

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНО-СКОРОСТНЫХ
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УПЛОТНЕНИЙ
РАБОЧЕЙ КАМЕРЫ НЕСМАЗЫВАЕМОГО
РОТОРНО-ПЛАСТИНЧАТОГО КОМПРЕССОРА
С НОВОЙ ТРИБОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМОЙ**

А.М. Калашников
Н.А. Райковский
Д.Х. Садвакасов
Г.И. Чернов
В.С. Евдокимов

kalashnikov_omgtu@mail.ru
n_raykovskiy@mail.ru
cool.sadvakasov@inbox.ru
gi_chernov2002@mail.ru
omgtu_evdokimov@mail.ru

ОмГТУ, г. Омск, Российская Федерация

Аннотация

Проведен анализ нагрузочно-скоростных режимов работы и потерь мощности на трение в трибосопряжениях рабочей камеры несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора с новой трибологической схемой на базе разработанной математической модели. Определено, что суммарные потери мощности на трение в несмазываемой компрессорной ступени роторно-пластинчатого компрессора с новой трибологической схемой в среднем в 10 раз меньше потерь в компрессорной ступени традиционного исполнения. Установлено, что потери мощности на трение в пазу ротора несмазываемой компрессорной ступени с новой трибологической схемой составляют 30...50 % суммарных потерь мощности на трение в ступени, а в разгрузочных подшипниках качения потери мощности на трение составляют менее 2,5 % суммарных потерь мощности на трение в несмазываемой компрессорной ступени. Применение в конструкции роторно-пластинчатого компрессора новой трибологической схемы позволило уменьшить на ~ 15 % силы реакции, действующие вдоль пластины, и на 20...30 % силы реакции, действующие на ее кромку в пазу ротора. Средние скорости скольжения в трибосопряжениях новой конструкции не более 3 м/с, что обеспечивает возможность применения перспективных полимерных композиционных мате-

Ключевые слова

Математическая модель, роторно-пластинчатый компрессор, трибологическая схема, потери мощности на трение; нагрузочно-скоростные характеристики

риалов для уплотнительных пластин. Установлено, что наибольшее влияние на энергетические и нагрузочно-скоростные режимы работы узлов трения рабочей камеры оказывают частота вращения ротора, конструктивные параметры цилиндра и антифрикционные свойства материала уплотнительных пластин

Поступила 15.04.2024

Принята 08.10.2024

© Автор(ы), 2025

Введение. Роторно-пластинчатые компрессоры широко используются в системах жизнеобеспечения и пневмоснабжения силовых и технологических установок. Актуальным направлением исследований является совершенствование и более широкое внедрение в промышленность роторно-пластинчатой технологии компримирования рабочих тел. Роторно-пластинчатые компрессоры отличаются простотой технологии изготовления и конструкции, малой номенклатурой деталей, высокими удельными массогабаритными характеристиками [1].

Главная проблема создания машин с высокими энергетическими характеристиками — это большие потери мощности на трение в рабочей камере, которые, как показывают исследования, для смазываемых машин могут достигать 30...40 % подводимой мощности, а для несмазываемых машин — 60 % [2–7]. При этом 90...95 % потерь мощности на механическое трение сосредоточено в паре трения пластина–цилиндр [4–7].

В настоящее время наблюдается повышенный интерес к технологии компримирования газов, при этом ~ 30 % всех научных исследований [8–19] в части роторно-пластинчатых компрессоров направлены на снижение потерь мощности на трение в рабочей камере (рис. 1).

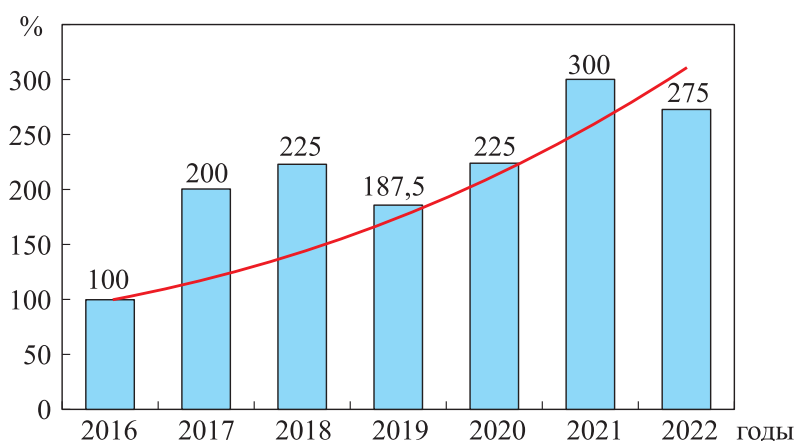


Рис. 1. Относительное увеличение числа публикаций в 2016–2022 гг.

Перспективный вариант конструкции роторно-пластинчатого компрессора с улучшенными трибологическими характеристиками рассмотрен в [14]. В результате экспериментальных исследований [20] выявлено, что при частоте вращения ротора 3000 об/мин потери мощности на трение снижаются в среднем в 4–10 раз по сравнению с традиционным исполнением компрессорной ступени роторно-пластинчатого компрессора.

Настоящая работа посвящена теоретическому исследованию потерь мощности на трение в рабочей камере несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора, содержащего профилированные пластины, опирающиеся выступами на разгрузочные подшипники качения, размещенные в торцевых крышках цилиндра.

Цель настоящей работы — исследование нагрузочно-скоростных режимов работы и потерь мощности на трение в трибосопряжениях рабочей камеры несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора с новой трибологической схемой на базе разработанной математической модели.

Математическая модель. Цель математического моделирования — определить нагрузочно-скоростные характеристики и потери мощности на трение в трибосопряжениях рабочей камеры роторно-пластинчатого компрессора.

Математическая модель расчета несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора с традиционной трибологической схемой приведена в [15]. Рассмотренная математическая модель отличается от общеизвестной системой уравнений для определения сил реакции и скорости относительного скольжения в трибосопряжениях рабочей камеры. Далее будет приведена система уравнений, отражающая особенности новой трибологической схемы.

Расчетная схема. Кинематическая и силовая схемы узлов трения рабочей камеры несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора с выступами на пластинах приведены на рис. 2.

Расчетные уравнения. Зависимость относительной скорости скольжения поверхностей пластины и разгрузочного подшипника ($v_{2,3}$) и скорости скольжения пластины в пазу (v_4) от угла поворота ротора (φ) можно представить так:

$$v_{2,3} = e \omega_p \cos \varphi;$$

$$v_4 = e \omega_p \sin \varphi,$$

где e — эксцентриситет; ω_p — угловая скорость вращения ротора.

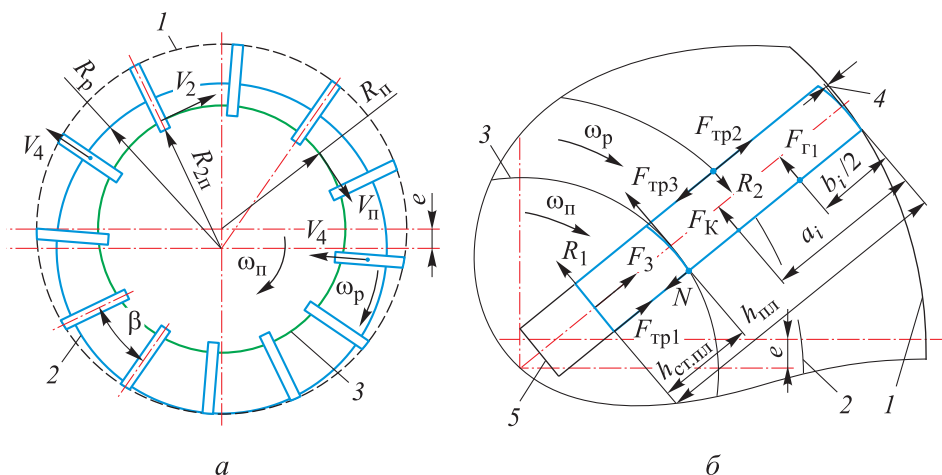


Рис. 2. Кинематическая (а) и силовая (б) схемы узлов трения рабочей камеры несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора с выступами на пластинах:

1–3 — поверхности цилиндра, ротора, разгрузочного подшипника соответственно;
 4 — микрозазор; 5 — паз ротора; $R_{2п}$ — радиусы поверхности трения пластины на разгрузочных подшипниках; a_i — расстояние от центра масс пластины до ее верхней грани; b_i — часть пластины, выступающая из ротора; $h_{ст.пл}$ — высота выступа (ступени) пластины; $V_{2п}$ — скорость скольжения поверхностей трения пластины на разгрузочном подшипнике; V_4 — скорость скольжения в пазу ротора; $\omega_{п}$ — угловая скорость вращения разгрузочного подшипника; $F_3 = F_{ц} + F_{п} + F_{r2}$; $F_{тр1}$, $F_{тр2}$ — силы трения от R_1 , R_2 ; $F_{тр3}$ — сила трения от N

Силы реакций, действующие на пластину, определяются по формулам:

$$R_1 = \frac{F_{п} - F_{ц} - F_{r2}}{2f \mu_1} + \frac{1 - \mu_2 \mu_1 f}{2f \mu_1} N + \frac{n}{2} F_{r1} + \frac{\delta}{2} F_K;$$

$$R_2 = \left[\frac{1 + \mu_2 \mu_1 f}{2f \mu_1} \right] N - \frac{n}{2} F_{r1} + \frac{F_{п} - F_{ц} - F_{r2}}{2f \mu_1} - \frac{\delta}{2} F_K;$$

$$N = A \left[\frac{F_{п} - F_{ц} - F_{r2}}{f \mu_1} \right] +$$

$$+ B \delta F_K - \left[\frac{h_{пл}}{R_p \mu_2 + \mu_2 \rho(\varphi) - h_{пл} \mu_2 + \frac{R_p - \rho(\varphi) + h_{пл}}{f \mu_1} - 2 \mu_2 \rho(\varphi)} \right] n F_{r1};$$

$$A = \left[\frac{\rho(\varphi) - R_p - h_{пл}}{R_p \mu_2 + \mu_2 \rho(\varphi) - h_{пл} \mu_2 + \frac{R_p - \rho(\varphi) + h_{пл}}{f \mu_1} - 2 \mu_2 \rho_{п}(\varphi)} \right];$$

$$B = \left[\frac{R_p - \rho(\varphi)}{R_p \mu_2 + \mu_2 \rho(\varphi) - h_{пл} \mu_2 + \frac{R_p - \rho(\varphi) + h_{пл}}{f \mu_1} - 2 \mu_2 \rho_{п}(\varphi)} \right];$$

$$f = \begin{cases} 1, & \text{если } 0 \leq \varphi \leq 180; \\ -1, & \text{если } 180 < \varphi < 360; \end{cases} \quad n = \begin{cases} -1, & \text{если } p_2 > p_1; \\ 0, & \text{если } p_2 = p_1; \\ 1, & \text{если } p_1 > p_2; \end{cases}$$

$$\delta = \begin{cases} 1, & \text{если } 0 < \varphi < 180; \\ 0, & \text{если } \varphi = 0, \varphi = 180; \\ -1, & \text{если } 180 < \varphi < 360; \end{cases}$$

$$\rho(\varphi) = R_{ц} + e \cos \varphi.$$

Здесь R_1, R_2 — силы реакции паза ротора на пластину; $F_{п}$ — составляющая силы инерции пластины, пропорциональная ее ускорению при возвратно-поступательном движении в пазу ротора; $F_{ц}$ — центробежная составляющая силы инерции пластины; $F_{г1}, F_{г2}$ — газовые силы, вызванные разностью давлений в соседних ячейках и между двумя торцами пластины; μ_1, μ_2 — коэффициенты трения между пластиной и пазом ротора, между пластиной и элементами конструкции статора; N — сила реакции элементов конструкции статора на пластину; F_K — сила Кориолиса; f, n, δ — единичные функции; $h_{пл}$ — высота пластины; R_p — радиус ротора; ρ — радиус-вектор от центра ротора; φ — угол поворота ротора.

Мощность трения одной пластины о стенку разгрузочного подшипника:

$$N_{трз} = \frac{n_p \mu_2}{60} \int_0^{360} N(\varphi) v_{2,3}(\varphi) d\varphi,$$

где n_p — частота вращения ротора; μ_2 — коэффициент трения между пластиной и разгрузочным подшипником; N — сила реакции разгрузочного подшипника на пластину.

Мощность трения одной пластины о стенки паза ротора:

$$N_{\text{тр}1,2} = N_{\text{тр}1} + N_{\text{тр}2} = \frac{n_p \mu_1}{60} \int_0^{360} (R_1(\varphi) + R_2(\varphi)) v_4(\varphi) d\varphi,$$

где $R_1(\varphi)$, $R_2(\varphi)$ — силы реакции паза ротора на пластину.

Мощности трения в одном разгрузочном подшипнике:

$$N_{\text{тр}4} = M_{\text{тр}4} \omega_p; \quad M_{\text{тр}4} = f_4 N_{\text{рез}} R_{\text{п}};$$

$$N_{\text{рез}} = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^z N_{ix} \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^z N_{iy} \right)^2};$$

$$N_{ix} = \frac{N_i}{2} \sin [\varphi + (i-1)\beta];$$

$$N_{iy} = \frac{N_i}{2} \cos [\varphi + (i-1)\beta],$$

где $M_{\text{тр}4}$ — момент трения в разгрузочном подшипнике качения; ω_p , f_4 — угловая скорость и приведенный коэффициент трения разгрузочного подшипника качения; $N_{\text{рез}}$ — результирующая радиальная сила, действующая на разгрузочный подшипник качения; $R_{\text{п}}$ — радиус поверхности трения разгрузочного подшипника качения; N_{ix} , N_{iy} — проекции на оси x , y сил, действующих со стороны пластины на разгрузочный подшипник, N_i — сила, действующая со стороны пластины на разгрузочный подшипник; i — номер пластины, принимающий значения от 1 до z (число пластин); β — угол между пластинами.

Суммарная мощность трения в рабочей камере несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора:

$$N_{\text{тр}} = z (N_{\text{тр}1,2} + N_{\text{тр}3}) + 2N_{\text{тр}4}.$$

Практическая реализация уплотнений рабочей камеры несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора с новой трибологической схемой. Конструктивная схема и опытный образец несмазываемой компрессорной ступени роторно-пластинчатого компрессора с применением предложенной трибологической схемы приведены на рис. 3.

Уплотнительные пластины несмазываемой ступени роторно-пластинчатого компрессора с традиционной и новой трибологическими схемами приведены на рис. 4.

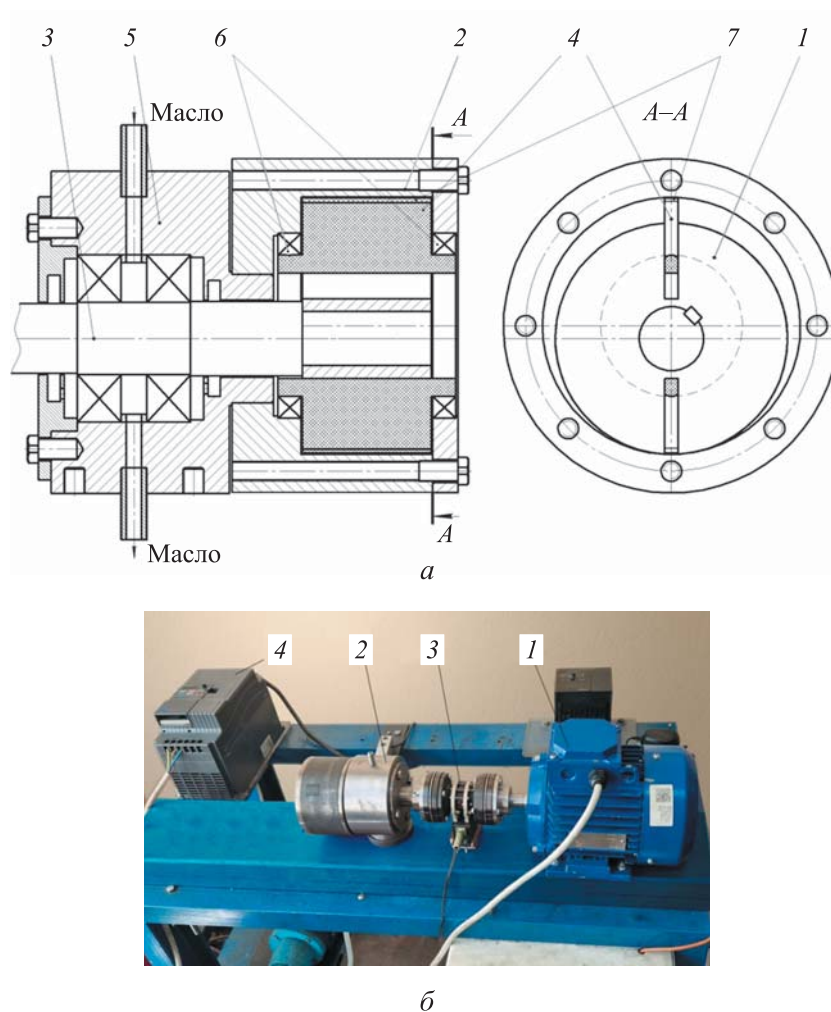


Рис. 3. Компрессорная ступень несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора:

а — конструктивная схема (1 — ротор; 2 — цилиндр; 3 — вал; 4 — пластина; 5 — корпус подшипников; 6 — разгрузочный подшипник; 7 — вставка из легкоистираемого материала); *б* — опытный образец (1 — электродвигатель; 2 — ступень; 3 — датчик момента; 4 — частотный регулятор)

Для изготовления трибосопряжений опытного образца несмазываемой ступени роторно-пластинчатого компрессора используют следующие материалы: антифрикционный графит АГ-1500СО5 (для пластины), политетрафторэтилен (ПТФЭ) (для вставки пластины), сталь 45 (для цилиндра). Твердость и шероховатость поверхностей трения контртела составляют 48...52 HRC и $Ra \leq 0,32$ мкм. Технология изготовления традиционная для компрессорных машин такого типа.

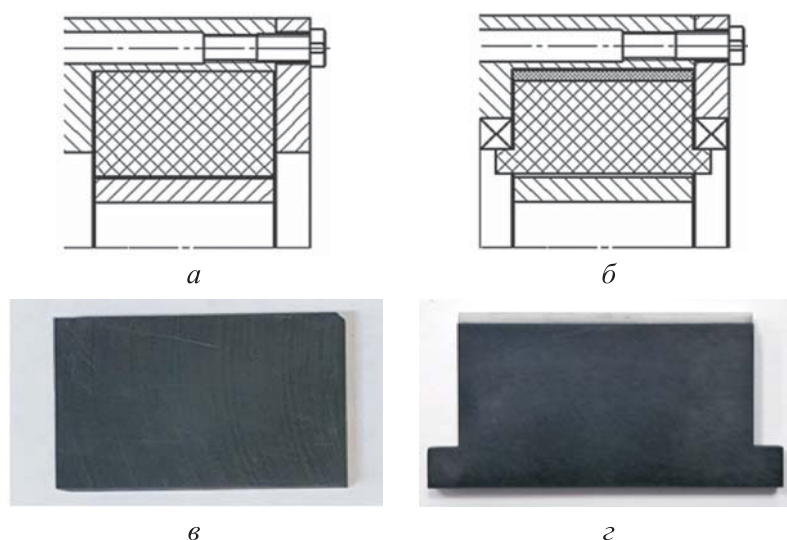


Рис. 4. Уплотнительные пластины несмазываемой ступени роторно-пластинчатого компрессора с традиционной (а, в) и новой (б, г) трибологическими схемами

Результаты сравнительных экспериментальных исследований, в ходе которых подтверждена работоспособность и эффективность предложенных технических решений, приведены на рис. 5. Установлено, что в случае применения новой трибологической схемы, потери мощности на трение уменьшаются в 5–10 раз в зависимости от быстроходности роторного агрегата, по сравнению с традиционным исполнением ступени роторно-пластинчатого компрессора.

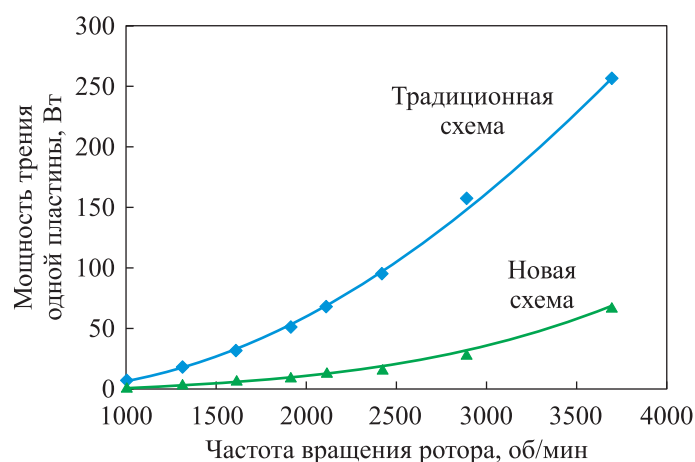


Рис. 5. Зависимость потерь мощности на трение в рабочей камере несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора от частоты вращения ротора (материал пластины АГ-1500СО5)

Более подробно результаты экспериментальных исследований рассмотрены в [20, 21].

Результаты расчета. Исходные геометрические и режимные параметры, принятые при расчетно-теоретическом исследовании, приведены ниже.

Геометрические параметры

Цилиндр:	
длина, м	0,2
радиус, м	0,1
Эксцентриситет, м	0,01
Число пластин, шт.	8
Скорость вращения ротора, об/мин	2000
Среднее значение коэффициента трения	0,2
Давление всасывания, МПа	0,1
Температура всасывания, К	293
Давление нагнетания, МПа	0,3
Пластина:	
толщина пластины, м	0,005
высота, м	0,040
Торцевой выступ пластины:	
высота, м	0,008
длина, м	0,02

Режимные параметры

Цилиндр:	
длина, м	0,1–0,5
радиус, м	0,05–0,2
Эксцентриситет, м	0,005–0,02
Частота вращения ротора, об/мин	1000–4000
Среднее значение коэффициента трения	0,05–0,3
Давление нагнетания, МПа	0,2–0,8
Плотность материала пластины, кг/м ³	1500–3000
Толщина пластины, мм	3–6

Анализ потерь мощности на трение в рабочей камере несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора. В результате расчета распределения потерь мощности на трение в различных трущихся сопряжениях рабочей камеры несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора с новой трибологической схемой выявлено, что на выступах пластин мощность составляет 930 Вт; в пазу ротора — 370 Вт; в разгрузочных подшипниках качения — 30 Вт.

В результате расчетных исследований определено, что потери мощности на трение в разгрузочных подшипниках качения составляют менее

2,5 % суммарных потерь мощности на трение в компрессорной ступени несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора.

Результаты расчета потерь мощности на трение в несмазываемой компрессорной ступени при разных режимных параметрах приведены на рис. 6, при разных конструктивных параметрах цилиндра — на рис. 7, при разных конструктивных параметрах пластины — на рис. 8.

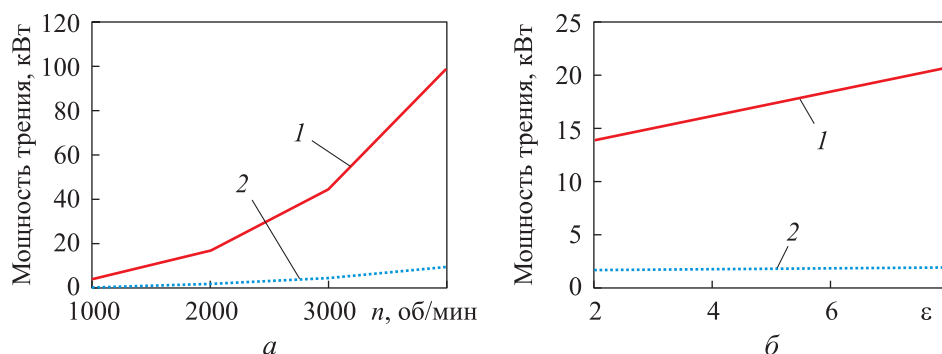


Рис. 6. Зависимость потерь мощности на трение в рабочей камере несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора от частоты вращения ротора (а), степени повышения давления (б) для традиционной (1) и новой (2) схем

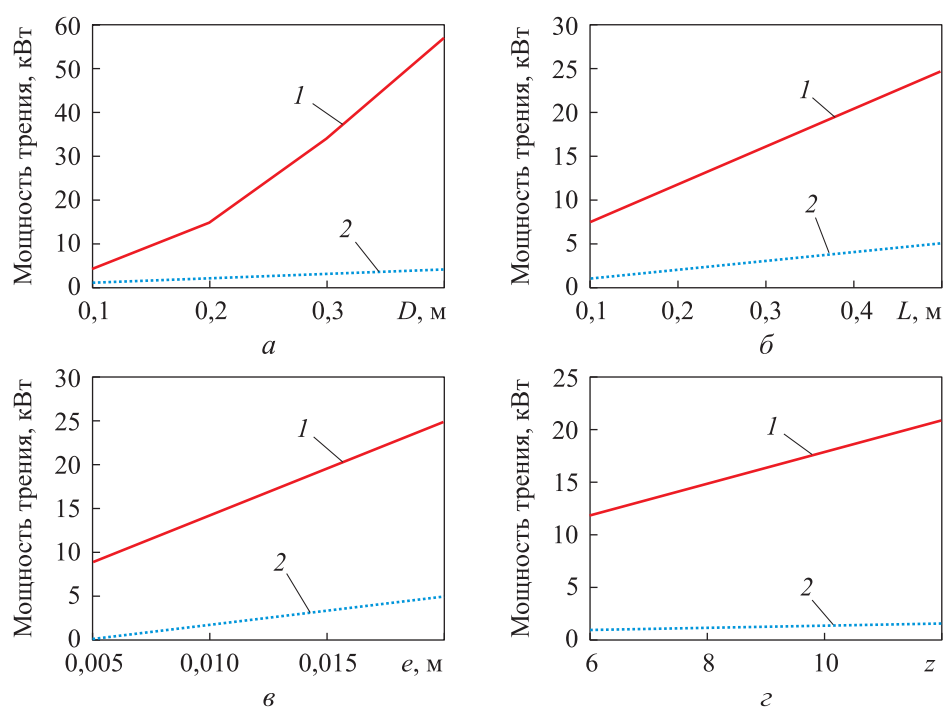


Рис. 7. Зависимость потерь мощности на трение в рабочей камере несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора от диаметра (а) и длины (б) цилиндра, эксцентриситета (в), от числа пластин (з) для традиционной (1) и новой (2) схем

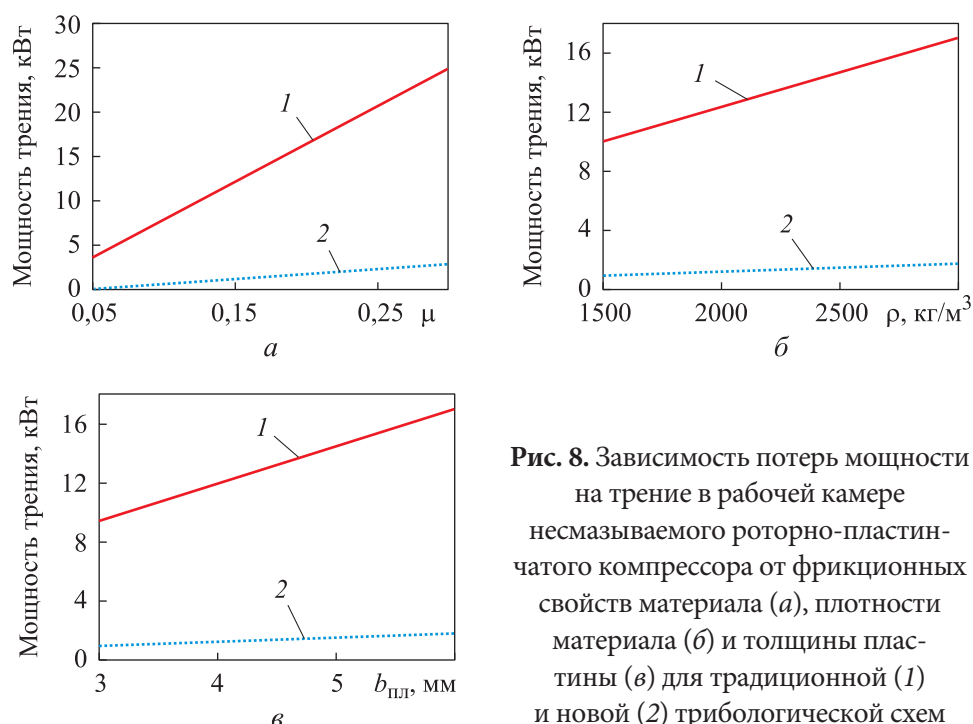


Рис. 8. Зависимость потерь мощности на трение в рабочей камере несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора от фрикционных свойств материала (а), плотности материала (б) и толщины пластины (в) для традиционной (1) и новой (2) трибологической схем

Для сравнения степени влияния различных параметров на потери мощности на трение в несмазываемом роторно-пластинчатом компрессоре с новой трибологической схемой выполнено ранжирование. Принят следующий энергетический критерий ранжирования:

$$k_{\text{Эн}} = \frac{N_{\text{тр}}^2}{N_{\text{тр}}^1},$$

где $N_{\text{тр}}^2$, $N_{\text{тр}}^1$ — потери мощности на трение при двукратном увеличении значения фактора и при его исходном значении.

Наивысший ранг соответствует фактору, оказывающему наибольшее влияние на потери мощности на трение. При ранжировании приняты следующие диапазоны изменения факторов: $n = 2000 \dots 4000$ об/мин; $\varepsilon = 3 \dots 6$; $D = 0,1 \dots 0,2$ м; $L = 0,05 \dots 0,1$ м; $e = 0,005 \dots 0,01$ м; $\mu_{\text{тр}} = 0,1 \dots 0,2$; $\rho = 1500 \dots 3000$ кг/м^3 ; $b_{\text{п}} = 3 \dots 6$ мм; $z = 6 \dots 12$. Результаты ранжирования факторов приведены в таблице.

В результате ранжирования установлено, что наибольшее влияние на потери мощности на трение в ступени оказывают частота вращения ротора, конструктивные параметры цилиндра и фрикционные свойства материала пластин. Таким образом, расчетно-параметрический анализ влияния ре-

жимных и конструктивных параметров несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора с новой трибологической схемой на потери мощности на трение в рабочей камере позволяет сделать следующие выводы.

1. Суммарные потери энергии на трение в компрессорной ступени несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора с новой трибологической схемой в среднем в 10 раз меньше, чем в компрессорной ступени традиционного роторно-пластинчатого компрессора, при этом потери энергии в пазу ротора меньше на 20...30 %, а на элементах статора — в 16–20 раз.

2. Потерями мощности на трение в разгрузочных подшипниках новой компрессорной ступени несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора можно пренебречь, поскольку они не превышают 2,5 % суммарных потерь мощности на трение в компрессорной ступени.

3. Потери мощности на трение в пазу ротора новой компрессорной ступени несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора составляют 30...50 % суммарных потерь мощности на трение в компрессорной ступени; для традиционной конструкции такие потери составляют 3...7 %.

4. Основным фактором, определяющим снижение потерь мощности на трение, для новой компрессорной ступени являются малые значения относительной скорости скольжения выступов пластин в разгрузочных подшипниках, которые в диапазоне частот вращения ротора 2000...4000 об/мин составляют 1...2 м/с; для компрессорной ступени роторно-пластинчатого компрессора традиционного исполнения — 10...20 м/с при прочих равных конструктивных и режимных параметрах.

5. Некомпенсированная нормальная сила, действующая на разгрузочный подшипник со стороны уплотнительных пластин рабочей камеры, незначительна и не превышает 15 % нормальной силы, действующей на одну пластину.

6. Для снижения потерь мощности на трение для заданных режимов работы необходимо обеспечить конструктивные параметры компрессорной ступени в следующем приоритетном порядке: наименьшие значения относительного эксцентриситета, относительной длины цилиндра и его диаметра.

Анализ сил, действующих на уплотнительные пластины несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора. Результаты расчета силы реакции, действующей вдоль пластины в несмазываемом роторно-пластинчатом компрессоре, от геометрических размеров и соотношений для новой и традиционной трибологических схем исполнения приведены на рис. 9.

Результаты ранжирования факторов по энергетическому критерию

Параметр	Параметры ступени						Конструктивные параметры пластины		
	Режимные		Конструктивные						
Фактор	n	ε	D	L	e	z	μ_1	ρ	$b_{\text{п}}$
$k_{\text{ЭН}}$	6,5	1,4	1,6	2	3,6	1,6	2	1,6	1,6
Ранг	5	1	2	3	4	2	3	2	2

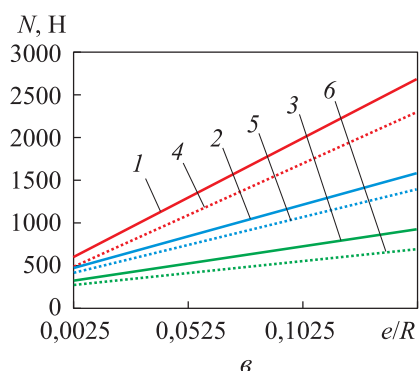
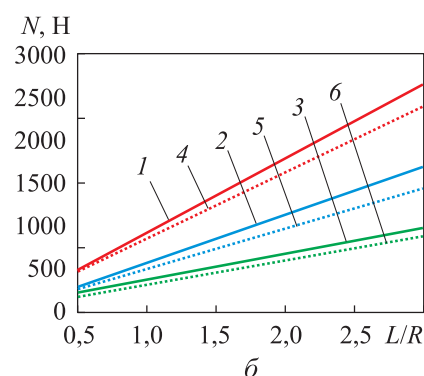
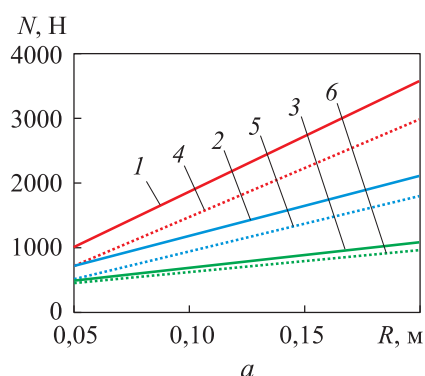


Рис. 9. Зависимость силы реакции, действующей вдоль пластины в несмазываемом роторно-пластинчатом компрессоре с новой (1–3) и традиционной (4–6) трибологической схемой исполнения при $n = 4000$ (1, 4), 3000 (2, 5), 2000 об/мин (3, 6):
 a — от радиуса цилиндра ($e = 0,01$ м; $L = 0,2$ м; $z = 8$); b — от относительной длины цилиндра ($e/R = 1$; $R = 0,1$ м; $z = 8$); $в$ — от относительного эксцентриситета ($L/R = 2$; $R = 0,1$ м; $z = 8$)

В результате анализа сил реакций N , действующих со стороны разгрузочных подшипников на пластины, установлено, что для нового исполнения роторно-пластинчатого компрессора в целом данные силы меньше по сравнению с традиционным исполнением. Уменьшение силы реакции N , действующей вдоль пластины при частоте вращения ротора 3000 об/мин, в среднем составляет 15 %. Силы реакции R_1 для роторно-пластинчатых компрессоров с традиционной и новой трибологической схемами в целом имеют сопоставимые значения. Значения силы реакции R_2 для компрессора с новой трибологической схемой исполнения меньше на 20...30 % по сравнению с компрессором с традиционной схемой исполнения.

Заключение. Выполнен анализ нагрузочно-скоростных режимов работы и потерь мощности на трение в трибосопряжениях рабочей камеры несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора с новой трибологической схемой исполнения на базе разработанной математической модели. Математическая модель базируется на известных соотношениях и вновь выведенных уравнениях, определяющих силы реакции и скорости относительного скольжения в узлах трения рабочей камеры компрессора. Определено, что потери мощности на трение в разгрузочных подшипниках незначительны и ими можно в общем случае пренебречь. Результирующая сила, действующая со стороны всех уплотнительных пластин на разгрузочный подшипник, незначительна и не превышает 15 % силы, действующей со стороны одной пластины.

Применение новой трибологической схемы для роторно-пластинчатого компрессора позволило на ~ 15 % уменьшить силу реакции, действующую вдоль пластины, и на 20...30 % силу реакции, действующую на кромку пластины в пазу ротора.

Суммарные потери мощности на трение в рабочей камере нового несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора в ~ 10 раз меньше, чем в традиционном несмазываемом роторно-пластинчатом компрессоре; потери мощности в пазу ротора меньше на 20...30 %, а на элементах статора — в 16...20 раз. Установлено, что потери мощности на трение в пазу ротора новой несмазываемой компрессорной ступени составляют 30...50 % суммарных потерь мощности на трение в ступени. Средние скорости скольжения в трибосопряжениях рабочей камеры роторно-пластинчатого компрессора с новой трибологической схемой исполнения не более 3 м/с, что обеспечивает возможность применения в качестве материалов уплотнительных пластин полимерных композиционных материалов, которые по сравнению с традиционно применяемыми графитовыми материалами имеют значительно более высокие фрикционно-износные свойства.

В целом применение новой трибологической схемы с уплотнительными пластинами, которые выступами опираются на разгрузочные подшипники качения, размещенные в торцевых крышках цилиндра, позволит значительно снизить потери мощности на трение и увеличить ресурс узлов трения рабочей камеры роторно-пластинчатого компрессора.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Bianchi G., Rane S., Fatigati F., et al. Numerical CFD simulations and indicated pressure measurements on a sliding vane expander for heat to power conversion applications. *Designs*, 2019, vol. 3, no. 3, art. 31. DOI: <https://doi.org/10.3390/designs3030031>

- [2] Jeon H.G., Oh S.D., Lee Y.Z. Friction and wear of the lubricated vane and roller materials in a carbon dioxide refrigerant. *Wear*, 2009, vol. 267, no. 5-8, pp. 1252–1256. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.12.097>
- [3] Aradau D., Costiuc L. Friction power in sliding vane type rotary compressors. *International Compressor Engineering Conference*, 1996, art. 1357, pp. 907–911.
- [4] Hu Y., Xu J., Wan P., et al. A study on novel high efficiency vane compressor. *International Compressor Engineering Conference*, 2018, art. 2601.
- [5] Vodicka V., Novotny V., Mascuch J. Wear behaviour of vanes for a rotary vane expander with various graphite materials under dry sliding conditions. *Acta Polytech.*, 2018, vol. 58, no. 5, pp. 315–322. DOI: <https://doi.org/10.14311/AP.2018.58.0315>
- [6] Davim J.P., Cardoso R. Effect of the reinforcement (carbon or glass fibres) on friction and wear behaviour of the PEEK against steel surface at long dry sliding. *Wear*, 2009, vol. 266, no. 7-8, pp. 795–799. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.11.003>
- [7] Elliott D.M., Fisher J., Clark D.T. Effect of counterface surface roughness and its evolution on the wear and friction of PEEK and PEEK-bonded carbon fibre composites on stainless steel. *Wear*, 1998, vol. 217, no. 2, pp. 288–296. DOI: [https://doi.org/10.1016/s0043-1648\(98\)00148-3](https://doi.org/10.1016/s0043-1648(98)00148-3)
- [8] Orosz J., Kemp G., Bradshaw C. Performance and operating characteristics of a novel rotating spool compressor. *International Compressor Engineering Conference*, 2012, art. 2078.
- [9] Bradshaw C., Orosz J., Kemp G., et al. Loss analysis of a rotating spool compressor based on high-speed pressure measurements. *International Compressor Engineering Conference*, 2014, art. 2271.
- [10] Choo W.C., Ooi K.T. Analysis of the novel multi-vane revolving vane compressor — investigation of vane chattering phenomenon through instantaneous working chamber pressure measurements. *Int. J. Refrig.*, 2022, vol. 134, pp. 207–218. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.11.020>
- [11] Choo W.C., Ooi K.T. Analysis of the novel multi-vane revolving vane compressor — theoretical modelling and experimental investigations. *Int. J. Refrig.*, 2021, vol. 131, pp. 592–603. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.08.004>
- [12] Wang J., Liu Y., Chen Z., et al. Geometric model and pressurization analysis on a novel sliding vane compressor with an asymmetrical cylinder profile. *Int. J. Refrig.*, 2021, vol. 129, pp. 175–183. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.04.032>
- [13] Sarip A.R., Musa M.N. Theoretical study of a novel multi vane rotary compressor. *International Compressor Engineering Conference*, 2012, art. 2094.
- [14] Дроздов А.А., ред. Компрессорное оборудование и ГТУ для газотранспортной системы. *Сб. тр. конф.* СПб., Политех-Пресс, 2023. DOI: <https://doi.org/10.18720/SPBPU/2/i23-275>
- [15] Shakya P., Ooi K.T. Introduction to coupled vane compressor: mathematical modelling with validation. *Int. J. Refrig.*, 2020, vol. 117, pp. 23–32. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.01.027>

- [16] Kim R.H., Kim T.O., Chan W.K. Experimental study of an oil-free swing vane compressor. *Int. J. Refrig.*, 2022, vol. 134, pp. 95–104.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.11.028>
- [17] Kuan T.A., Ooi K.T. Leakage study of a lubricant-free revolving vane compressor. *Int. J. Refrig.*, 2021, vol. 124, pp. 122–133. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.12.017>
- [18] Ye F., Bianchi G., Rane S., et al. Analytical grid generation and numerical assessment of tip leakage flows in sliding vane rotary machines. *Adv. Eng. Softw.*, 2021, vol. 159, art. 103030. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2021.103030>
- [19] Wu J., Li J. Effect of part deformation on performance of a rotary compressor using propane under high temperature. *Appl. Therm. Eng.*, 2021, vol. 194, art. 117145.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117145>
- [20] Райковский Н.А., Чернов Г.И., Калашников А.М. Математическое моделирование роторно-пластинчатых компрессоров с учетом взаимного влияния трибологических и режимных параметров. *Трение и износ*, 2023, т. 44, № 2, с. 167–179.
DOI: <https://doi.org/10.32864/0202-4977-2023-44-2-167-179>
- [21] Raykovskiy N.A., Chernov G.I., Evdokimov V.S., et al. Power loss analysis in a new oil-free rotary vane compressor: experimental investigation and mathematical modeling. *Int. J. Refrig.*, 2024, vol. 160, pp. 298–311.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2024.01.027>

Калашников Александр Михайлович — старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ (Российская Федерация, 644050, г. Омск, пр-т Мира, д. 11).

Райковский Николай Анатольевич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ (Российская Федерация, 644050, г. Омск, пр-т Мира, д. 11).

Садвакасов Даурен Хайринович — ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ (Российская Федерация, 644050, г. Омск, пр-т Мира, д. 11).

Чернов Герман Игоревич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ (Российская Федерация, 644050, г. Омск, пр-т Мира, д. 11).

Евдокимов Владимир Сергеевич — старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ (Российская Федерация, 644050, г. Омск, пр-т Мира, д. 11).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Калашников А.М., Райковский Н.А., Садвакасов Д.Х. и др. Теоретическое исследование нагрузочно-скоростных и энергетических характеристик уплотнений рабочей камеры несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора с новой трибологической схемой. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2025, № 2 (153), с. 84–103. EDN: PECXBK

**THEORETICAL STUDY OF THE LOAD-SPEED AND ENERGY
CHARACTERISTICS OF THE WORKING CHAMBER SEALS
IN THE UNLUBRICATED ROTARY VANE COMPRESSOR
WITH A NEW TRIBOLOGICAL SCHEME**

A.M. Kalashnikov

N.A. Raikovskiy

D.Kh. Sadvakasov

G.I. Chernov

V.S. Evdokimov

kalashnikov_omgtu@mail.ru

n_raykovskiy@mail.ru

cool.sadvakasov@inbox.ru

gi_chernov2002@mail.ru

omgtu_evdokimov@mail.ru

OmSTU, Omsk, Russian Federation

Abstract

The paper presents results of analyzing the load-speed operating modes and friction power losses in the working chamber tribo-couplings of the unlubricated rotary vane compressor with a new tribological scheme based on the developed mathematical model. It determines that the total friction power losses in the unlubricated compressor stage with the new tribological scheme are on average 10 times less than losses in a compressor stage of traditional design. The paper shows that the friction energy losses in the rotor slot of the unlubricated compressor stage with the new tribological scheme amount to 30–50 % of the total friction energy losses in the stage; and the friction power losses in the unloading rolling bearings amount to less than 2.5 % of the total friction power losses in the unlubricated compressor stage. Application of the new tribological scheme makes it possible to reduce the reaction forces acting along the plate and on the plate edge in the rotor slot by an average of 15 and 20–30 %. Average sliding speeds in the tribo-couplings of new design are no more than 3 m/s, which allows using the advanced polymer composite materials as the plate sealing materials. Rotor speed frequency, cylinder design parameters and antifriction properties of the sealing plate material have the highest impact on the power and load-speed operation modes of the working chamber friction units

Keywords

Mathematical model, rotary vane compressor, tribological scheme, friction power losses, load-speed characteristics

Received 15.04.2024

Accepted 08.10.2024

© Author(s), 2025

REFERENCES

- [1] Bianchi G., Rane S., Fatigati F., et al. Numerical CFD simulations and indicated pressure measurements on a sliding vane expander for heat to power conversion applications. *Designs*, 2019, vol. 3, no. 3, art. 31. DOI: <https://doi.org/10.3390/designs3030031>
- [2] Jeon H.G., Oh S.D., Lee Y.Z. Friction and wear of the lubricated vane and roller materials in a carbon dioxide refrigerant. *Wear*, 2009, vol. 267, no. 5-8, pp. 1252–1256. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.12.097>
- [3] Aradau D., Costiuc L. Friction power in sliding vane type rotary compressors. *International Compressor Engineering Conference*, 1996, art. 1357, pp. 907–911.
- [4] Hu Y., Xu J., Wan P., et al. A study on novel high efficiency vane compressor. *International Compressor Engineering Conference*, 2018, art. 2601.
- [5] Vodicka V., Novotny V., Mascuch J. Wear behaviour of vanes for a rotary vane expander with various graphite materials under dry sliding conditions. *Acta Polytech.*, 2018, vol. 58, no. 5, pp. 315–322. DOI: <https://doi.org/10.14311/AP.2018.58.0315>
- [6] Davim J.P., Cardoso R. Effect of the reinforcement (carbon or glass fibres) on friction and wear behaviour of the PEEK against steel surface at long dry sliding. *Wear*, 2009, vol. 266, no. 7-8, pp. 795–799. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.11.003>
- [7] Elliott D.M., Fisher J., Clark D.T. Effect of counterface surface roughness and its evolution on the wear and friction of PEEK and PEEK-bonded carbon fibre composites on stainless steel. *Wear*, 1998, vol. 217, no. 2, pp. 288–296. DOI: [https://doi.org/10.1016/s0043-1648\(98\)00148-3](https://doi.org/10.1016/s0043-1648(98)00148-3)
- [8] Orosz J., Kemp G., Bradshaw C. Performance and operating characteristics of a novel rotating spool compressor. *International Compressor Engineering Conference*, 2012, art. 2078.
- [9] Bradshaw C., Orosz J., Kemp G., et al. Loss analysis of a rotating spool compressor based on high-speed pressure measurements. *International Compressor Engineering Conference*, 2014, art. 2271.
- [10] Choo W.C., Ooi K.T. Analysis of the novel multi-vane revolving vane compressor — investigation of vane chattering phenomenon through instantaneous working chamber pressure measurements. *Int. J. Refrig.*, 2022, vol. 134, pp. 207–218. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.11.020>
- [11] Choo W.C., Ooi K.T. Analysis of the novel multi-vane revolving vane compressor — theoretical modelling and experimental investigations. *Int. J. Refrig.*, 2021, vol. 131, pp. 592–603. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.08.004>
- [12] Wang J., Liu Y., Chen Z., et al. Geometric model and pressurization analysis on a novel sliding vane compressor with an asymmetrical cylinder profile. *Int. J. Refrig.*, 2021, vol. 129, pp. 175–183. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.04.032>
- [13] Sarip A.R., Musa M.N. Theoretical study of a novel multi vane rotary compressor. *International Compressor Engineering Conference*, 2012, art. 2094.

- [14] Drozdov A.A., ed. Kompressornoe oborudovanie i GTU dlya gazotransportnoy sistemy. *Sb. tr. konf.* [Compressor equipment and GTUs for the gas transportation system. Conf. Proc.]. St. Petersburg, Politekh-Press, 2023.
DOI: <https://doi.org/10.18720/SPBPU/2/i23-275>
- [15] Shakya P., Ooi K.T. Introduction to coupled vane compressor: mathematical modeling with validation. *Int. J. Refrig.*, 2020, vol. 117, pp. 23–32.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.01.027>
- [16] Kim R.H., Kim T.O., Chan W.K. Experimental study of an oil-free swing vane compressor. *Int. J. Refrig.*, 2022, vol. 134, pp. 95–104.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.11.028>
- [17] Kuan T.A., Ooi K.T. Leakage study of a lubricant-free revolving vane compressor. *Int. J. Refrig.*, 2021, vol. 124, pp. 122–133. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.12.017>
- [18] Ye F., Bianchi G., Rane S., et al. Analytical grid generation and numerical assessment of tip leakage flows in sliding vane rotary machines. *Adv. Eng. Softw.*, 2021, vol. 159, art. 103030. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2021.103030>
- [19] Wu J., Li J. Effect of part deformation on performance of a rotary compressor using propane under high temperature. *Appl. Therm. Eng.*, 2021, vol. 194, art. 117145.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117145>
- [20] Raykovskiy N.A., Chernov G.I., Kalashnikov A.M. Mathematical modeling of rotary vane compressors taking into account the mutual influence of tribological and operating parameters. *J. Frict. Wear*, 2023, vol. 44, no. 2, pp. 108–116.
DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068366623020101>
- [21] Raykovskiy N.A., Chernov G.I., Evdokimov V.S., et al. Power loss analysis in a new oil-free rotary vane compressor: experimental investigation and mathematical modeling. *Int. J. Refrig.*, 2024, vol. 160, pp. 298–311.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2024.01.027>

Kalashnikov A.M. — Senior Lecturer, Department of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology, OmSTU (Mira prospekt 11, Omsk, 644050 Russian Federation).

Raikovskiy N.A. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology, OmSTU (Mira prospekt 11, Omsk, 644050 Russian Federation).

Sadvakasov D.Kh. — Assistant, Department of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology, OmSTU (Mira prospekt 11, Omsk, 644050 Russian Federation).

Chernov G.I. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology, OmSTU (Mira prospekt 11, Omsk, 644050 Russian Federation).

Evdokimov V.S. — Senior Lecturer, Department of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology, OmSTU (Mira prospekt 11, Omsk, 644050 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Kalashnikov A.M., Raikovskiy N.A., Sadvakasov D.Kh., et al. Theoretical study of the load-speed and energy characteristics of the working chamber seals in the unlubricated rotary vane compressor with a new tribological scheme. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2025, no. 2 (153), pp. 84–103 (in Russ.). EDN: PECXBK