

УДК 621.521

Особенности процессов теплообмена в ступенях малорасходных машин объемного действия с различными механизмами движения

Д-р техн. наук И. К. ПРИЛУЦКИЙ¹, канд. техн. наук Ю. И. МОЛОДОВА²,
П. О. ГАЛЯЕВ, А. А. СНАЗИН, М. А. МОЛОДОВ, И. Л. ИВАНОВА

¹5592085@mail.ru, ²molodova@yandex.ru

Университет ИТМО

Приведены результаты численного эксперимента направленного на изучение качественных и количественных изменений в рабочих процессах ступеней малорасходных поршневых компрессоров с аксиальным и линейным механизмом движения при сохранении постоянными диаметров цилиндра, средней скорости поршня и теоретической производительности. Результаты расчетного анализа представлены в цифровой и графической форме. Их анализ позволил установить новые закономерности в температурных диаграммах ступеней малорасходных компрессоров с различными геометрическими и режимными параметрами. Выявлено наличие минимума температуры газа на участке расширения в ступенях малорасходных компрессоров с линейным приводом, отличающихся развитой теплообменной поверхностью цилиндра и низкой частотой рабочего цикла. Установлено, что это результат перераспределения количества теплоты, отводимого на отдельных участках рабочего цикла, обусловленного резким снижением температуры газа в конце процесса нагнетания в сочетании с ростом текущей теплообменной поверхности цилиндра и снижением коэффициента теплоотдачи в процессе расширения.

Ключевые слова: малорасходный компрессор, аксиальный и линейный привод, ступень, высокое отношение давлений, низкая средняя скорость поршня, рабочие процессы, теплообмен, моделирование, численный анализ.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 02.10.2017, принята к печати 24.11.2017

doi: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-30-40

Ссылка для цитирования:

Прилуцкий И. К., Молодова Ю. И., Галеев П. О., Сназин А. А., Молодов М. А., Иванова И. Л. Особенности процессов теплообмена в ступенях малорасходных машин объемного действия с различными механизмами движения // Вестник Международной академии холода. 2017. № 4. С. 30–40.

Peculiarities of heat exchange processes in the stages of small-scale machines of volume action with different mechanisms of movement

D. Sc. I. K. PRILUTSKIY¹, Ph. D. Ju. I. MOLODOVA²,
P. O. GALYAEV, A. A. SNAZIN, M. A. MOLODOV, I. L. IVANOVA

¹5592085@mail.ru, ²molodova@yandex.ru

ITMO University

The article deals with the results of numerical experiment analyzing the qualitative and quantitative changes in the working processes of the low-flow reciprocating compressors stages with axial and linear mechanisms of motion while maintaining constant cylinder's diameters, average piston speed, and theoretical capacity. Results of computational analysis are shown both in digital and numerical forms. Their analysis helped us to set up new patterns in temperature diagrams for the stages of low-flow compressors with different geometric and regime parameters. The presence of minimal temperature is detected in the area of expansion in low-flow compressor stages with linear drive, which are characterized by the extensive cylinder's surface of heat-exchange, and the low frequency of the working cycle. It is proved that this is due to the readjustment of heat amount being removed on different surfaces of the working cycle resulted from a sudden temperature decline of the gas at the end of the pressurization and the combination with the increase of the cylinder's surface of heat exchange and the decrease of heat release coefficient during the process of expansion.

Keywords: low-cost compressor, axial and linear drive, stage, high pressure ratio, low average piston speed, working processes, heat exchange, modelling, numerical analysis.

Article info:

Received 02/10/2017, accepted 24/11/2017

DOI: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-30-40

Article in Russian

For citation:

Prilutskiy I. K., Molodova Ju. I., Galyaev P. O., Snazin A. A., Molodov M. A., Ivanova I. L. Peculiarities of heat exchange processes in the stages of small-scale machines of volume action with different mechanisms of movement.

Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda. 2017. No 4. p. 30–40.**Введение**

К малорасходным машинам объемного действия (ММОД) относят компрессоры, детандеры, детандер-компрессорные агрегаты, газовые и пневмодвигатели различного исполнения и назначения, которые применяются в стационарных и транспортных технологических установках с расходом газа не более $0,1 \text{ м}^3/\text{с}$ [1–5]. Их технический уровень практически определяет эффективность и надежность работы установок в целом

По конструктивным признакам различают следующие типы ММОД:

— поршневые и мембранные — с клапанным газораспределением и с кривошипно-шатунным, аксиальным, кулачковым или кулисным механизмом движения, преобразующим вращательное движение элементов привода в возвратно-поступательное движение подвижного органа (поршня, мембраны) рабочей камеры;

— роторные (винтовые, спиральные и др.) — с золотниковым или с комбинированным (сочетание золотника с самодействующими клапанами) газораспределением при вращательном движении ротора (роторов).

За последнее время, в связи с расширением области применения ММОД [7–11], перечень требований к ним существенно расширился. В частности, на повестке дня стоит вопрос о необходимости снижения удельных массо-габаритных показателей и существенного улучшения вибро-шумовых характеристик ММОД для подводного

флота, обеспечивающих не только комфортные условия для экипажей, но и скрытность перемещения судов.

Достижение требуемых результатов видится в решении комплекса разноплановых задач с ориентацией на перспективные конструкции машин [12–16] в сочетании с разработкой и использованием современных, апробированных на практике, методик расчета [17–19], позволяющих на стадии проектирования получать научно-обоснованные, близкие к оптимальным, технические решения с дальнейшей экспериментальной проверкой полученных показателей образцов новой техники в условиях натурального эксперимента и эксплуатации.

Объекты исследования.**Базовые теоретические положения**

Объектом исследования являются поршневые (ПК) и мембранные (МК) компрессоры НТК «Криогенная техника» (г. Омск) [1], схемы которых показаны на рис. 1.

Поршневой 2-х ступенчатый микрокомпрессор ($V=83 \text{ см}^3/\text{с}$, $p_{\text{нр}} \leq 10 \text{ МПа}$) выполнен без смазки цилиндров на базе с аксиальным механизмом движения, что заведомо снижает внутренние тепловыделения и затраты на механическое трение в пределах рабочей камеры.

К особенностям мембранного компрессора, при отсутствии перемещения точек мембраны с диаметром D_m в зоне заделки, следует отнести максимальную и практически

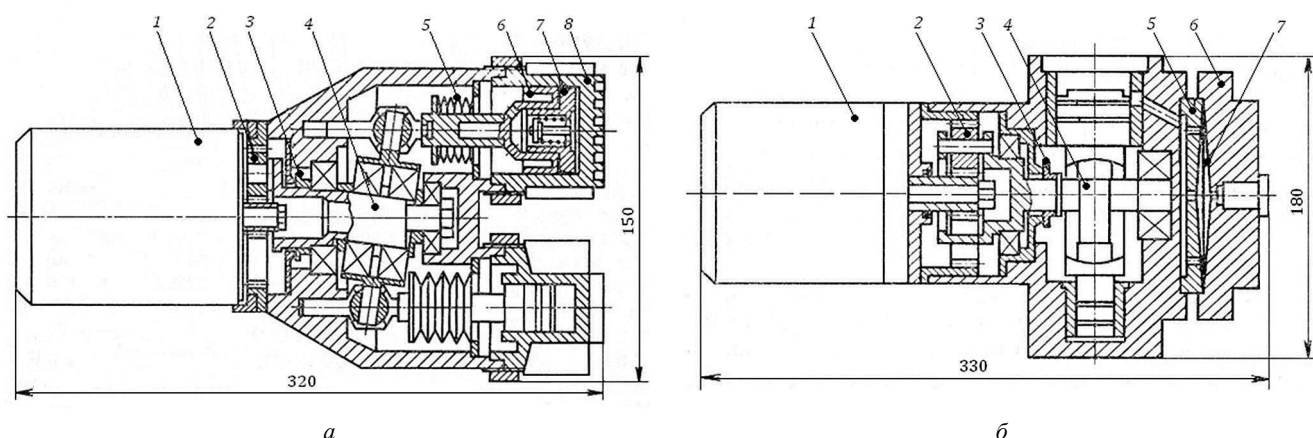


Рис. 1. Схемы микрокомпрессоров НТК «Криогенная техника». а — поршневой микрокомпрессор: 1 — электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — торцевое уплотнение; 4 — механизм движения; 5 — разделитель газовой и масляной полостей; 6 — поршень; 7 — уплотнение поршня; 8 — цилиндр; б — мембранный микрокомпрессор: 1 — электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — торцевое уплотнение; 4 — механизм движения; 5 — распределительный диск; 6 — ограничительный диск; 7 — мембрана

Fig. 1. Micro compressors used at Cryogenic Engineering company. а — reciprocating micro compressor: 1 — electric motor; 2 — gear; 3 — end seal; 4 — motion mechanism; 5 — gas cavity/oil cavity separator; 6 — piston; 7 — piston seal; 8 — cylinder; б — diaphragm micro compressor: 1 — electric motor; 2 — gear; 3 — end seal; 4 — motion mechanism; 5 — distributing disk; 6 — retention disk; 7 — diaphragm

постоянную в течение цикла величину теплообменной поверхности рабочей камеры $F_{\text{т-о, макс}} \approx 2 (\pi/4) D_m^2$. С другой стороны, наличие промежуточной масляной системы (ПМС) способствует снижению средних за цикл температур стенок рабочей камеры МК. Влияние каждого из указанных факторов на эффективность работы мембранных компрессоров в настоящее время исследовано недостаточно глубоко.

Согласно рис. 2, а, теоретический объем V_h рабочей камеры МК соответствует объему шарового сегмента с радиусом $R_{\text{ш}}$. При условной длине шатуна $L_{\text{ш}}$, радиусе $R_{\text{ш}} = [(D_m/2)^2 + L_{\text{ш}}^2]^{0.5}$ и ограниченном, из соображений прочности, перемещении центральной точки мембраны $h_{\text{ц}}$, объем рабочей камеры мембранного микрокомпрессора V_h описывается зависимостью [6]

$$V_h = f(D_m, h_{\text{ц}}) = \pi h_{\text{ц}} \cdot [3/4 D_m^2 + h_{\text{ц}}^2]/6, \quad (1)$$

а его теплообменная поверхность $\sum F_{\text{т-о}}$ при $D_m \gg h_{\text{ц}}$ практически постоянна в течение цикла и определяется уравнением

$$\sum F_{\text{т-о, макс}} = f(D_m, h_{\text{ц}}) = 2 (\pi/4) D_m^2 [1 + 2 (h_{\text{ц}}/D_m)^2]. \quad (2)$$

Те же параметры схематизированного мембранного микрокомпрессора с «условным*» перемещением каждой из точек мембраны на величину $S^* < h_{\text{ц}}$ определяются на основе уравнений, приведенных в табл. 1. Полученные данные позволяют утверждать, что при $D_m = \text{const}$ и $V_h^* = V_h$

удельные теплообменные поверхности $f_{\text{т-о, уд}}$ реального и схематизированного вариантов ступени МК практически одинаковы, что позволяет на I этапе исследований выполнить расчетный анализ на базе существующей программы КОМДЕТ-М, апробированной при анализе работы ступенной поршневых компрессоров традиционного исполнения.

При сравнительном анализе мембранных и поршневых компрессоров с одинаковым объемом рабочей камеры V_h наблюдается иная картина, что объясняется существенным ростом доли средней за цикл боковой поверхности цилиндра в суммарной величине $\sum F_{\text{т-о}}$. В ПК, с целью снижения удельных массо-габаритных показателей, среднюю скорость поршня задают в диапазоне $0,25 \leq c_{\text{п}} \leq 6,5$ м/с, где меньшие значения величины $c_{\text{п}}$ характерны для микромашин с манжетными уплотнениями поршня, обладающими не только требуемой герметичностью, но и высокой износостойкостью в случае $c_{\text{п}} \leq 0,6$ м/с [20]. Из табл. 1 следует, что при постоянном теоретическом объеме рабочих камер $V_h = 15,39 \text{ см}^3$ и соотношении $h_{\text{ц}}/D_m \ll S_{\text{п}}/D_{\text{ц}}$ теплообменные поверхности и средние скорости подвижных элементов МК и ПК существенно различаются, а именно:

$$\text{МК: } D_m = 140 \text{ мм; } h_{\text{ц}} = 2 \text{ мм; } h_{\text{ц}}/D_m = 0,0143;$$

$$c_{\text{п}} = 0,1 \text{ м/с; } \sum F_{\text{т-о, МК}} = 307,8 \text{ см}^2;$$

$$\text{ПК: } D_{\text{ц}} = 40 \text{ мм; } S_{\text{п}} = 12 \text{ мм; } S_{\text{п}}/D_{\text{ц}} = 0,3000;$$

$$c_{\text{п}} = 0,6 \text{ м/с; } \sum F_{\text{т-о, ПК}} = 32,7 \text{ см}^2.$$

Таблица 1

**Параметры реального и схематизированного вариантов
мембранного микрокомпрессора ПК-ДО-140–1-Мб при $V_h = \text{const}$**

Table 1

Parameters of actual and schematized ПК-ДО-140–1-Мб diaphragm micro compressor at $V_h = \text{const}$

Формулы, размерность		Результаты расчета	Примечание
$D_m/h_{\text{ц}}$	мм	140/2	Реальный вариант мембранного компрессора
$V_h = \pi h_{\text{ц}} \cdot [3 (D_m/2)^2 + h_{\text{ц}}^2]/6$	м ³	$V_h = \pi \cdot 0,002 \cdot (3 \cdot 0,07^2 + 0,002^2)/6 = 15,39 \cdot 10^{-6}$	
$\sum F_{\text{т-о}} = \pi [2 (D_m/2)^2 + h_{\text{ц}}^2]$	м ²	$\sum F_{\text{т-о}} = \pi \cdot (2 \cdot 0,07^2 + 0,002^2) = 307,8 \cdot 10^{-4}$	
$m_{\text{т}} = \rho_{\text{вс}} \cdot V_h$	кг/ц	$m_{\text{т}} = 1,189 \cdot V_h = 18,3 \cdot 10^{-6}$ (расход газа за цикл)	
$f_{\text{т-о, уд}} = \sum F_{\text{т-о}}/m_{\text{т}}$	м ² /кг	$f_{\text{т-о, уд}} = 0,03078/18,3 \cdot 10^{-6} = 1682,0$	
$V_h^* = (\pi/4) \cdot D_m^2 \cdot S^*$	м ³	$V_h^* = 0,785 \cdot 0,14^2 \cdot 0,001 = 15,39 \cdot 10^{-6}$	Схематизированный вариант мембранного компрессора
$S^* = V_h/(\pi/4) \cdot D_m^2$	м	$S^* = h_{\text{ц}} \cdot [3 + 4 (h_{\text{ц}}/D_m)^2]/6 = 0,002 \cdot [3 + 4 (2/140)^2]/6 = 0,001$	
$\psi = S^*/D_m$	—	1/140 = 0,00714	
$\sum F_{\text{т-о}} = 2 (\pi/4) \cdot D_m^2 (1 + \psi)$	м ²	$\sum F_{\text{т-о}} = 2 (\pi/4) \cdot 0,14^2 (1 + 0,00714) = 309,9 \cdot 10^{-4}$	
$m_{\text{т}} = \rho_{\text{вс}} \cdot V_h$	кг/ц	$m_{\text{т}} = 1,189 \cdot V_h = 18,3 \cdot 10^{-6}$ (расход газа за цикл)	
$f_{\text{т-о, уд}}^* = 2 (1 + \psi)/\rho_{\text{вс}} \cdot S^*$	м ² /кг	$f_{\text{т-о, уд}}^* = 2 (1 + 0,00714)/1,189 \cdot 0,001 = 1694,0$	Поршневой компрессор
$\sum F_{\text{т-о, ПК}} \cdot V_{\text{г, ПК}}$ и $f_{\text{т-о, уд}}$ при $D_{\text{ц}} = 40$ мм и $S_{\text{п}} = 12$ мм	м ²	$\sum F_{\text{т-о}} = 2 (\pi/4) \cdot 0,04^2 + 0,5\pi \cdot 0,04 \cdot 0,012 = 32,656 \cdot 10^{-4}$	
	м ³	$V_h = 0,785 \cdot 0,04^2 \cdot 0,012 = 15,072 \cdot 10^{-6}$	
	м ² /кг	$f_{\text{т-о, уд}} = 2 (1 + 0,3)/1,189 \cdot 0,012 = 182,2$	

Примечание: Воздух, $p_{\text{вс}} = 0,1$ МПа; $\Pi = 3,6$; $T_{\text{вс}} = 293$ К; $\rho_{\text{вс}} = 1,1893$ кг/м³, $n = 25$ с⁻¹.

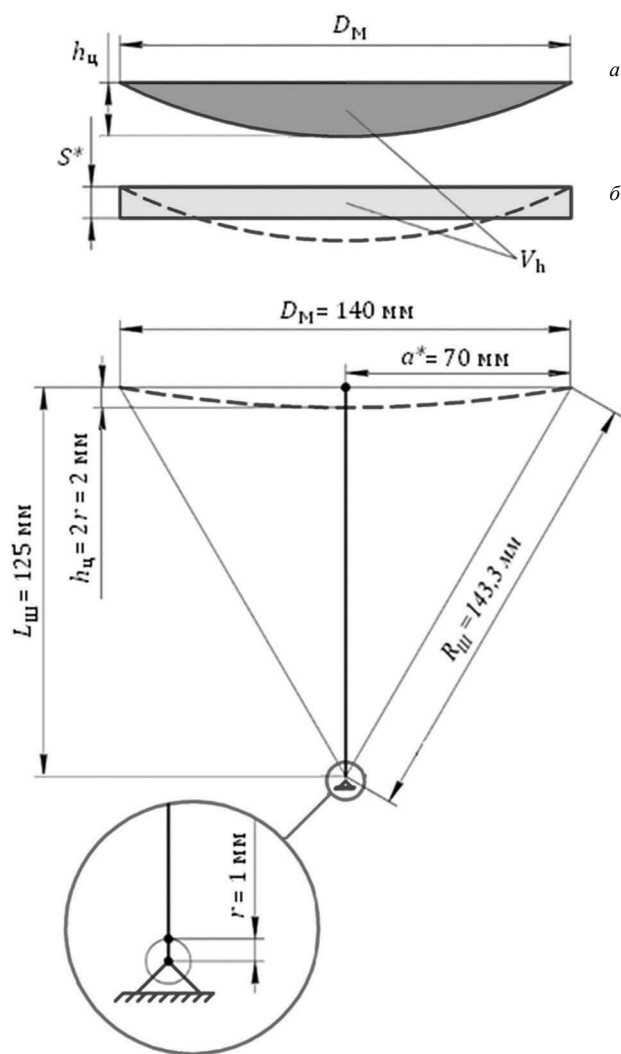


Рис. 2. Схематизация элементов ступени мембранного микрокомпрессора: а — реальная ступень МК (V_h — шаровой сегмент); б — схема МК ($V_h^* = V_h$ — прямоугольник)

Fig. 2. Stages of diaphragm micro compressor: а — actual stage (V_h — segment of sphere); б — schematic diagram of compressor ($V_h^* = V_h$ — rectangle)

Таким образом, средняя за цикл теплообменная поверхность рабочей камеры МК практически на порядок превышает аналогичную величину ПК, что должно существенно отражаться не только на текущих рабочих процессах, но и на интегральных показателях объектов исследования.

Другим представителем микромашин объемного действия, активно проявившим себя за последнее время, являются поршневые компрессоры и детандеры с линейным приводом, элементы которого показаны на рис. 3.

Для машин данного типа характерно отсутствие кривошипно-шатунного механизма движения, увеличенный ход поршня в сочетании с малой частотой рабочих циклов, интенсивное охлаждение рубашки цилиндра, повышенный отвод теплоты в процессах сжатия — нагнетания и существенное снижение температуры газа в начале процесса расширения. Это открывает возможность увеличения отношения давлений в отдельно взятой ступени компрессора, а следовательно, и сокращения числа ступеней сжатия при заданном отношении давлений

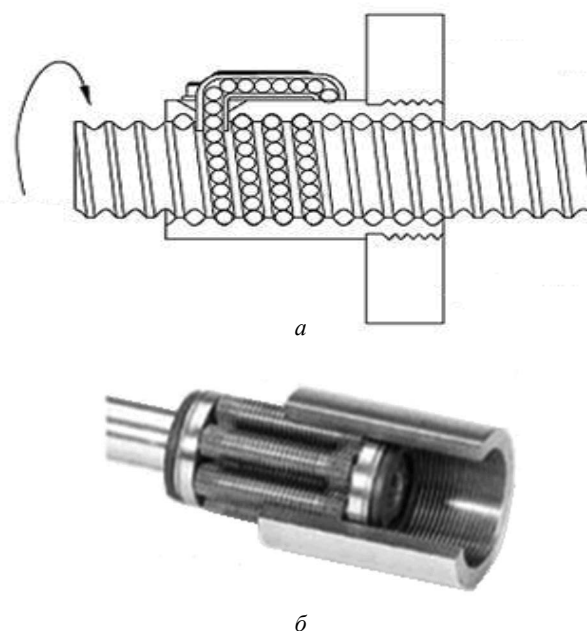


Рис. 3. Механизм преобразования линейного привода:

а — шарико-винтовая передача;

б — ролико-винтовая передача

Fig. 3. Linear drive mechanisms:

а — leadscrew; б — roller drive

в компрессоре $\Pi = p_{\text{нр}}/p_{\text{вс}} = \text{const}$. К положительным качествам машин с линейным приводом следует также отнести пониженный уровень вибраций и шума, что в ряде случаев является главным фактором при выборе типа компрессоров для спецтехники [21].

Численный эксперимент. Основные задачи

Приведенные ниже результаты численного эксперимента получены с помощью программы КОМДЕТ, созданной на кафедре КТиТСПГ Университета ИТМО для поиска и научного обоснования на стадии проектирования оптимальных вариантов ступеней МОД, работающих на чистых газах, паро-воздушных, газовых и газо-жидкостных смесях произвольного состава. Адекватность программы была многократно подтверждена путем сравнения результатов расчета с экспериментальными данными авторов настоящей статьи, сторонними организациями и отдельными исследователями [22, 23]. Программа широко используется бакалаврами, магистрами и аспирантами кафедры при проведении научных исследований, связанных с совершенствованием протекающих рабочих процессов и конструкций ступеней, вновь создаваемых и модернизируемых воздушных и газовых машин, отличающихся широким диапазоном геометрических и режимных параметров.

Основной задачей авторов настоящей работы является изучение особенностей процессов теплообмена в микромашинах различного типа и влияния геометрических и режимных параметров объектов исследования на эффективность их работы. Ввиду многообразия факторов, действующих одновременно и зависимых друг от друга, при рассмотрении различных вариантов исполнения компрессоров были приняты следующие условия:

1. При $D=\text{const}$ и переменных значениях хода поршня S и частоты рабочих циклов n средняя скорость поршня $c_n = 2 \cdot S \cdot n$ и теоретическая производительность компрессора $V_t = 0,5 (\pi/4) D^2 c_n$ остаются постоянными.

2. Исследуемые ступени компрессора — герметичны, т.е. протечки газа через зазоры в закрытых клапанах и в уплотнении поршня отсутствуют.

3. Отсутствуют колебания давления в полостях всасывания и нагнетания.

4. Влияние механического трения на текущие параметры газа в ступени микро компрессора на данном этапе исследований не учитывается.

По результатам исследования на печать выводится информация о текущих параметрах, характеризующих интенсивность теплообмена газа со стенками цилиндра ($p=f(\varphi)$; $T=f(\varphi)$; $T=f(s)$; $\alpha=f(\varphi)$; $Q=f(\varphi) \dots$) и диаграммы движения клапанных пластин в сочетании с предельно широким комплексом интегральных показателей ступе-

ни в табличной форме (массовый расход газа m , производительность $V_{\text{вс}}$, индикаторная мощность $N_{\text{инд}}$, температура нагнетаемого газа $T_{\text{нт}}$, количество теплоты отводимой на любом участке рабочего цикла $Q_{\text{рш-вс-с-ж-нт}}$), что позволяет объективно судить о техническом совершенстве объектов исследования.

Результаты исследования

На I этапе оценивалось влияние масштабного фактора ($V_h \sim D^2$) на характер протекающих процессов теплообмена и интегральные параметры высокооборотных ($n=1500$ об/мин) поршневых микрокомпрессоров с аксиальным механизмом движения, работающих с повышенным отношением давлений в ступени $\Pi \leq 20$ при низкой средней скорости поршня $c_n \leq 0,5$ м/с.

Результаты численного эксперимента при переменном объеме цилиндра микрокомпрессоров ($D=40 \dots$

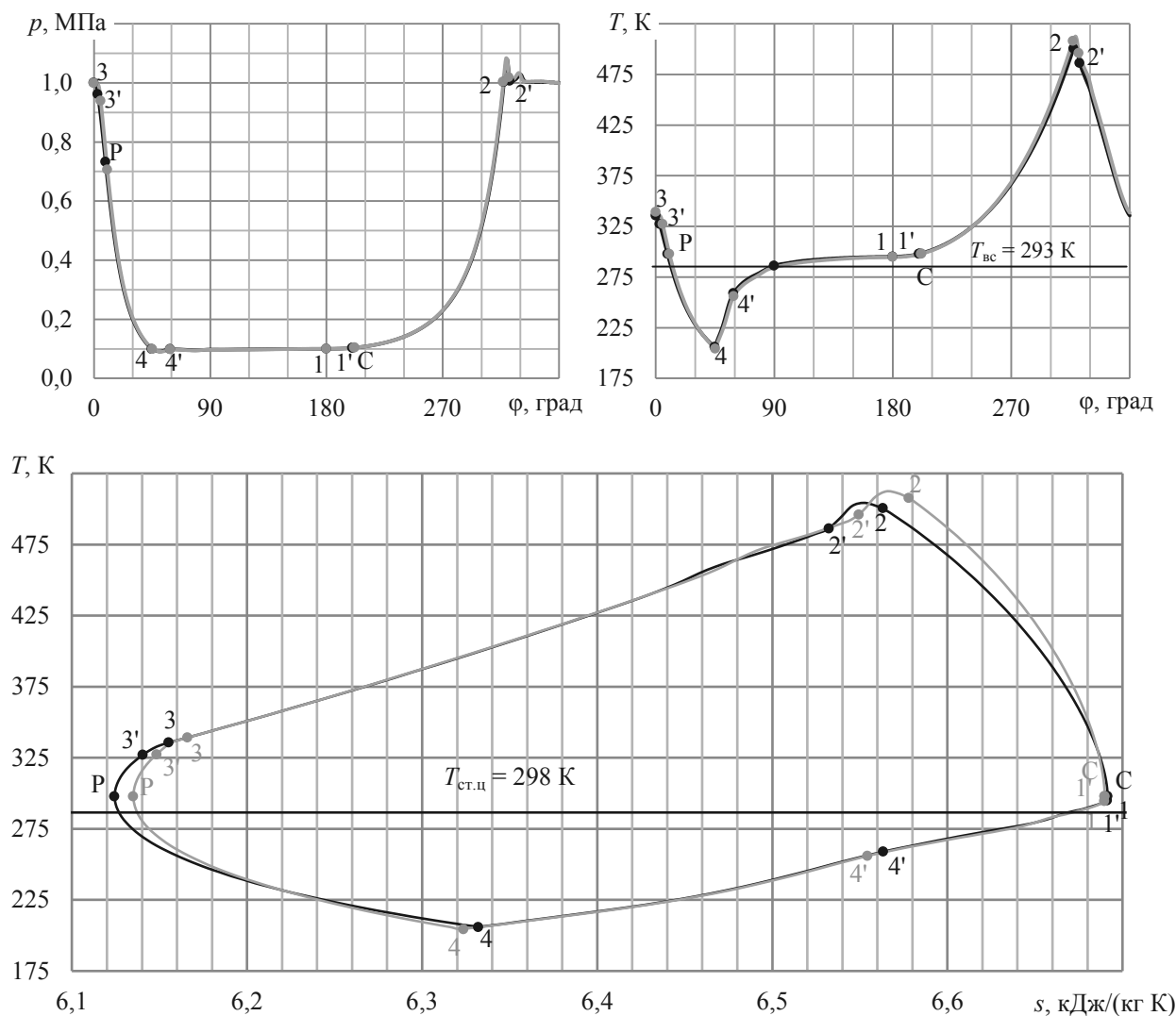


Рис. 4. Текущие параметры высокооборотных поршневых микрокомпрессоров с аксиальным механизмом движения при $\Pi = p_{\text{н}}/p_{\text{вс}} = 10$, $a = 3\%$, $T_{\text{вс}} = 293$ K, $T_{\text{ст.ц}} = 298$ K и $c_n = 0,5$ м/с = const

— AK-40-10-1500; — AK-120-10-1500

Fig. 4. Actual parameters of high-speed reciprocating micro compressors with axial motion mechanism at $\Pi = p_{\text{н}}/p_{\text{вс}} = 10$, $a = 3\%$, $T_{\text{вс}} = 293$ K, $T_{\text{ст.ц}} = 298$ K and $c_n = 0,5$ m/s = const

— AK-40-10-1500; — AK-120-10-1500

Таблица 2

Параметры ступеней компрессоров
АК-40-10-1500 и АК-120-10-1500

Table 2

Parameters of compressor stages for АК-40-10-1500
and АК-120-10-1500 compressors

Параметры	Техническая характеристика ступеней	
	АК-40-10-1500	АК-120-10-1500
D , мм	40	120
$Z_{\text{кл}} \sim D^2$, вс/нг	1/1	9/9
S , мм	10	
n , об/мин	1500	
$c_{\text{п}}$, м/с	0,5	
m , кг/ч	0,9936	8,9970
V , нм ³ /мин	0,0137	0,1244
λ	0,7432	0,7387
$T_{\text{нг.стп}}$, К	447,2	454,8
$\eta_{\text{из.инд}}$	0,625	0,621
$N_{\text{инд}}$, кВт	0,086	0,779
$N_{\text{уд.инд}}$, кВт/(нм ³ /мин)	6,28	6,26

120 мм) и числе клапанов сферического типа пропорциональным $Z_{\text{кл}} \sim D^2$, при постоянном ходе поршня $S=10$ мм и средней скоростью поршня $c_{\text{п}}=0,5$ м/с приведены на рис. 4 и в табл. 2.

Анализ полученных результатов позволяет установить следующее:

1. При высокой частоте вращения вала увеличение объема рабочей камеры микрокомпрессора с аксиальным механизмом движения даже на порядок при заданных ограничениях практически не влияет на форму индикаторной диаграммы $p=f(\varphi)$ и на величину удельной индикаторной мощности $N_{\text{уд.инд}}$. Отличия в температурных диаграммах $T=f(\varphi)$ и T -s незначительны и характерны в основном для процессов расширения 3–3'–р–4 и сжатия 1–1'–с–2.

2. Максимальная температура газа в конце процесса сжатия T_2 и температура на выходе $T_{\text{нг.стп}}$ ступени с диаметром цилиндра $d=40$ мм ниже на 7,6 К, чем в ступени с $D=120$ мм, что соответствует положениям теории ММОД.

3. При удельной поверхности теплообмена $F_{\text{уд}}$ цилиндров микрокомпрессора

$$F_{\text{уд}} = 2 (1 + S/D) / (\rho_{\text{вс}} S) = 15 \div 52 \text{ м}^2/\text{кг}$$

и интенсивном водяном охлаждении рубашек цилиндров наблюдается резкое снижение температуры газа в процессе нагнетания на величину $\Delta T_{2-3} \approx 155$ К, что сопровождается уменьшением температуры газа T_3 и ростом массы газа в мертвом пространстве ступеней $m_{\text{м}}=m_3$ и влияет на уровень температуры газа в цилиндре T_4 в конце процесса расширения. Полученные результаты показали, что вследствие указанного в высокооборотных ММОД в процессе всасывания 4–4'–с–1 наблюдаются кратковременные участки $T=f(\varphi)$ с отрицательной температурой газа ($T_{\varphi} < 273$ К). При этом возникает естественный вопрос — следует ли ожидать

Таблица 3

Параметры герметичных ступеней малорасходных поршневых компрессоров
с различными типами механизмов движения

Table 3

Parameters of hermetic stages for low-cost
reciprocating compressors
with different types of motion mechanism

Параметры	Размер- ность	Тип привода (механизм движения)	
		Аксиальный	Линейный
Шифр варианта		АК-40-10-1500-В	АЛин- 40-1000-15
$D = \text{const}$	мм	40	
S		10	1000
n	об/мин	1500	15
$c_{\text{п}} = 2 \cdot S \cdot n = \text{const}$	м/с	0,5	
$V_h = (\pi/4) \cdot D^2 \cdot S$	см³	12,56	1256,0
$a = V_{\text{м}}/V_h$	%	3,0	
$V_{\text{т}} = V_h \cdot n = \text{const}$	м³/мин	0,01884	
$\tau_{\text{цикла}} = 1/n$	с	0,04	4,0
$F_{\text{т-о.уд}} = 2 \cdot (1 + S/D) / (\rho_{\text{вс}} \cdot S)$	м²/кг	210,2	43,7
$Z_{\text{кл.вс}}/Z_{\text{кл.нг}}$	—	4/4	3/3
$m_{\text{А}}$	кг/ч	1,0121	0,9895
$V_{\text{н.у}}$	нм³/мин	0,0140	0,0137
$V_{\text{вс}}$	м³/мин	0,0143	0,0139
$N_{\text{инд}}$	кВт	0,085	0,0672
$N_{\text{инд.уд}} = N_{\text{инд}}/V_{\text{вс}}$	кВт/ (м³/мин)	5,94	4,83
$\eta_{\text{из.инд}}$	—	0,643	0,792
λ		0,7525	0,7357
λ_0		0,7660	0,7500
$T_{\text{ц. max}}$	К	504,5	380,3
$T_{\text{нг.ср}}$		444,5	349,4
T_3		335,7	319,8
φ^*	град	45	34
T^*	К	206,5	233,8
φ_4	град	44,9	52,5
T_4	К	206,0	248,1
T_1		295,1	298,3
T_2		500,5	380,1
ΔT_{2-3}		164,8	60,3
ΔT_{4-1}		89,1	21,6
$M_3 = M_{\text{м}} = \rho_3 \cdot V_3$	г	0,003915	0,4111
$\rho_3 = M_3 / V_{\text{м}}$	кг/м³	10,384	10,905
ρ_1		1,180	1,168
$Q_{\text{ср.цикл}}$	Дж	−1,6716	−208,05
$Q_{\text{рш}}$		0,1724	40,699
$Q_{\text{вс}}$		0,3511	23,246
$Q_{\text{сж}}$		−0,8349	−211,61
$Q_{\text{нг}}$		−1,3602	−60,393

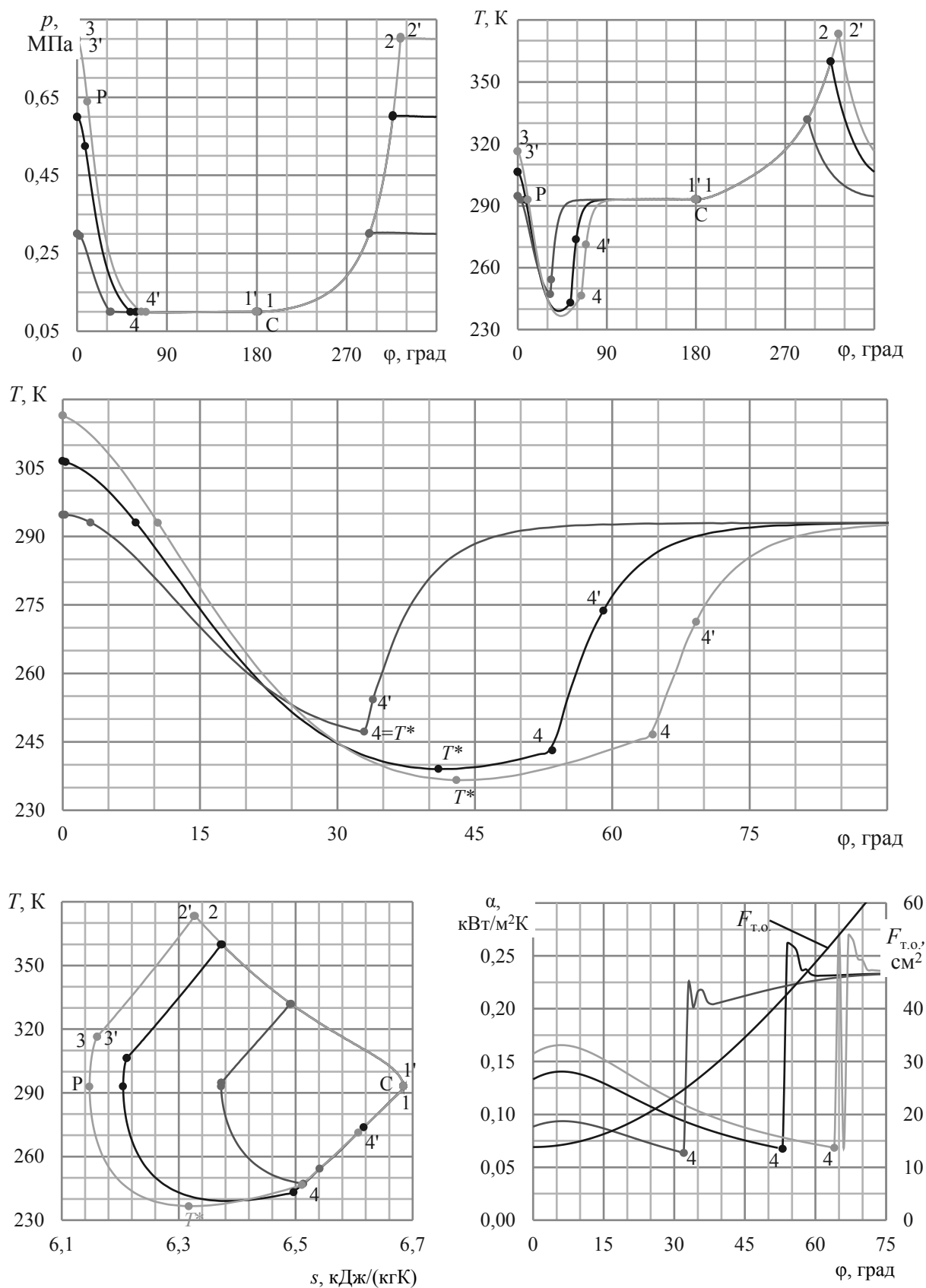


Рис. 5. Расчетные индикаторные и температурные диаграммы поршневого микро компрессора ПК-20-200-40-Рн с линейным приводом при $n = 40$ об/мин и переменном отношении давлений $3 \leq (\Pi = p_{nc}/p_{ac}) \leq 10$.

----- $p_{nc} = 0,3$ МПа; — $p_{nc} = 0,6$ МПа; — $p_{nc} = 0,8$ МПа

Fig. 5. Calculated indicator and temperature diagrams for ПК-20-200-40-Рн reciprocating micro compressor drive at $n = 40$ rev/min and variable pressure rate $3 \leq (\Pi = p_{nc}/p_{ac}) \leq 10$.

----- $p_{nc} = 0,3$ МПа; — $p_{nc} = 0,6$ МПа; — $p_{nc} = 0,8$ МПа

качественных и количественных изменений выявленных процессов в микрокомпрессорах с линейным приводом в условиях низкой частоты рабочих циклов.

Поэтому на II этапе был выполнен расчетный анализ работы микрокомпрессора ПК-20-200-40-Рн с линейным приводом, работающего в широком диапазоне отношения давлений П при $p_{\text{вс}} = 0.1$ МПа и $p_{\text{н}} \leq 1.0$ МПа и отличающегося малым диаметром цилиндра ($D = 20$ мм), повышенным ходом поршня ($S = 200$ мм) и низкой частотой вращения вала ($n = 40$ об/мин) при сохранении средней скорости поршня на прежнем уровне: $c_n = 0.27$ м/с.

Результаты численного анализа, представлены на рис. 5. Они показывают, что при определенных сочетаниях геометрических размеров и режимных параметров ступеней микро компрессоров ($D-S-n-\Pi$) наблюдаются специфические изменения в температурной диаграмме $T=f(\varphi)$ связанные с появлением минимума температуры газа T^* на участке $p-T^*-4$ процесса расширения. По мнению авторов, это обусловлено двумя противоположно влияющими на интенсивность теплообмена газа со стен-

ками цилиндра в процессе расширения факторами. С одной стороны — прогрессивным ростом текущей теплообменной поверхности цилиндра ($\uparrow F_{\text{т.о.}} = f(\varphi)$, -----), а с другой — снижением коэффициента теплоотдачи $\alpha = f(\varphi)$ осредненного по текущей теплообменной поверхности, что в соответствии с известным уравнением $Q_{\varphi} = \downarrow \alpha_{\varphi} \cdot \uparrow F_{\text{т.о.}} (T_{\text{ст.ц}} - T_{\text{газ.ф}})$ и приводит к появлению минимума на участке расширения температурной диаграммы $T=f(\varphi)$. В рассмотренном случае при $a = 6\%$ и постоянной температуре стенок цилиндра $T_{\text{ст.ц}} = T_{\text{вс}}$ величина T^* по мере роста отношения давлений в ступени П снижается.

На заключительном этапе исследования были рассмотрены 2 варианта воздушных компрессоров с аксиальным и линейным приводом при $D = \text{const}$, переменном ходе поршня $\uparrow S$ и частоте рабочих циклов $\uparrow n$. Совокупность 2-х обратно пропорциональных величин S и n обеспечивает постоянство средней скорости поршня c_n и позволяет анализировать интенсивность теплообмена в цилиндрах существенно различных по объему $\uparrow V_h = f$

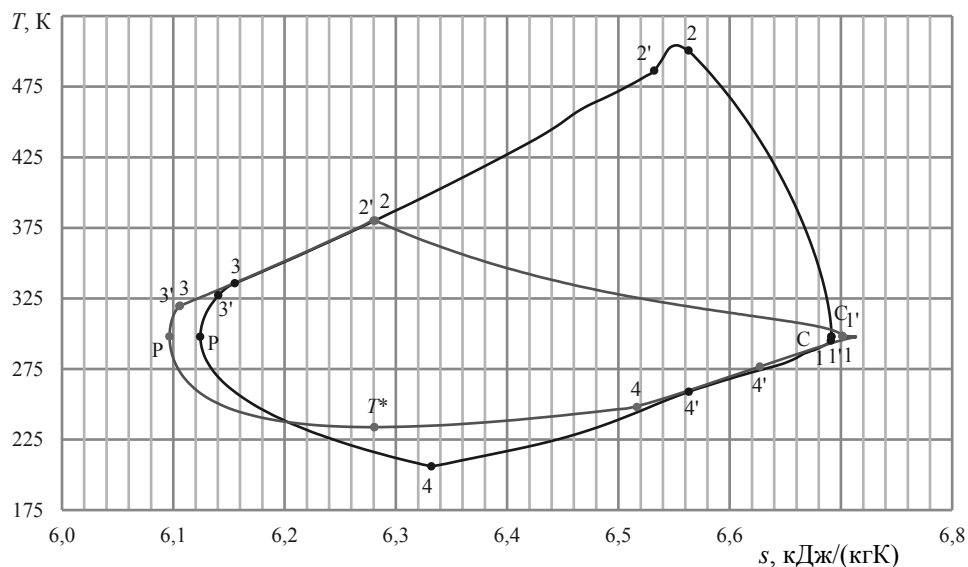
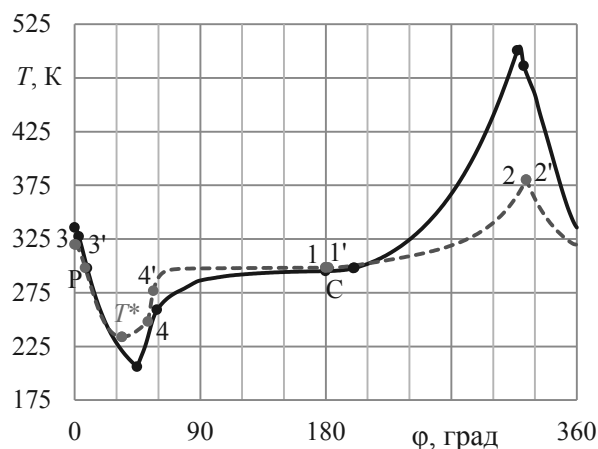
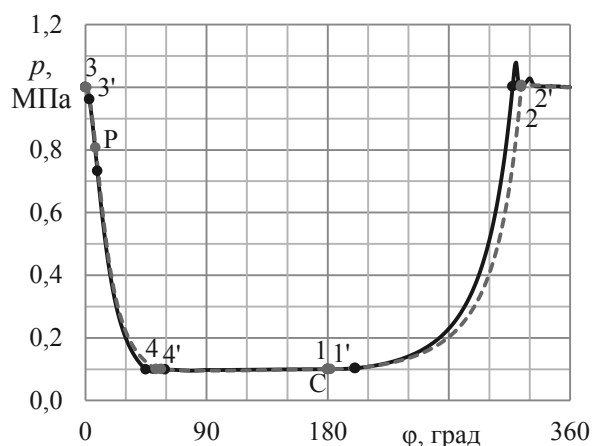


Рис. 6. Текущие параметры малорасходных ступеней поршневых компрессоров с аксиальным и линейным механизмами движения при $D_{\text{ц}} = 40$ мм = const, $a = 3\%$, $V_m = V_h \cdot n = \text{const}$ и $c_n = 0.5$ м/с = const

— АК-40-10-1500; ---- АЛин-40-1000-15

Fig. 6. Actual parameters of low-cost stages in piston compressors with axial and liner motion mechanisms at $D_{\text{ц}} = 40$ мм = const, $a = 3\%$, $V_m = V_h \cdot n = \text{const}$ and $c_n = 0.5$ м/с = const

— АК-40-10-1500; ---- АЛин-40-1000-15

$(S) = (\pi/4) D^2 \cdot \dot{S}$, но с постоянной теоретической производительности $V_{\tau} = \dot{V}_h \cdot \dot{n} = 0,5 (\pi/4) D^2 \cdot c_{\pi}$.

Анализ данных о микро компрессорах (табл. 3) с аксиальным рис. 1, а и линейным (рис. 3) приводом позволяют выделить их основные различия:

— аксиальные микрокомпрессоры: время цикла ($\tau_{\pi} = 0,04$ с), $S_{\min}/D = 0,25$, поверхность т/о $F_{\tau-o,уд} = 210,2$ м²/кг.

— микрокомпрессоры с линейным приводом: время цикла ($\tau_{\pi} = 4,0$ с), $S_{\max}/D = 25,0$, поверхность т/о $F_{\tau-o,уд} = 43,70$ м²/кг.

Анализ полученных результатов дает основание полагать, что количество теплоты, отводимой от газа за цикл, в первую очередь определяется продолжительностью рабочего цикла $\tau_{\text{цикла}} = 60/n$ (n , об/мин; τ_{π} , с). Исходя из этого, и, полагая ступени герметичными, малорасходные компрессоры с линейным приводом являются наиболее перспективными. На это указывает ряд параметров (см. табл. 3) компрессора АЛин-40-1000-15, включая среднюю в процессе нагнетания температуру газа $T_{\text{нг.ср.}}$, количество теплоты, отводимой от газа за один цикл $Q_{\text{ср.ц.}}$, высокий изотермный индикаторный КПД $\eta_{\text{из.инд.}}$, отражающий совершенство протекающих процессов, и минимальная удельная индикаторная мощность $N_{\text{инд.уд.}}$.

Анализ интенсивности тепловых процессов в ступенях компрессоров с аксиальным и линейным механизмами движения выполнен путем совмещения расчетных температурных диаграмм различного типа при водяном охлаждении и высоком отношении давлений $\Pi = 10$. Результаты расчетного анализа, показанные на рис. 6, позволили установить:

1. Независимо от типа механизма движения температура газа в начале процесса сжатия T_1 изменяется незначительно.

2. Анализ процессов сжатия 1–2 и нагнетания 2–3 в ступенях компрессоров с линейным ($S \rightarrow S_{\max}$ и $n \rightarrow n_{\min}$) и аксиальным ($S \rightarrow S_{\min}$ и $n \rightarrow n_{\max}$) приводом на основе расчетных диаграмм $T-\phi$ и $T-s$ дает наглядное представление о соотношении количества теплоты, отводимой на различных участках цикла ступеней различного типа при теоретической производительности $V_{\tau} = \text{const}$.

3. В ступенях с аксиальным приводом в рассматриваемом диапазоне геометрических и режимных параметров минимум температуры газа в процессе расширения не наблюдается, т.е. $T^* = T_4$.

4. В перспективе требуется тщательная оценка влияния не герметичности уплотнительных узлов и клапанов в закрытом состоянии низкооборотных МОД с линейным приводом на эффективность их работы.

Заключение

Результаты выполненного расчетного исследование позволяют расширить представления об особенностях рабочих процессов в малорасходных поршневых компрессорах с аксиальным и линейным механизмами движения, выявить и обосновать наличие минимума температуры газа на участке расширения в ступенях малорасходных компрессоров с линейным приводом, отличающихся развитой теплообменной поверхностью цилиндра и низкой частотой рабочего цикла.

Литература

1. Грезин А. К., Зинovieв В. С. Микрокриогенная техника. — М.: Машиностроение, 1977. с. 230.
2. Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К. Поршневые компрессоры. — Л.: Машиностроение, 1987. 372 с.
3. Чеботарёв А. А. Специализированные автотранспортные средства: выбор и эффективность применения. — М: Транспорт, 1988. 159 с.
4. Бусаров С. С. Повышение эффективности компрессорного оборудования дорожно-строительных машин: дис.... канд. техн. наук. — Омск., 2008. 212 с.
5. Бельшева К. А., Маковеева А. С., Молодов М. А. и др. Особенности работы дожимающих газовых компрессоров при переменном начальном давлении // Вестник Международной академии холода. 2016. № 1. С. 47–54.
6. Зинovieв В. А. Краткий технический справочник. Часть 1. Изд. второе. — Москва: Госиздат технико-теоретической литературы, 1952.
7. Manzagol J., d'Harboulle P., Claudet G., Bager G. G. Cryogenic scroll expander for claud cycle with cooling power of 10 to 100 Watts at 4.2 K // Advances in Cryogenic Engineering: Proceedings of the Cryogenic Engineering Conference, Madyson, USA, 2002. p. 267–274.
8. Oralli E. Conversion of a scroll compressor to an expander for organic Rankine cycle: modeling and analysis: thesis Master of Applied Science. Ontario, USA, 2010. 146 с.
9. Orosz M., Mueller A., Quolin S., Hemond H. Small scale solar ORC system for distributed power // Conference Solar Paces

References

1. Grezin A. K., Zinoviev V. S. Micro-cryogenic technique. Moscow: Mashinostroenie, 1977. p. 230. (in Russian)
2. Fotin B. S., Pirumov, I. B., Prilutsky I. K. Reciprocating compressors. L.: Mashinostroenie, 1987. 372 p. (in Russian)
3. Chebotarev A. A. Specialized vehicles and performance applications. Moscow: Transport, 1988. 159 p. (in Russian)
4. Busarov S. S. improving the efficiency of compressor equipment road-building machines: dis.... Cand. tech. Sciences. Omsk., 2008. 212 p. (in Russian)
5. Belysheva, K. A., Makoveeva A. S., Molodov M. A., ets. Features the work of compression gas compressors with variable initial pressure. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2016. No. . p. 47–54. (in Russian)
6. Zinoviev, V. A. Quick technical reference. Part 1. Ed. second. — Moscow: state publishing house of technical-theoretical literature, 1952. (in Russian)
7. Manzagol J., d'Harboulle P., Claudet G., Bager G. G. Cryogenic scroll expander for claud cycle with cooling power of 10 to 100 Watts at 4.2 K. *Advances in Cryogenic Engineering: Proceedings of the Cryogenic Engineering Conference*, Madyson, USA, 2002. p. 267–274.
8. Oralli E. Conversion of a scroll compressor to an expander for organic Rankine cycle: modeling and analysis: thesis Master of Applied Science. Ontario, USA, 2010. 146 с.
9. Orosz M., Mueller A., Quolin S., Hemond H. Small scale solar ORC system for distributed power. *Conference Solar Paces 2009: abstracts of the International conference*, Berlin, Germany, 2009. p. 39–47.

- 2009: abstracts of the International conference, Berlin, Germany, 2009. p. 39–47.
10. Iglesias A., Favrat D. Innovative isothermal oil-free co-rotating scroll compressor — expander for energy storage with first expander tests // *Energy Conversion and Management*. Lausanne, 2014. No 85. p. 565–572.
 11. Dry gas seals point the way to oil-free compressors // *Chem. Eng. (Gr. Brit.)*. 1988. No 451. P. 21.
 12. Liang, K. A review of linear compressors for refrigeration // *International Journal of Refrigeration*. 2017, Vol. 84, P. 253–273.
 13. Электроцилиндры, линейные приводы, актуаторы. // Прогрессивные технологии. [электронный ресурс]: <http://p-techno.ru/>.
 14. Compressed air spirales non lubrifiees // *Mach. Prod.* 1993. No 596, P. 87.
 15. Shahani A. R. [et al]. Dinamic simulation of a high pressure regulator // *JCARME*. 2011. Vol. 1. No 1. P. 17–28.
 16. Регуляторы давления АРТ-85. Руководство по эксплуатации АР 3109.000 РЭ: разработчик и изготовитель ЗАО НПО «АРКОН». — М., 2007. 19 с.
 17. Прилуцкий И. К. Метод определения мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи в элементах ступеней машин объемного действия. // *Технические газы*. 2013. № 4. с. 19–26.
 18. Прилуцкий А. И., Прилуцкий И. К. Объемная производительность поршневого компрессора $V_{\text{вс}} = f(p_{\text{вс}}, T_{\text{вс}}, R) = \text{const!}?$ // *Компрессорная техника и пневматика*, 2013. № 3. с. 35–41.
 19. Prilutskiy I. K., Prilutskiy A. I., Snazin A. A., Molodov M. A. The forecasting of single-row reciprocating expander temperature fields // *Procedia Engineering* — 2016, Vol. 152, pp. 412–419.
 20. Громов А. Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: дис. ... канд. техн. наук. — Казань, 2017. 217 с.
 21. Пат. 2593314 РФ, МПК F 04 B 25/00. Многоступенчатый поршневой компрессор с улучшенными тактико-техническими характеристиками / В. Г. Деньгин, А. Ю. Громов, А. В. Ермаков. / № 2014144755/06; заявл. 05.11.2014; опубл. 10.08.2016, Бюл. № 22. 8 с.
 22. Прилуцкий И. К., Ворошилов И. В. Опыт практического применения прикладной программы КОМДЕТ при оптимизации рабочих процессов и конструкций ступеней ПК и ПД на стадии проектирования. // *Сборник докладов НИПК*. Краснодар, 16–18 мая 2013. с. 34–48.
 23. Макоева А. С. и др. Практическое использование программы КОМДЕТ-М для оптимизации конструкции поршневых компрессоров // *Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование»*. 2014. № 3.
 10. Iglesias A., Favrat D. Innovative isothermal oil-free co-rotating scroll compressor — expander for energy storage with first expander tests. *Energy Conversion and Management*. Lausanne, 2014. No 85. p. 565–572.
 11. Dry gas seals point the way to oil-free compressors. *Chem. Eng. (Gr. Brit.)*. 1988. No 451. P. 21.
 12. Liang, K. A review of linear compressors for refrigeration. *International Journal of Refrigeration*. 2017, Vol. 84, P. 253–273.
 13. Electrochemistry, linear actuators, actuators. *Advanced technology*. [electronic resource]: <http://p-techno.ru/>. (in Russian)
 14. Compressed air spirales non lubrifiees. *Mach. Prod.* 1993. No 596, P. 87.
 15. Shahani A. R. [et al]. Dinamic simulation of a high pressure regulator. *JCARME*. 2011. Vol. 1. No 1. P. 17–28.
 16. Pressure regulators ART 85. Manual AR 3109.000 re: developer and manufacturer JSC NPO «ARKON». Moscow, 2007. P. 19. (in Russian)
 17. Prilutsky I. K. Method of determination of instantaneous local heat transfer coefficients in the elements of stages of positive displacement machines. *Technical gases*. 2013. No. 4. p. 19–26. (in Russian)
 18. Prilutskiy A. I., Prilutskiy I. K. Volumetric capacity reciprocating compressor $V_{\text{вс}} = f(p_{\text{вс}}, T_{\text{вс}}, R) = \text{const!}?$ *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2013. No 3. p. 35–41. (in Russian)
 19. Prilutskiy I. K., Prilutskiy A. I., Snazin A. A., Molodov M. A. The forecasting of single-row reciprocating expander temperature fields. *Procedia Engineering*. 2016, Vol. 152, pp. 412–419.
 20. Gromov A. Y. Development of piston steps with a linear actuator for low mass flow rate of compressor units and study their work processes: dis. kand. tech. Sciences. Kazan, 2017. 217 p. (in Russian)
 21. Patent of the Russian Federation 2593314, IPC F 04 B 25/00. Multi-stage piston compressor with improved performance characteristics / V. G. Dengin, A. Y. Gromov, A. V. Ermakov. / No. 2014144755/06; Appl. 05.11.2014; publ. 10.08.2016, bull. No. 22. 8 p. (in Russian)
 22. Prilutskiy I. K., Voroshilov I. V. the Experience of using the application program CADET in the optimization of workflows and structures of the degrees of PK and PD at the design stage. *Proceedings of the SPC*. Krasnodar, on may 16–18, 2013. p. 34–48. (in Russian)
 23. Makoveeva A. S., ets. Practical use of the program COMGET-M to optimize the design of reciprocating compressors. *Nauchnyi zhurnal NIU ITMO. Seriya: Kholodil'naya tekhnika i konditsionirovanie*. 2014. No. 3. (in Russian)

Сведения об авторах

Прилуцкий Игорь Кирович

д.т. н., профессор кафедры криогенной техники и технологий сжиженного природного газа Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, 5592085@mail.ru

Молодова Юлия Игоревна

к.т. н., доцент кафедры инженерного проектирования систем жизнеобеспечения Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, molodova@yandex.ru

Information about authors

Prilutskiy Igor Kirovich

D. Sc., professor of Department of cryogenic technique and technologies liquefied natural gas of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, 5592085@mail.ru

Molodova Juliya Igorevna

Ph.D., associate professor of Department of engineering life support systems of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, molodova@yandex.ru

Галяев Павел Олегович

аспирант кафедры криогенной техники и технологий
сжиженного природного газа Университета ИТМО,
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9,
pavel.galyaev@mail.ru

Сназин Александр Андреевич

аспирант кафедры криогенной техники и технологий
сжиженного природного газа Университета ИТМО,
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9,
dranogor@yandex.ru

Молодов Михаил Анатольевич

аспирант кафедры криогенной техники и технологий
сжиженного природного газа Университета ИТМО,
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9,
molodovm@yandex.ru

Иванова Ирина Львовна

студент кафедры криогенной техники и технологий
сжиженного природного газа Университета ИТМО,
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9,
ivanova1669@gmail.com

Galyaev Pavel Olegovich

graduate student of Department of cryogenic technique and tech-
nologies liquefied natural gas of ITMO University,
191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9,
pavel.galyaev@mail.ru

Snazin Aleksandr Andreevich

graduate student of Department of cryogenic technique and tech-
nologies liquefied natural gas of ITMO University,
191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9,
dranogor@yandex.ru

Molodov Mikhail Anatolevich

graduate student of Department of cryogenic technique and tech-
nologies liquefied natural gas of ITMO University,
191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9,
molodovm@yandex.ru

Ivanova Irina Lvovna

undergraduate of Department of cryogenic technique and technolo-
gies liquefied natural gas of ITMO University,
191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9,
ivanova1669@gmail.com

Министерство образования и науки Российской Федерации
Национальный комитет по теплофизическим свойствам веществ РАН
Университет ИТМО
Международная академия холода
Рабочая группа НС РАН «Свойства хладагентов и теплоносителей»

**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНЫМ УЧАСТИЕМ
МОНРЕАЛЬСКОМУ ПРОТОКОЛУ – ТРИДЦАТЬ ЛЕТ:
ВЫЗОВЫ XXI ВЕКА И ГЛОБАЛЬНЫЕ ТРАНСФОРМАЦИИ**

30 января 2018 г.

ТЕМЫ, ПРЕДЛАГАЕМЫЕ ДЛЯ ОБСУЖДЕНИЯ:

- климат планеты и инновационные научно-технические решения с использованием гидрофторолефинов;
- экодизайн и «умные» технологии искусственного охлаждения;
- F-газы и натуральные хладагенты в энергетике XXI века;
- аммиак – холодильный агент будущего;
- новые энергоэффективные климатические технологии;
- мерзлотоведение, изменение климата, эволюция и мониторинг льдогрунтовых образований;
- экологическая результативность холодильно-отопительных систем для рефрижераторного транспорта;
- экспериментальные исследования теплообмена и теплофизических свойств хладагентов, нанофлюидов и хладоносителей, Компьютерное моделирование в термодинамике и теплофизике;
- безмасляные технологии и технологии частотного регулирования в инновационных решениях холодильных агрегатов;
- энергоэффективные технологии получения высококачественного льда в крытых катках;
- «керамическая революция» в производстве теплообменников;
- драйверы роста – центры обработки данных.

Заявки на участие в конференции подавать до 15.01.2018 г. (с пометкой "Хладагенты")
на электронный адрес: max_iar@irbt-itmo.ru; laptev_yua@mail.ru
Тел./Факс: (812) 571-69-12, 571-56-89

Адрес проведения: Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, Университет ИТМО

www.maxiar.spb.ru