, всасывания  $t_{bc} = 0$  °С. При этих условиях в теоретическом цикле холодопроизводительность ГКА составляет 20730 Вт, холодильный коэффициент равен 7,48. В действительности существуют объемные и энергетические потери компрессорного агрегата. Отношению давления конденсации к давлению кипения, равному 2,39, для ГКА ХГВ-14 соответствует коэффициент подачи  $\lambda = 0,77$  и электрический КПД  $\eta_s = 0,53$  [1]. С учетом этого холодопроизводительность ПКХМ с действительным компрессорным агрегатом, но без внешней необратимости составит 15960 Вт, а холодильный коэффициент будет равен

3,96, т.е. холодопроизводительность уменьшится в 1,3 раза, а холодильный коэффициент — в 1,9 раза.

В ПКХМ с внешней необратимостью (при обычных для судового холодильного оборудования средних температурных напорах в конденсаторе и испарителе  $\theta_k = \theta_n = 10$  °С) температурные границы цикла значительно расширятся: машина будет работать в режиме  $t_0 = -10$  °С,  $t_k = 40$  °С,  $t_n = 35$  °С,  $t_{bc} = 20$  °С. В этих условиях холодопроизводительность цикла с теоретическим компрессорным агрегатом составляет 13940 Вт, холодильный коэффициент равен 4,02. Под влиянием внешней необратимости холодопроизводительность снижается в 1,49 раза, а энергетические показатели — в 1,86 раза. Из вышесказанного следует, что влияние на энергетические характеристики судовой герметичной ПКХМ от внешней и внутренней необратимости происходит в равной степени.

Под влиянием внешней необратимости изменятся также условия работы действительного компрессорного агрегата. Отношение давлений увеличится до 4,31, соответственно коэффициент подачи снизится до 0,64; электрический КПД не изменится ( $\eta_s = 0,53$ ) [1]. В целом холодопроизводительность будет равна 8920 Вт, т.е. снизится более чем в 2,3 раза, а холодильный коэффициент составит 2,13, т.е. уменьшится более чем в 3,5 раза. Результаты расчета циклов совпадают (расхождение не превышает 3%) с опытными данными работы [1].

Приведенный пример показывает, что потери, вызванные разностью температур в теплообменных аппаратах, оказывают такое же влияние на характеристики ПКХМ, как и потери в компрессорном агрегате.

Ранее отмечалось, что для оценки действительной ПКХМ ее показатели сравнивают с характеристиками образцового цикла и теоретического цикла. В табл. 2 приведены значения определенных авторами коэффициентов  $\eta_c$  для ПКХМ, работающих на основных современных НРТ, при  $t_0 = -15$  °С и  $t_k = 30$  и 50 °С.

Из таблицы следует, что если холодильный коэффициент теоретического цикла  $\epsilon_t$  считать равным пределу, теоретически достижимому в реальной ПКХМ, то в зависимости от применяемого НРТ от 15 до 35% энергии теряется даже при совершенных ГКА и ТОА. Наиболее перспективными НРТ (с точки зрения эффективности) следует считать R600, R717, R22, R290, R134A.

Несколько слов следует сказать в защиту НРТ R22, который относится к гидрохлорфторуглеродам (HCFC), применение которых регламентировано Монреальским протоколом (предусмотрено их поэтапное ограничение с полным запрещением к 2030 г.) [2].

Таблиця 1. Методика расчета эффективности циклов ПКХМ

Величина, размерность	Обозначение, расчетная формула	Цикл	
		при отсутствии внешней необратимости	при наличии внешней необратимости
1. Температура холодного источника (воздуха у входа в испаритель), °С	$t_{х.и}$	0	0
2. Температура окружающей среды (воздуха у входа в конденсатор), °С	$t_{о.с}$	30	30
3. Температура переохлаждения, °С	$t_u$	30	35
4. Температура всасывания, °С	$t_{вс}$	0	20
5. Температура (давление) кипения, °С (МПа)	$t_0 (p_0)$	0 (4,98)	-10 (3,55)
6. Температура (давление) конденсации, °С (МПа)	$t_k (p_k)$	30 (11,91)	40 (15,32)
7. Объем, описываемый поршнями, м <sup>3</sup> /с	$V_h$	$5,83 \cdot 10^{-3}$	$5,83 \cdot 10^{-3}$
8. Низкотемператур. рабочее тело (НРТ)		R22 ( $t_{сп} = 96,13$ °С)	
9. Холодильный коэффициент идеального цикла	$\varepsilon_c = \frac{T_{х.и}}{T_{о.с} - T_{х.и}}$	9,1	–
10. Удельная объемная холодопроизводительность, кДж/м <sup>3</sup>	$q_v$	3554,6	2390,7
11. Холодопроизводительность теоретического цикла, Вт	$Q_t = V_h q_v$	20730	13940
12. Коэффициент обратимости (при отсутствии внешней необратимости); $a = 0,75$ ; $n = 0,15$ [5]	$\eta_c = a \left( \frac{t_{кр} - t_k}{t_k - t_0} \right)^n$	0,822	–
13. Холодильный коэффициент теоретического цикла (при отсутствии внешней необратимости)	$\varepsilon_t = \eta_c \varepsilon_c$	7,48	–
14. Холодильный коэффициент идеального цикла (при наличии внешней необратимости) [5]	$\varepsilon'_c = \varepsilon_c \frac{1 - \frac{\theta_{и}}{T_{х.и}}}{1 + \frac{\theta_k + \theta_{и}}{T_{о.с} - T_{х.и}}}$	–	5,26
15. Показатель эффективности ТОА	$\Phi = \frac{\theta_k + \theta_{и}}{T_{о.с} - T_{х.и}}$	–	0,667
16. Отношение $\frac{\eta'_c}{\eta_c}$ (см. рис. 1)	$\frac{\eta'_c}{\eta_c} = f_1 \left( \frac{\theta_k + \theta_{и}}{T_{о.с} - T_{х.и}} \right)$	–	0,97
17. Коэффициент обратимости	$\eta'_c$	–	0,797
18. Отношение $\frac{\eta'_r}{\eta_r}$ (см. рис. 1)	$\frac{\eta'_r}{\eta_r} = f_2 \left( \frac{\theta_k + \theta_{и}}{T_{о.с} - T_{х.и}} \right)$	–	0,98
19. Коэффициент обратимости	$\eta'_r$	–	0,96
20. Холодильный коэффициент теоретического цикла (при наличии внешней необратимости)	$\varepsilon'_{т.г} = \varepsilon'_c \eta'_c \eta'_r$	–	4,02
21. Отношение давлений	$p_{и}/p_0$	2,39	4,31
22. Коэффициент подачи ГКА [1]	$\lambda$	0,77	0,64
23. Электрический КПД ГКА [1]	$\eta_3$	0,53	0,53
24. Холодопроизводительность (с действительным компрессорным агрегатом), Вт	$Q = Q_t \cdot \lambda$	15960	8920
25. Холодильный коэффициент (с действительным компрессорным агрегатом)	$\varepsilon_3 = \varepsilon_t \cdot \eta_3$	3,96	2,13

Таблица 2. Значения коэффициентов обратимости  $\eta_c$  циклов ПКХМ

Температура конденсации $t_k, ^\circ\text{C}$	Низкотемпературное рабочее тело (НРТ)							
	Аммиак R717	Пропан R290	Бутан R600	R134A	R404A	R407C	R410A	R22
30	0,85	0,80	0,87	0,80	0,74	0,78	0,75	0,80
50	0,78	0,71	0,80	0,72	0,64	0,69	0,65	0,71

Защитники окружающей среды не желают даже слушать, что НРТ R22, так мало влияющий на разрушение озонового слоя, имеет бесспорные достоинства (однокомпонентность, безопасность, невысокая стоимость и др.), которыми не обладают современные НРТ, и его применение можно было бы разрешить в герметичных системах.

**ВЫВОДЫ.** Предложен метод расчета и оценки эффективности циклов судовой герметичной ПКХМ при отсутствии необратимости и при расширении температурных границ цикла с идеальным и реальным ГКА. Показано, что потери энергии, вызванные разностью температур в ТОА, оказывают такое же влияние на характеристики ПКХМ, как и потери в компрессорном агрегате.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Радченко, Н. И.** Герметичные парокомпрессорные холодильные машины судовых систем кондиционирования и рефрижерации : монография [Текст] / Н. И. Радченко, В. С. Дорош, А. Н. Радченко, Р. Н. Радченко, Е. В. Лытош. — Николаев : НУК, 2011. — 400 с.
- [2] **Джеймс М. Калм.** Следующее поколение хладагентов [Текст] / Джеймс М. Калм // Холодильная техника. — 2008. — № 7. — С. 26–30.
- [3] **Мартыновский, В. С.** Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов [Текст] / В. С. Мартыновский ; под ред. В. М. Бродянского. — М. : Энергия, 1979. — 288 с.
- [4] **Розенфельд, Л. М.** Холодильные машины и аппараты [Текст] / Л. М. Розенфельд, А. Г. Ткачев. — М. : Госторгиздат, 1960. — 656 с.
- [5] **Якобсон, В. Б.** Малые холодильные машины [Текст] / В. Б. Якобсон. — М. : Пищевая промышленность, 1977. — 368 с.

© О. В. Литош, В. С. Дорош

Надійшла до редколегії 21.09.2015

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК  
д-р техн. наук, проф. *В. О. Некрасов*