

УДК 621.51

К вопросу испарительного охлаждения компрессора

Канд. техн. наук М. С. ДЗИТОВЕВ, канд. техн. наук Ю. В. ТАТАРЕНКО¹
А. В. МОЛОСТОВ

¹lavrtat@mail.ru

Военно-космическая академия имени А. Ф. Можайского

В работе рассматривается возможность применения способа охлаждения рабочего вещества в компрессоре объемного действия путем впрыска жидкости в газ. Приводятся результаты численного анализа работы ступени поршневого компрессора с линейным приводом с использованием программы «КОМДЕТ-ВКА» при различных отношениях давлений в ступени. При испарительном охлаждении предлагается применение смеси воздуха с азотом, гелием и аргоном. Данные агенты применяются в системах газоснабжения ракет космического назначения. Показана целесообразность использования испарительного охлаждения путем впрыска жидкости в полость всасывания рабочего вещества в поршневом компрессоре, так как позволит уменьшить работу сжатия, снизить температуру нагнетания газа и увеличить его производительность.

Ключевые слова: компрессор, испарительное охлаждение, смесь, впрыск, сжимаемый газ.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 12.04.2021, принята к печати 13.05.2021

DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-2-21-27

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Дзитоев М. С., Татаренко Ю. В., Молостов А. В. К вопросу испарительного охлаждения компрессора // Вестник Международной академии холода. 2021. № 2. С. 21–27. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-2-21-27

On evaporative cooling of compressor

Ph. D. M. S. DZITOEV, Ph. D. I. V. TATARENKO¹, A. V. MOLOSTOV

¹lavrtat@mail.ru

A. F. Mozhaysky Military-Space Academy

The paper considers the perspectives of cooling the working fluid in a volumetric compressor by injecting liquid into gas. The results of numerical analysis for the operation of the stage of a linear-driven reciprocating compressor using KOMDET-VKA software at different pressure ratios in the stage are presented. For evaporative cooling, it is proposed to use a mixture of air with nitrogen, helium, and argon. These agents are used in the gas supply systems of space rockets. The expediency of using evaporative cooling by injecting liquid into the suction cavity of the working substance in a reciprocating compressor is shown. It allows reducing the compression work and gas injection temperature as well as increasing its productivity.

Keywords: compressor, evaporative cooling, mixture, injection, compressible gas.

Article info:

Received 12/04/2021, accepted 13/05/2021

DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-2-21-27

Article in Russian

For citation:

Dzitoev M. S., Tatarenko I. V., Molostov A. V. On evaporative cooling of compressor. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No 2. p. 21–27. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-2-21-27

Введение

Вопрос о методах снижения температуры сжимаемого рабочего вещества во все времена не теряет своей актуальности, как и снижение эксплуатационных расходов и энергосбережения.

Ключевым фактором перерасхода энергии на компрессорных установках различного назначения является недоохлаждение газа в промежуточных теплообменных аппаратах.

Одним из способов снижения температуры сжатых газов, наряду с традиционной системой внешнего охлаждения рабочих камер компрессоров, является испарительное охлаждение при непосредственном контакте рабочего тела с мелкодисперсной жидкостью [1].

Еще в XIX веке был введен термин «смесительный теплообмен», в основу которого была положена идея впрыска жидкости в камеру сжатия поршневого компрессора. Однако, из-за трудности практической реализации,

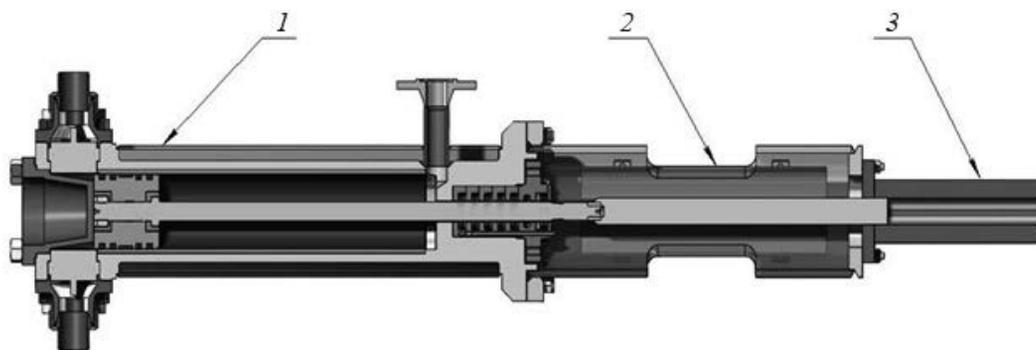


Рис. 1. Экспериментальная ступень в сборе с линейным приводом:

1 — экспериментальная ступень, 2 — проставка, 3 — линейный привод

Fig. 1. Experimental compressor stage with linear drive unit: 1 — experimental stage, 2 — spacer, 3 — linear drive unit

данный способ в то время не смог быть реализован в полной мере.

Тематика смесительного теплообмена или испарительного охлаждения интересовала ученых как в XX веке, так и в настоящее время она привлекает внимание исследователей.

В разные годы проводились исследования применения испарительного охлаждения как для компрессоров объемного сжатия, так и динамического [2]–[9]. Данной тематике была посвящена работа о применении испарительного охлаждения для теплообменных аппаратов воздушного охлаждения при работе в летний период [10].

Ходыревым А. И. в работе [2] выявлена возможность применения легкоиспаряющихся углеводородных жидкостей для испарительного охлаждения газовых компрессоров. Установлено, что применение легко испаряющихся углеводородных жидкостей типа пентана позволяет достичь большего эффекта, чем использование воды.

Авторами в работе [3] представлен результат исследования испарительного охлаждения рабочего тела в поршневых компрессорных машинах, где в качестве охлаждающих жидкостей использовались изобутиловый спирт и вода.

В работе [4] рассматривается схема газовой теплонасосной установки, предназначенной для утилизации сбросного тепла от энергетических установок с впрыском воды в газовый тракт и установлено влияние впрыска воды на работу всей системы и отдельных ее элементов.

Влияние термодинамических свойств сжимаемых газов на показатели поршневого компрессора проанализированы в работе [11]. В качестве рабочих веществ авторами рассмотрены — гелий, воздух и метан. Установлено, что при изменении свойств сжимаемого газа снижаются температуры нагнетания и индикаторная мощность ступени, а значение эффективной мощности уменьшается.

Как известно, наиболее энергоэффективным способом сжатия рабочего вещества является изотермный процесс сжатия, при котором все тепло, которое эквивалентно работе сжатия, необходимо отводить в процессе сжатия, температура газа в данном процессе не будет повышаться [12].

Применяя испарительное охлаждение можно существенно снизить температуру сжимаемого газа, важное

значение здесь приобретает выбор типа охлаждающей жидкости.

В момент впрыскивания жидкость измельчается, ударяясь о стенки рабочей полости, капли жидкости дробятся, и таким образом, образуется смесь сжимаемого газа и впрыснутой жидкости, что приводит к хорошему охлаждению сжимаемого газа, приближая процесс сжатия к изотермическому [13].

Для обеспечения изотермного процесса сжатия необходимо подобрать такой жидкий охладитель, который имел бы низкую температуру и схожий состав со сжимаемым газом.

Объект исследования

Численное исследование проводилось с использованием экспериментальной ступени поршневого компрессора с линейным приводом (ЭСПКЛП), спроектированной в ВКА имени А. Ф. Можайского [14] и представленной на рис. 1. Основные технические характеристики рассматриваемой ступени компрессора приведены в табл. 1.

Работа предлагаемого устройства состоит в следующем: во всасывающую полость компрессора производится дозированный впрыск жидкого вещества (азота, аргона или гелия), которое испаряясь понижает температуру, обеспечивая процесс приближенный к изотермному процессу сжатия. При достижении величины заданного давления заканчивается процесс сжатия, открывается нагнетательный клапан и начинается процесс нагнетания. Далее идет процесс расширения и компрессорный процесс повторяется. Так как процесс сжатия близок к изотермическому, то удельная работа сжатия будет меньше (если пренебречь жидкостным трением в уплотнительных узлах), чем в прототипе.

Из теории компрессорных машин [15] следует, что при сжатии газа в компрессоре количество тепла, отводимого через стенки цилиндра и в конечном холодильнике, равно работе, затрачиваемой на сжатие

$$q_k^{из} \cong l_k^{из}.$$

В случае изотермического сжатия удельная работа определяется соотношением

$$l_k^{из} = RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1},$$

Таблица 1
Техническая характеристика первой ступени
ЭСПКЛП

Table 1

Technical characteristics of the linear-driven
reciprocating compressor experimental stage

Параметр	Величина
Диаметр цилиндра $D_{ц}$, мм	125
Относительное мертвое пространство a , %	3
Частота вращения вала n , об/мин	40
Ход поршня $S_{п}$, мм	450
Количество клапанов $Z_{кл. вв/нв}$, шт	1/1
Число канавок и колец в уплотнении поршня $Z_{кан}/Z_{кольц}$, шт	6/12
Давление всасывания $p_{вс}$, МПа	0,1
Давление нагнетания $p_{нв}$, МПа	0,4/1,0/1,5
Температура всасывания $T_{вс}$, К	300

при адиабатном сжатии

$$l_K^{ад} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right).$$

При этом тепло, эквивалентное работе, отводится в концевом холодильнике компрессора.

Тепло, которое можно отвести от сжимаемого газа в компрессоре определяется, как

$$q_{\Sigma} = q_K^{ад} - q_K^{из} = l_K^{ад} - l_K^{из}.$$

Для обоснования изотермического сжатия это тепло q_{Σ} расходуется на испарение дозы q_0 впрыскиваемого жидкого агента и нагрева паров до начальной температуры T_1 . Аналогично можно найти тепло q_{Σ} для других веществ, тогда доза впрыскиваемого жидкого агента

$$x = \frac{q_{\Sigma}}{q_0}.$$

Доза впрыскиваемого жидкого агента при известных параметрах сжимаемого воздуха для обеспечения изотермического сжатия порции смеси с 1 кг воздуха рассчитаны и представлены на рис. 2. Предлагается рассмотреть смеси воздуха с впрыскиваемыми дозами жидкого агента, а именно с криогенными жидкостями — гелия, азота и аргона. Выбор остановлен на перечисленных криогенных жидкостях, так как они используются в системах газоснабжения для заправки ракет космического назначения и в достаточном количестве запасены на стартовых комплексах.

Численный эксперимент

Численный эксперимент проведен с использованием апробированной программы КОМДЕТ-ВКА [16, 17]. С помощью данной программы осуществляется математическое моделирование рабочих процессов в компрессорных и расширительных машинах объемного принципа действия для смесей рабочих агентов известного состава. Адекватность результатов работы программы КОМДЕТ неоднократно была подтверждена на ряде отечественных предприятий и организаций.

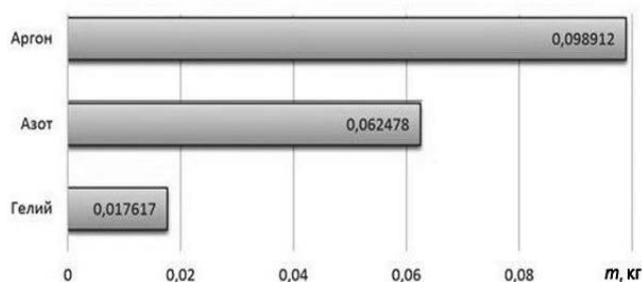


Рис. 2. Масса впрыскиваемого жидкого агента на 1 кг воздуха

Fig. 2. The weight of injected fluid agent per 1 kg of air

При численном эксперименте использовались данные табл. 1. Диаметры подводящего и отводящего патрубков приняты $d_n = 50$ мм. При расчете использованы клапаны модификации Я-125-1с. ЛПр.-вс (нг) 1.

При моделировании работы ступени ЭСПКЛП в программе КОМДЕТ-ВКА были сделаны следующие допущения [11]:

- сжимаемый газ не содержит влаги;
- работа ступени осуществляется с наперед заданным составом смеси;
- уплотнительный узел в паре «поршень-цилиндр» сухого типа.

Результаты численного эксперимента представлены в табл. 2 для трех вариантов изменения давления нагнетания и при работе первой ступени ЭСПКЛП на воздухе.

Благодаря полученным характеристикам, представленным на рис. 3–6, можно получить представление о значении давлений и температур в характерных точках рабочего цикла ЭСПКЛП. Характерными точками при работе ЭСПКЛП являются [11, 18]:

- 3 — положение поршня в ВМТ ($\varphi = 0^\circ$), нагнетательный клапан открыт;
- 3' — момент закрытия нагнетательного клапана;
- 4 — момент начала открытия всасывающих клапанов;
- 4' — полное открытие всасывающего клапана;
- 1 — $\varphi = 180^\circ$ (положение поршня в НМТ), окончание процесса всасывания;
- 1' — закрытие всасывающего клапана, начало процесса сжатия;
- 2 — окончание процесса сжатия, начало открытия нагнетательного клапана;
- 2' — полное открытие нагнетательного клапана;
- 3 — положение поршня в ВМТ ($\varphi = 360^\circ$);
- P — равенство температур газа и стенок цилиндра на участке расширения;
- C — равенство температур газа и стенок цилиндра на участке сжатия.

На рис. 3–10 представлены характеристики ступени ЭСПКЛП, работающей на воздухе, в графической форме на основании данных, приведенных в табл. 2. При отношении давлений $\pi = 10$ и 15 температура на нагнетании имеет высокие значения, таким образом, применение испарительного охлаждения может быть использовано для понижения температуры нагнетания.

Таблица 2
Параметры работы первой ступени ЭСПКЛП при $\pi=4, 10$ и 15

Table 2

Operating parameters of the linear-driven reciprocating compressor first stage at $\pi=4, 10$ and 15

Параметры	№ варианта / Давление нагнетания P_n		
	$1/P_n=0,4$ МПа	$2/P_n=1,0$ МПа	$3/P_n=1,5$ МПа
D , мм	125		
S , мм	450		
n , Ц/МИН	40		
$c_{пз}$, М/с	0,6		
a , %	3,0		
$F_{пол. вс}$, м ²	0,101767		
$F_{пол. нг}$, м ²	0,101767		
m_A , кг/ч	13,1317	10,7348	9,2029
V_A , ст. м ³ /мин	0,1816	0,1485	0,1273
$N_{инд. А}$, кВт	0,608	0,995	1,148
$\eta_{инд}$	0,716	0,594	0,519
T_3 , К	342,0	404,9	441,9
T^* , К	242,7 при $\varphi=27,25^\circ$	223,3 при $\varphi=43,37^\circ$	217,2 при $\varphi=52,36^\circ$
T_4 , К			
T_1 , К	315,3	320,5	321,5
T_2 , К	430,3	528,9	575,1
ΔT_{2-3} , К	88,3	124	133,2
ΔT_{4-1} , К	72,6	97,2	104,3
T_5 , К	444,74	574,05	641,27
$T_{ст. ц-ра}$, К	312	319,7	322,1
$T_{нг. ц-ра. ср.}$, К	401,74	488,91	533,43
$T_{стнр}$, К	363,19	379,94	386,62
ρ_3 , кг/м ³	4,075	8,532	11,731
ρ_1 , кг/м ³	1,105	1,087	1,083
ρ_3/ρ_1	3,688	7,849	10,83
M_3 , Г	$6,751 \cdot 10^{-4}$	$1,414 \cdot 10^{-3}$	$1,943 \cdot 10^{-3}$
λ	0,853	0,6973	0,5978
λ_d	0,9999	1	0,9998
λ_T	0,9516	0,936	0,933
$\lambda_0=f(\rho_3/\rho_1)$	0,9193	0,7945	0,7051
$\Delta\lambda_{0. вс}$	-0,0002	-0,0004	-0,0005
$\Delta\lambda_{0. нг}$	0,0000	0,0017	-0,0014
$Q_{ср. шкль}$, Дж	-567,19	-1235,8	-1685,3
$Q_{п. вс}$, Дж	17,33	12,362	8,0281
$Q_{цилиндр}$, Дж	-361,45	-601,27	-735,51
$Q_{п. нг}$, Дж	-223,07	-646,88	-957,82
$\sum N_{п. кз}$, кВт	19,119	44,633	62,55
$N_{тр. п-ц}$, кВт	1,49	2,327	2,688
$N_{тр. S}$, кВт	20,609	46,96	65,238
$N_{тр. \omega}$, кВт	8,244	18,784	26,095
$\eta_{мех}$	0,955	0,938	0,926

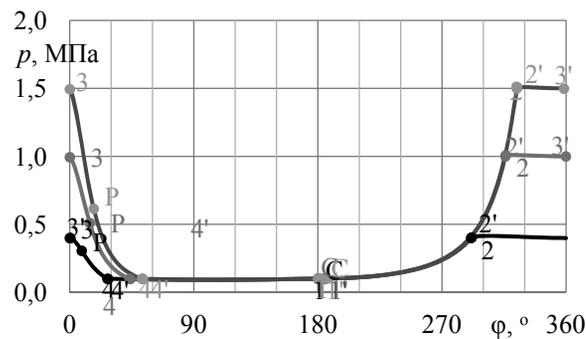


Рис. 3. Развернутая индикаторная диаграмма

Fig. 3. Unfolded indicator diagram

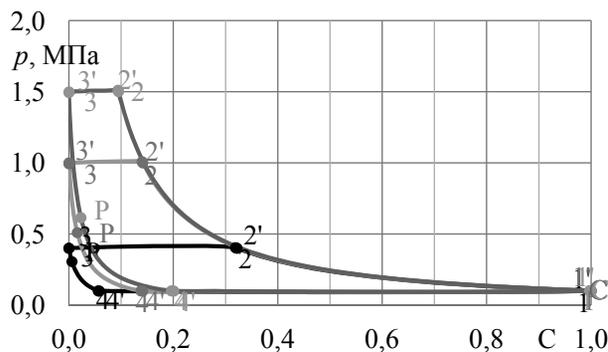


Рис. 4. Свернутая индикаторная диаграмма

Fig. 4. Convolved indicator diagram

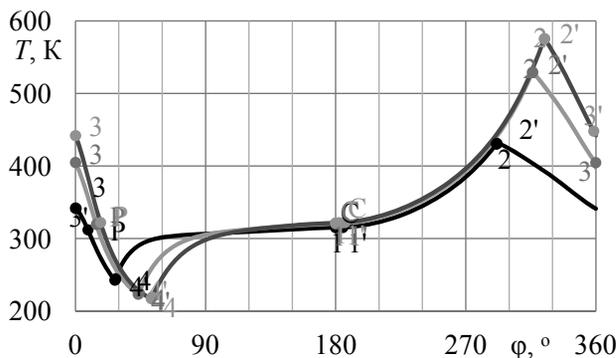


Рис. 5. Температурная диаграмма в координатах $T-\varphi$

Fig. 5. Temperature diagram in the coordinates of $T-\varphi$

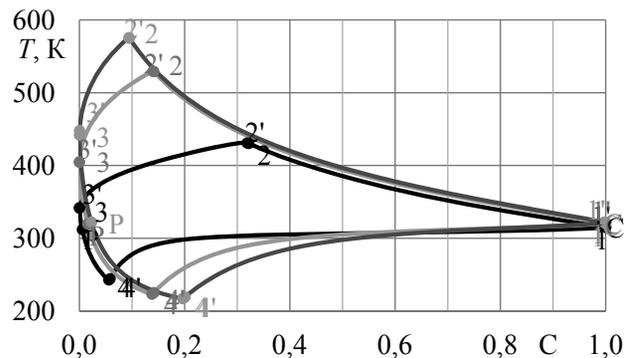


Рис. 6. Свернутая температурная диаграмма в координатах $T-C$

Fig. 6. Convolved temperature diagram in the coordinates of $T-C$

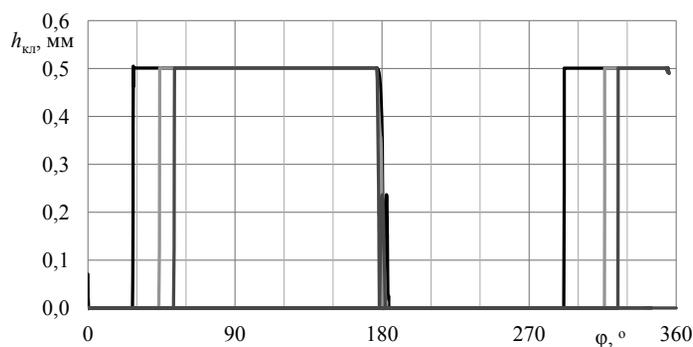


Рис. 7. Динамика движения пластин всасывающего и нагнетательного клапанов при работе ступени на воздухе:

— $p_n = 0,4$ МПа; — $p_n = 1,0$ МПа; — $p_n = 1,5$ МПа

Fig. 7. Dynamic motion of suction and delivery valve plates during the operation of the stage in the air:

— $p_n = 0.4$ MPa; — $p_n = 1.0$ MPa; — $p_n = 1.5$ MPa

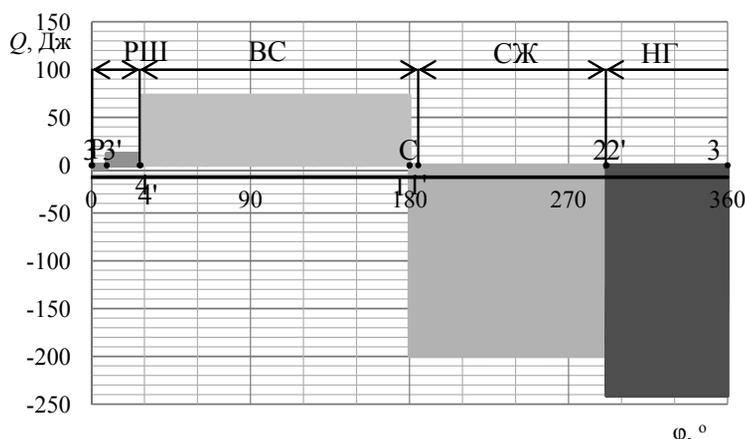


Рис. 8. Количество теплоты, подведенной к газу на различных участках рабочего цикла при $p_n = 0,4$ МПа

Fig. 8. The amount of the heat supplied to gas at various parts of operating cycle at $p_n = 0.4$ MPa

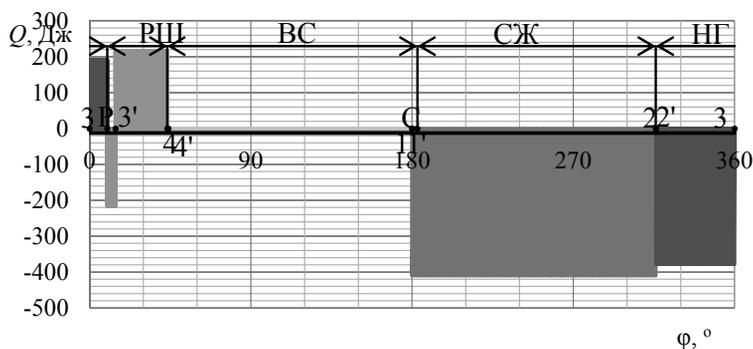


Рис. 9. Количество теплоты, подведенной к газу на различных участках рабочего цикла при $p_n = 1,0$ МПа

Fig. 9. The amount of the heat supplied to gas at various parts of operating cycle at $p_n = 1.0$ MPa

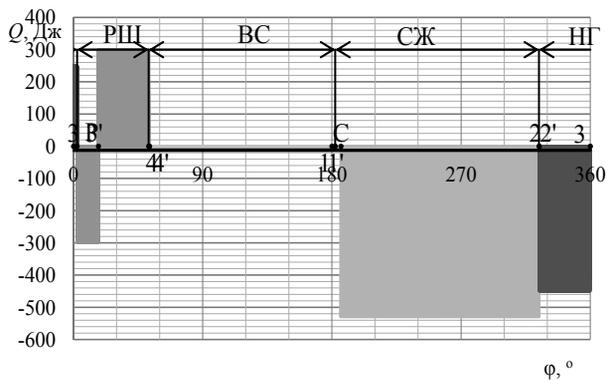


Рис. 10. Количество теплоты, подведенной к газу на различных участках рабочего цикла при $p_n = 1,5$ МПа

Fig. 10. The amount of the heat supplied to gas at various parts of operating cycle at $p_n = 1.5$ MPa

При отношении давлений $\pi=10$ и $\pi=15$ существенно возрастают внешние утечки газа через уплотнения поршня и применение испарительного охлаждения позволит повысить изотермический индикаторный КПД.

При повышении отношения давлений прослеживается увеличение подвода теплоты от окружающих стенок к рабочему веществу (участок Р-4, рис. 8–10) за счет использования испарительного охлаждения возможно уменьшить подвод теплоты при высоких отношениях давлений.

Характеристики работы всасывающего и нагнетательного клапанов, представленные на рис. 7, показывают, что клапан работает вполне удовлетворительно на воздухе, но с небольшим запаздыванием открытия при увеличении отношения давлений в ступени, на нагнетании это запаздывание прослеживается более существенно. При работе компрессора на воздухе наблюдается преждевременное закрытие всасывающего клапана, но полученная величина не выходит за диапазон рекомендуемых значений (до 25 °С для всасывающего клапана).

Литература

1. Воропай П. И., Шленов А. А. Повышение надежности и экономичности поршневых компрессоров. М.: Недра, 1980. 360 с.
2. Ходырев А. И. Повышение эффективности работы поршневых компрессоров путем испарительного охлаждения сжимаемого газа: дисс... канд. техн. наук: 05.04.07. М.: 1984. 218 с.
3. Воропай П. И., Давид У. Р., Шленов А. А. Испарительное охлаждение — эффективный способ повышения экономичности и надежности компрессорных машин и тепловых двигателей в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1977. 91 с.
4. Гетман В. В., Лежнева Н. В. Использование метода испарительного охлаждения для повышения эффективности работы газовой теплонасосной установки // Вестник Казанского технол. ун-та. 2011. № 18. С. 174–179.
5. Grzebielec A. A comparison of the pressure pulsation in discharge pipeline for three types of compressors: reciprocating, scroll and screw // 6th Intern. conf. on compressors and coolants. Papiernicka, 2006. P. 171–178.
6. Щерба В. Е. Повышение производительности поршневого компрессора при впрыске легкоиспаряющихся жидкостей во всасывающий трубопровод // Повышение эффективности холодильных компрессорных машин: Межвуз. сб. науч. трудов. Омск. 1982. С. 66–71.
7. Щерба В. Е., Баннов М. А. Исследование процесса сжатия поршневого компрессора с двухфазным рабочим телом // Известия вузов. Машиностроение. 1986. № 11. С. 41–47.
8. Ребриков В. Л., Фотин Б. С., Хрусталеv В. С. и др. Влияние впрыска жидкости на рабочий процесс объемного компрессора // Труды ЦКТИ. 1975. Вып. 27. С. 82–88.
9. Шигапов А. Б., Шигапов А. А., Зиннатуллин М. Х. Расчетное исследование влияния впрыска воды в проточную часть компрессора газотурбинной установки // Проблемы энергетики. 2012. № 3–4. С. 113–118.
10. Ходырев А. И., Шмонова К. С. Об эффективности применения испарительного охлаждения при работе аппаратов

Заклучение

Результаты численного моделирования показывают, что при работе ступени на высоких отношениях давления для понижения температуры нагнетания применение метода испарительного охлаждения весьма актуально.

Но необходимо дополнительно проработать технический вопрос обеспечения распыленности жидких частиц в заданном сжимаемом объеме.

Выполненный авторами численный эксперимент позволил получить комплекс интегральных и текущих параметров, который будет использован при сопоставлении с результатами лабораторных испытаний макетного образца ступени компрессора с линейным приводом при ее испытании и при физическом моделировании испарительного охлаждения с целью подтверждения запланированных результатов. Положительные результаты сопоставления позволят установить адекватность использованной при численном эксперименте испарительного охлаждения программы КОМДЕТ-ВКА и обоснованно применять ее в широком диапазоне при дальнейших научных исследованиях.

References

1. Voropay P. I., Shlenov A. A. Improving the reliability and efficiency of piston compressors. Moscow: Nedra, 1980. 360 p. (in Russian)
2. Khodyrev A. I. Improving the efficiency of piston compressors by evaporative cooling of compressed gas: diss... PhD: 05.04.07. Moscow, 1984. 218 p. (in Russian)
3. Voropay P. I., David U. R., Shlenov A. A. Evaporative cooling — an effective way to increase the efficiency and reliability of compressor machines and heat engines in the oil refining and petrochemical industry. Moscow: Tsniiteneftkhim, 1977. 91 p. (in Russian)
4. Getman V. V., Lezhneva N. V. Using the method of evaporative cooling to improve the efficiency of a gas heat pump installation. *Bulletin of the Kazan Technol. un-ty*. 2011. No. 18. pp. 174–179. (in Russian)
5. Grzebielec A. A comparison of the pressure pulsation in discharge pipeline for three types of compressors: reciprocating, scroll and screw. 6th Intern. conf. on compressors and coolants. Papiernicka, 2006. P. 171–178.
6. Shcherba V. E. Improving the performance of a piston compressor when injecting easily evaporating liquids into the suction pipeline. *Improving the efficiency of refrigeration compressor machines. Interuniversity collection of scientific papers*. Omsk, 1982. pp. 66–71. (in Russian)
7. Shcherba V. E., Bannov M. A. Investigation of the compression process of a piston compressor with a two-phase working body. *Mechanical engineering*. 1986. No. 11. pp. 41–47. (in Russian)
8. Rebrikov V. L., Fotin B. S., Khrustalev V. S., et al. The effect of liquid injection on the working process of a volumetric compressor. *Proceedings of the CCTI*. 1975. Issue 27. pp. 82–88. (in Russian)
9. Shigapov A. B., Shigapov A. A., Zinnatullin M. H. Computational study of the effect of water injection into the flow part of a gas turbine compressor. 2012. No. 3–4. pp. 113–118. (in Russian)
10. Khodyrev A. I., Shmonova K. S. On the effectiveness of the use of evaporative cooling in the operation of air cooling devices

- воздушного охлаждения в летний период // Территория нефтегаз. 2019. № 10. С. 74–80.
11. Борзенко Е. И., Молодова Ю. И., Прилуцкий А. И., Прилуцкий И. К. Анализ характеристик ступени поршневого компрессора при работе на различных газах // Технические газы. 2013. № 1. С. 62–68.
 12. Дзитоев М. С., Пеньков М. М., Наумчик И. В., Полупан А. В., Миронов Е. А., Цихисели В. Г. Системы газоснабжения и вакуумная техника. СПб.: ВКА им. А. Ф. Можайского, 2010. 530 с.
 13. Щерба В. Е. Теория, расчет и конструирование поршневых компрессоров объемного действия: учебн. пособ. для вузов. М.: Юрайт, 2020. 323 с.
 14. Пеньков М. М., Казимиров А. В., Молостов А. В., Прилуцкий И. К., Ведерников М. В., Молодова Ю. И., Горбушин А. Л. Ступень поршневого компрессора с оребренной внутренней теплообменной поверхностью цилиндра. Патент на изобретение RU 2734088 от 09.12.2019, опубл. 12.10.2020, Бюл. № 29.
 15. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1969. 742 с.
 16. Прилуцкий А. И., Прилуцкий И. К., Иванов Д. Н. и др. Программа «КОМДЕТ» (Инструкция пользователю): методические указания к практическим занятиям по дисциплинам «Машины низкотемпературной техники», «Компрессорные машины», «Расширительные машины». СПб.: СПбГУНиПТ, 2009. 16 с.
 17. Прилуцкий И. К., Прилуцкий А. И., Маковеева А. С., Молодов М. А. Алгоритм создания в программе КОМДЕТ-М рабочих веществ произвольного состава. СПб: Университет ИТМО, 2018. 79 с.
 18. Пронин В. А., Цветков В. А., Молодова Ю. И., Жигновская Д. В. Влияние подвижности стенки щели на течение газа в радиальном зазоре «поршневое кольцо — зеркало цилиндра» компрессора // Вестник Международной академии холода. 2020. № 2. С. 19–25
 - in the summer period. *The territory of neftegaz*. 2019. No. 10. pp. 74–80. (in Russian)
 11. Borzenko E. I., Molodova Yu. I., Prilutsky A. I., Prilutsky I. K. Analysis of the characteristics of the piston compressor stage when operating on various gases. *Technical gases*. 2013. No. 1. pp. 62–68. (in Russian)
 12. Dzitoev M. S., Penkov M. M., Naumchik I. V., Polupan A. V., Mironov E. A., Tsikhiseli V. G. Gas supply systems and vacuum equipment. St. Petersburg: A. F. Mozhayskii VKA, 2010. 530 p. (in Russian)
 13. Shcherba V. E. Theory, calculation and design of volumetric piston compressors: textbook. help. for universities. Moscow: Yurayt, 2020. 323 p. (in Russian)
 14. Penkov M. M., Kazimirov A. V., Molostov A. V., Prilutsky I. K., Vedernikov M. V., Molodova Yu. I., Gorbushin A. L. Stage of a piston compressor with a finned internal heat exchange surface of the cylinder. Patent for the invention RU 2734088 dated 09.12.2019, publ. 12.10.2020, Bul. No. 29. (in Russian)
 15. Frenkel M. I. Piston compressors. L.: Mashinostroenie, 1969. 742 p. (in Russian)
 16. Prilutsky A. I., Prilutsky I. K., Ivanov D. N., etc. The program «KOMDET» (Instructions to the user): methodological guidelines for practical classes in the disciplines «Machines of low-temperature equipment», «Compressor machines», «Expansion machines». St. Petersburg: SPbGUNIPT, 2009. 16 p. (in Russian)
 17. Prilutsky I. K., Prilutsky A. I., Makoveeva A. S., Molodov M. A. Algorithm for creating working substances of arbitrary composition in the program of the COMDET-M. St. Petersburg: ITMO University, 2018. 79 p. (in Russian)
 18. Pronin V. A., Tsvetkov V. A., Moldova J. I., Zhigovskaia D. V. The influence of slot wall mobility on gas flow in «piston ring-cylinder mirror» slot of a compressor. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2020. No 2. p. 19–25. (in Russian)

Сведения об авторах

Дзитоев Марат Сергеевич

К. т. н., ВКА им. А. Ф. Можайского, 197198,
Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13, dzitoev@mail.ru

Татаренко Юлия Валентиновна

К. т. н., ВКА им. А. Ф. Можайского, 197198,
Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13, lavrtat@mail.ru

Молостов Александр Валерьевич

Адъюнкт ВКА им. А. Ф. Можайского, 197198,
Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13, 5801252@mail.ru

Information about authors

Dzitoev Marat S.

Ph. D., A. F. Mozhaysky Military-Space Academy, 197198,
Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13, dzitoev@mail.ru

Tatarenko Yulia V.

Ph. D., A. F. Mozhaysky Military-Space Academy, 197198,
Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13, lavrtat@mail.ru

Molostov Alexander V.

Adjunct, A. F. Mozhaysky Military-Space Academy, 197198,
Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13, 5801252@mail.ru