

УДК 621.822.2: 519.63

doi: 10.18698/0536-1044-2024-01-77-89

# Картина тепловых потоков упорного подшипника скольжения

**Н.В. Соколов<sup>1</sup>, П.Е. Федотов<sup>2</sup>**<sup>1</sup> Казанский национальный исследовательский технологический университет<sup>2</sup> Институт вычислительной математики и информационных технологий

## Heat flow pattern of the plain thrust bearing

**N.V. Sokolov<sup>1</sup>, P.E. Fedotov<sup>2</sup>**<sup>1</sup> Kazan National Research Technological University<sup>2</sup> Institute of Computational Mathematics and Information Technologies

С помощью разработанной программы Sm2Px3Tхт получена картина распределения тепловых потоков в среднем сечении рабочей подушки, смазочного и пограничного слоев и упорного диска, являющихся конструктивными элементами упорного подшипника скольжения. Описаны основы периодического термоупругогидродинамического математического моделирования, теплового баланса и физических процессов функционирования упорного подшипника в рабочем режиме. Выполнено сравнение конвективного и кондуктивного тепловых потоков подшипника при изменении частоты вращения диска и высоты рабочего зазора. Выявлена необходимость учета теплообмена рабочего объема смазки с границами подушки и упорного диска при моделировании подшипника скольжения.

**Ключевые слова:** упорный подшипник, смазочный слой, неподвижная подушка, упорный диск, тепловой поток, конвективный теплообмен

The developed Sm2Px3Tхт program was used to obtain the heat flow distribution pattern in the working cushion middle section, lubricating and boundary layers and the thrust disc, which are structural elements of the plain thrust bearing with fixed cushions of the centrifugal or screw compressor. The paper provides fundamental description of the periodic thermoelastic hydrodynamic mathematical simulation, thermal balance and physical processes in the thrust bearing operation mode. The bearing convective and conductive heat flows were compared at alteration of the disk rotation speed and the working load height. The need was identified to take into account heat exchange between the lubricant working volume and the pad and disk boundaries in simulating the plain bearing.

**Keywords:** thrust bearing, lubricating layer, fixed pad, thrust disc, heat flow, convective heat transfer

Упорные подшипники скольжения (УПС) с неподвижными подушками (НП) получили широкое применение в компрессорном оборудовании для уменьшения трения и износа между статорными и подвижными частями конструкции, восприятия осевых нагрузок и/или осевой фиксации роторов в процессе работы, в том числе при переходных режимах. Их отличают малые габаритные размеры, простота изготовления и удобство при техническом обслуживании.

Классическая конструкция УПС состоит из двух элементов (рис. 1): цельного подпятника с профилированной фиксированной рабочей поверхностью и упорного диска (УД) 6, передающего осевую нагрузку от ротора 7 к статору компрессора [1]. УД ротора, представляющий собой вращающуюся с заданной частотой гладкую поверхность определенной толщины, является единственным элементом, передающим энергию смазочному слою.

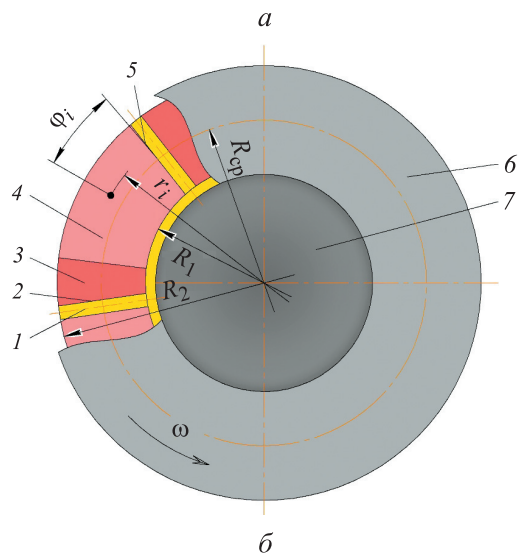
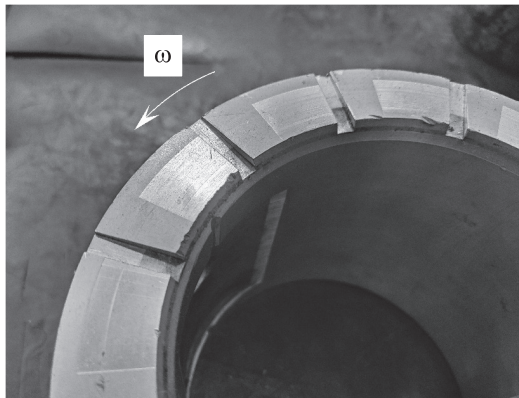


Рис. 1. Внешний вид УПС со сколами после эксплуатации (а) и конструктивная схема УПС (б):  
1 — маслоподающий межподушечный канал;  
2 и 5 — выходная и входная кромки; 3 и 4 — плоская и клиновидная части НП; 6 — УД; 7 — ротор

На рабочей поверхности цельного подпятника находится ряд неподвижных идентичных НП 3 и 4 секторной формы, заданного профиля и глубины, распределенных равномерно по окружности и разделенных маслоподающими межподушечными каналами (далее МПК) 1. Радиальная и угловая координаты произвольной  $i$ -й точки смазочного и пограничного слоев обозначены через  $r_i$  и  $\varphi_i$ , необходимые для вычисления полей скоростей, температур и давления.

Осевая нагрузка на УПС может возникнуть вследствие перепада давления компримируемого газа на рабочих ступенях центробежного компрессора или между сторонами нагнетания и всасывания винтового компрессора высокого давления, а также под действием осевой составляющей силы от косозубого зубчатого зацепления.

Подушки 3, как правило, представляют собой поверхность с клинообразующим скосом и плоской площадкой (рис. 2). Такая конструкция способна выдерживать нагрузку до 2,8 МПа и окружную скорость  $U$  до 120 м/с [2]. Скос формируется от передней кромки НП до некоторого места вблизи задней кромки.

По результатам расчетов оптимальная точка перехода с клиновидной части 1 НП на плоскую 2, при которой несущая способность  $P$  будет

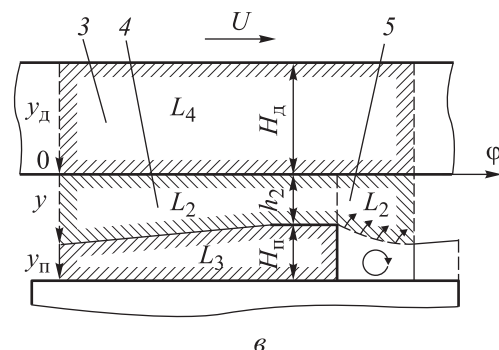
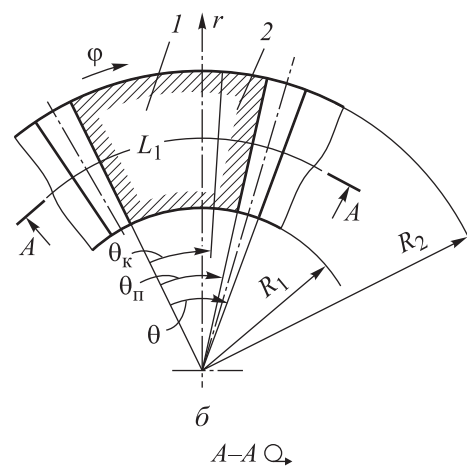
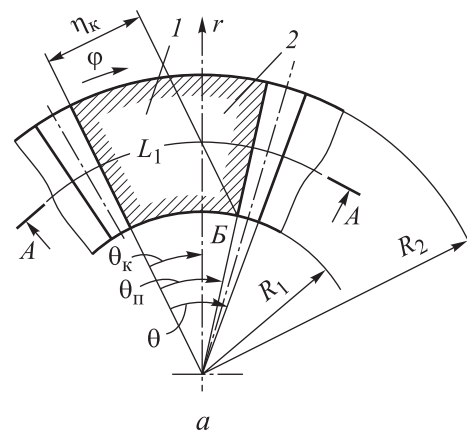


Рис. 2. Расчетные схемы УПС:  
а — профиль НП со скосом, параллельным МПК;  
б — профиль НП с винтовой поверхностью;  
в — разрез вдоль среднего радиуса;  
1 и 2 — клиновидная и плоская части НП; 3 — УД;  
4 и 5 — смазочный и пограничный слой

максимальной, в случае винтовой поверхности (рис. 2, б) определена как  $\theta_k = 0,75\theta_n$  [3], где  $\theta_k$  и  $\theta_n$  — угловые протяженности скоса и НП. Для поверхности со скосом, параллельным МПК (рис. 2, а), линия перехода должна находиться вблизи точки Б [4]. Для этой поверхности через  $\eta_k$  и  $\varphi_k$  обозначены ширина скоса и угловая координата линии перехода соответственно.

Если клиновидная часть отвечает за создание гидродинамического давления, то плоская часть вблизи задней кромки НП обеспечивает движение УД ротора компрессора при пуске, а также облегчает выход режущего инструмента при фрезеровании. Конструкция УПС, как правило, является нереверсивной (однонаправленной) и не выдерживает высокую нагрузку при изменении направления вращения УД на противоположное.

УПС с НП имеют некоторые ограничения. Для обеспечения нормального функционирования УПС должна соблюдаться параллельность «зеркала» УД и рабочих поверхностей подпятника, чтобы нагрузка равномерно распределялась между всеми НП. Для этого осевое биение УД и перекос подпятника должны быть минимизированы.

Так, согласно технической документации АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (г. Казань), остаточное торцевое биение УД ротора компрессора должно находиться в пределах 0,012...0,015 мм [5]. Также при больших отклонениях под действием осевой нагрузки возникает изгибающий момент, приложенный к УД и вращающийся вместе с ним, что приводит к колебаниям ротора.

При наличии углового смещения УД одни НП будут испытывать большую нагрузку, чем другие, и могут выходить из строя из-за высокой температуры или полужидкостного/граничного трения. УПС с НП неспособны компенсировать это смещение без дополнительных приспособлений. Еще одно ограничение в использовании этих подшипников заключается в том, что такой размер профиля рабочей поверхности, как глубина скоса  $\delta_{ск}$ , можно оптимизировать только для одного соотношения окружной скорости и нагрузки.

Цель работы — показать качественную картину распределения тепловых потоков рабочего режима УПС компрессора при периодическом термоупругогидродинамическом (ПТУГД) моделировании тепловых и гидродинамических

процессов. Также представляет интерес сравнение конвективной и кондуктивной составляющих и уровня диссипации общего теплового поля смазочного и пограничного слоев УПС при разных частоте вращения УД и высоте зазора.

**Постановка задачи.** Характеристики смазочного слоя и УПС в целом зависят от окружной скорости скольжения, осевой нагрузки, типа и температуры подачи смазочного материала, расхода и способа подачи смазки: направленной индивидуальной подачи или заполнения маслом корпуса с дросселированием на сливе.

Значение вязкости при температуре подачи смазки 35...45 °С на входе в зазор [1, 6] определяется классом вязкости по ISO 3488. Класс вязкости выбирают из условий работы компрессора и растворимости компримируемого газа в масле [7]. Для центробежных компрессоров используют масла класса вязкости ISO VG 32 (например, Тп-22С и Тп-22Б) или ISO VG 46 (Кп-8С).

Для винтовых компрессоров применяют масла класса вязкости от ISO VG 32 до ISO VG 150. В газовых винтовых компрессорах, как правило, используют масла класса вязкости ISO VG 68 (например, СРІ-1507-68), ISO VG 100 (СРІ-1507-100) и ISO VG 150 (СРІ-1516-150 и Klüber Summit NGSН-150). При этом полигликолевые масла высокой вязкости выбирают для компрессоров, перекачивающих жирные попутные нефтяные газы, так как вследствие абсорбции углеводородов вязкость масел в процессе эксплуатации быстро падает.

Из стандартного граничного условия прилипания смазка находится в неподвижном состоянии на поверхности НП и имеет высокую окружную скорость на поверхности УД. Высота зазора для УПС в зависимости от приложенной нагрузки составляет 20...80 мкм.

При таких условиях возникает неравномерность скоростей поперек слоя, что приводит к активному трению между слоями смазки в случае ламинарного режима течения (вязкий сдвиг), к выделению существенного количества теплоты вследствие необратимой диссипации механической энергии в тепловую и к значительному росту местной температуры.

Интенсивность этого внутреннего трения подчинена закону Ньютона — Петрова [8]: напряжение сдвига  $\tau = \mu(du/dy)$  возрастает с увеличением вязкости смазки  $\mu$ , повышением

окружной скорости УД  $U$  и уменьшением толщины слоя  $h$ . Возникающие при этом тепловые эффекты оказывают существенное влияние на характеристики УПС. Во-первых, вязкость применяемой смазки обычно экспоненциально снижается с ростом температуры [7]. Во-вторых, термическая деформация изменяет форму смазочного слоя, особенно для плоскопараллельных НП [3].

Следует отметить, что максимальная температура НП  $t_{\max}$  является важным эксплуатационным параметром, указывающим на исправность УПС. При работе УПС с баббитом допускаемая температура  $[t_{\max}]$  должна быть не выше  $110^\circ\text{C}$  [1], так как при температуре  $130^\circ\text{C}$  баббит под нагрузкой от гидродинамического давления может достичь предела текучести [9]. Игнорирование тепловых эффектов может привести к разрыву смазочного слоя и аварийному стиранию НП.

Разделом гидродинамической теории смазки, наиболее полно описывающим тепловое состояние УПС, является ПТУГД теория [3, 4]. Она позволяет рассматривать совместно протекающие гидродинамические и тепловые процессы в смазке и твердых телах УПС и получать более полную тепловую картину его работы, а следовательно, и более точные выходные данные.

Особенностью этой теории при постановке периодических тепловых граничных условий является прямой расчет распределения температур смазки во входном сечении смазочного слоя при координате  $\varphi = 0$  с учетом смешивания двух потоков смазки перед НП: нагретого потока с предыдущей НП, который перемещается под действием вращающегося УД, и свежей смазки с температурой  $t_0$  из МПК.

Такая постановка позволяет проводить расчет температур НП и УД с учетом теплообмена с внешней средой. Последнее особенно важно, так как УД выполняет функцию теплового аккумулятора, участвующего в перераспределении теплоты. При прохождении областей смазочного и пограничного слоев в процессе постепенного нагрева смазки по направлению вращения тепловой поток меняет направление от УД в смазочный слой и обратно [10]. При этом температура УД принимает некоторую осредненную постоянную величину. Численная реализация разработанной ПТУГД модели положена в основу программы расчетов Sm2Px3Tхт [11].

Наиболее экономичным и надежным способом повышения долговечности путем уменьшения износа является обеспечение жидкостного гидродинамического режима трения, который заключается в возникновении несущего смазочного слоя между трущимися поверхностями вследствие затягивания смазки в расположенный между ними гарантированный зазор.

Таким образом, основными условиями появления гидродинамического эффекта для исследуемых УПС являются сужающийся (конфузорный) зазор в направлении перемещения смазки, подвод смазки необходимого расхода и вязкости на входе в зазор и относительное скольжение с определенной скоростью одной из поверхностей, образующих смазочный слой [1, 5, 10].

Благодаря движению поверхности УД смазка увлекается в сужающийся клиновидный зазор, в результате чего давление в смазочном слое возрастает и уравнивает приложенную извне нагрузку. Распределение давления в смазочном слое области  $\bar{L}_1$  ( $-1 \leq \bar{r} \leq 1$ ;  $0 \leq \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_n$ ;  $0 \leq \bar{y} \leq 1$ ), показанной на рис. 2, а и б, в безразмерном (на что указывает знак «-» над величиной) нестационарном виде с учетом несжимаемости смазки, где плотность и вязкость смазки являются функциями всех трех координат, описывает уравнение Рейнольдса [12]

$$\begin{aligned} -\lambda^2 \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left[ (\sigma \bar{r} + 1) \bar{h}^3 \bar{f}_0 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right] - \frac{\partial}{\partial \bar{\varphi}} \left[ \frac{\bar{h}^3}{(\sigma \bar{r} + 1)} \bar{f}_0 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\varphi}} \right] = \\ = -\text{Re} \psi \sigma \lambda^2 \frac{\partial (\bar{h}^3 \bar{f}_1)}{\partial \bar{r}} + \bar{\omega} (\sigma \bar{r} + 1) \frac{\partial (\bar{h} \bar{f}_2)}{\partial \bar{\varphi}} + \\ \text{Sh} (\sigma \bar{r} + 1) \bar{A}. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь  $\bar{r}$ ,  $\bar{\varphi}$ ,  $\bar{y}$  — безразмерные координаты;  $\bar{\theta}_n$  — безразмерная угловая протяженность НП;  $\lambda$  и  $\sigma$  — относительные длина и ширина (кривизна) подушки;  $\bar{h}$  — безразмерная толщина слоя,  $\bar{h} = h/h_{20}$  ( $h_{20}$  — высота зазора на выходе из смазочного слоя, которая также является началом координат при перемещении диска);  $\bar{f}_0$ ,  $\bar{f}_1$ ,  $\bar{f}_2$  — функции, учитывающие переменность вязкости смазки по толщине слоя;  $\bar{p}$  — местное безразмерное давление;  $\text{Re}$  — число Рейнольдса;  $\psi$  — относительная толщина смазочного слоя;  $\bar{\omega}$  — безразмерная угловая скорость УД,  $\bar{\omega} = \omega/\omega_*$  ( $\omega_*$  — характерная угловая скорость (как правило, максимальная при ее изменении);  $\text{Sh}$  — число Струхала;  $\bar{A}$  — нестационарный множитель,

$$\bar{A} = \frac{\partial}{\partial \bar{\tau}} \left( \bar{h} \int_0^1 \bar{\rho} d\bar{y} \right) - \bar{\rho}_{\bar{y}=1} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\tau}},$$

где  $\bar{\rho}$  — безразмерная плотность смазки,  $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$  ( $\rho_0$  — плотность смазки на входе в МПК);  $\bar{\tau}$  — безразмерное время,  $\bar{\tau} = \tau/\tau_0$  ( $\tau_0$  — характерное время (время одного оборота УД),  $\tau_0 = 2\pi/\omega$ ).

Правая часть уравнения (1) — источник, первый член в его левой части — градиент радиального давления, второй — градиент окружного давления.

Местное безразмерное давление определяется выражением

$$\bar{p} = p h_{20}^2 / (\mu_0 \omega_* R_{cp}^2 \theta),$$

где  $p$  — местное размерное давление;  $\mu_0$  — вязкость смазки на входе в МПК;  $R_{cp} = (R_2 + R_1)/2$  — средний радиус УПС;  $\theta$  — угловая протяженность элемента периодичности УПС — подушки с МПК (см. рис. 2, а и б).

Возникающая в смазочном слое за счет вязкого сдвига слоев теплота рассеивается во все окружающие ее направления, в том числе за счет конвективного потока по направлению вращения УД в виде боковых утечек, за счет теплопроводности при взаимодействии с НП и УД. Для адекватного описания картины распределения тепловых потоков в смазочном слое, теле НП и УД для каждой области необходимо ввести собственное уравнение распределения теплоты.

Уравнение энергии, описывающее трехмерное нестационарное распределение температуры в смазочном и пограничном слоях области  $L_2$  ( $R_1 \leq r \leq R_2$ ;  $0 \leq \varphi \leq \theta_n$ ;  $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$ ;  $0 \leq y \leq h$ ), показанной на рис. 2, в, с учетом направлений распространения тепловых потоков, имеет следующий дивергентный вид [6, 12]:

$$c_p \frac{\partial(\rho t)}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (c_p \rho r V_r t) + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( c_p \rho V_y t - \lambda_m \frac{\partial t}{\partial y} \right) = \mu \left[ \left( \frac{\partial V_\varphi}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial V_r}{\partial y} \right)^2 \right]. \quad (2)$$

где  $c_p$  и  $\lambda_m$  — изобарная теплоемкость и теплопроводность смазки;  $r, \varphi$  — координаты;  $\rho$  — плотность смазки;  $t$  — местная температура;  $V_r, V_\varphi$  и  $V_y$  — скорости смазки в направлении координаты  $r, \varphi$  и  $y$  соответственно.

Правая часть уравнения (2) отражает диссипацию, первое слагаемое в его левой части — локальное изменение теплового потока, второе,

третье и четвертое — распространение теплового потока в направлении координаты  $r, \varphi$  и  $y$  соответственно.

Уравнение (2) необходимо дополнить граничным условием равенства температур и тепловых потоков при  $\varphi = 0, R_1 \leq r \leq R_2, 0 \leq y \leq h_1$

$$t|_{\varphi=0} = t|_{\varphi=\theta}; \quad \left( \frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=0} = \left( \frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=\theta}. \quad (3)$$

Здесь  $R_1$  и  $R_2$  — внутренний и внешний радиусы УПС;  $h_1$  — высота зазора на входе в смазочный слой.

Численная реализация при сеточной аппроксимации происходила в безразмерном виде после преобразования уравнения энергии с использованием безразмерной местной температуры

$$\bar{t} = c_{p0} \rho_0 h_{20}^2 (t - t_0) / (\mu_0 \omega_* R_{cp}^2 \theta)$$

и координаты, позволяющей рассматривать область  $\bar{L}_2$  в прямоугольном виде,

$$\bar{y} = y / (h_2 \bar{h}),$$

где  $c_{p0}$  — изобарная теплоемкость смазки на входе в МПК.

Для определения распределения температуры в теле НП и УД применены уравнения теплопроводности, представляющие собой уравнение энергии без полного учета конвективного теплообмена. Уравнение, описывающее трехмерное распределение температуры в теле НП  $T_n$  области  $L_3$  ( $R_1 \leq r \leq R_2, 0 \leq \varphi \leq \theta_n, 0 \leq y_n \leq H_n$ ), показанной на рис. 2, в, имеет следующий нестационарный вид [12]:

$$c_n \rho_n \frac{\partial T_n}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y_n} \left( \lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial y_n} \right), \quad (4)$$

где  $c_n$  и  $\lambda_n$  — коэффициенты теплоемкости и теплопроводности НП;  $\rho_n$  — плотность материала НП.

Трехмерное уравнение теплопроводности в теле УД области  $L_4$  ( $R_1 \leq r \leq R_2, 0 \leq \varphi \leq \theta, 0 \leq y_n \leq H_n$ ), показанной на рис. 2, в, имеет аналогичный вид, но с учетом переноса теплоты за счет конвекции при вращении УД.

Сеточная аппроксимация уравнений теплопроводности НП (4) и УД при численной реализации также происходила в безразмерном

виде после преобразования уравнений теплопроводности с использованием безразмерной температуры

$$\bar{T}_{п.д} = c\rho_0 h_{20}^2 (T_{п.д} - t_0) / (\mu_0 \omega_* R_{ср}^2 \theta)$$

и координаты

$$\bar{y}_{п.д} = y_{п.д} / H_{п.д},$$

где  $H_{п.д}$  — толщина НП или УД.

Уравнения энергии (2) связаны с уравнениями теплопроводности НП и УД граничными условиями сопряжения, представляющими собой равенство температур и тепловых потоков на границе разделов областей  $\bar{L}_2$  и  $\bar{L}_3$ ,  $\bar{L}_2$  и  $\bar{L}_4$ .

С использованием программы Sm2Pх3Tхт представлено описание распределения температур на среднем радиусе УПС по областям  $\bar{L}_2$ ,  $\bar{L}_3$ ,  $\bar{L}_4$ , соотношение между конвективным и кондуктивным переносами теплоты в смазочном слое НП области  $\bar{L}_1$  при разных значениях толщины слоя  $h$  и частоты вращения ротора  $n$ .

Более подробное описание численно реализованной трехмерной нестационарной математической модели ПТУГД теории УПС с НП центробежного или винтового компрессора с граничными условиями, особенностями численной реализации и некоторых гидродинамических и тепловых процессов приведено в статьях [6, 12, 13].

**Тепловой баланс.** Дополнительно введено условие теплового баланса для смазочного и пограничного слоев УПС: суммарный тепловой поток при стационарном режиме работы должен оставаться неизменным, т. е. вся теплота, подведенная к УПС или вырабатываемая в смазке посредством диссипации, должна быть равна отводимой от смазки теплоты (что является выражением закона о сохранении энергии [14]). Это условие повышает адекватность тепловой постановки задачи на соответствие физике реального процесса работы УПС.

Сеточная схема при численной реализации приведена в статьях [6, 13, 15]. Учитывая описание этого численного решения, для простоты центральную точку на элементе  $K$  обозначим через  $x_c$  [13]. Для обозначения точек, расположенных слева и справа от  $x_c$  в направлении  $r$ ,  $\phi$ ,  $y$ , будем использовать индексы «rl», «fl», «yl» ( $x_{rl}$ ,  $x_{\phi l}$ ,  $x_{yl}$ ) и «rr», «fr», «yr» ( $x_{rr}$ ,  $x_{\phi r}$ ,  $x_{yr}$ ) соответственно. Аналогичную индексацию введем для сторон элемента разбиения.

Для каждого элемента  $K$  значение на границе обозначено индексами  $x_{e_{jl}}$ ,  $x_{e_{jr}}$ , которые выражают значения функции температуры на границах по направлению  $j \in \{r, \phi, y\}$  слева и справа от направления оси. Точки  $x_{e_{yl}}$  и  $x_{e_{yr}}$  обозначены соответственно через  $z_l$  и  $z_r$  на элементах  $K$ , примыкающих к границе расчетной области по направлению  $y$ .

Чтобы получить выражения, определяющие тепловые потоки, в сеточное уравнение добавим пробную функцию  $w_h$ , равную единице на всей внутренней части области  $\bar{L}_2^h$  и нулю вблизи границ. Интегралы будем аппроксимировать квадратурой центральных прямоугольников на элементах, не прилегающих к границе  $\Gamma_y$ , и квадратурой трапеций в ином случае.

Тогда в суммах сеточного уравнения будут встречаться взаимно сокращающиеся слагаемые  $u_h(x_c)V_j^-(x_{e_{jr}}) - u_h(x_c)V_j^+(x_{e_{jr}})$ , а также  $q_j(x_{jr}) - q_j(x_{jr})$ , где  $u_h$  — сеточная аппроксимация температуры  $t$ ;  $V_j^-$  и  $V_j^+$  — отрицательная и положительные составляющие скорости  $V$  по направлению  $j \in \{r, \phi, y\}$ ;  $q_j$  — сеточная аппроксимация кондуктивной составляющей [15]. Такие слагаемые встречаются у всех конечных элементов, кроме тех, которые находятся вблизи граничных.

В соответствии с этим сеточное уравнение принимает вид

$$\begin{aligned} & \sum_{K \in \mathcal{S}_c} \mu(K) \alpha_{kv} b(x_c) (\rho u_h)_\tau(x_c) + \\ & + \sum_{j \in \{r, \phi\}} \left( \sum_{K \in \mathcal{S}_{jl}} \mu(\gamma_j) [u_h(x_c)V_j^-(x_{e_{jl}}) - u_h(x_{jl})V_j^+(x_{e_{jl}})] + \right. \\ & \left. + \sum_{K \in \mathcal{S}_{jr}} \mu(\gamma_j) [u_h(x_c)V_j^+(x_{e_{jr}}) - u_h(x_{jr})V_j^-(x_{e_{jr}})] \right) + \\ & + \sum_{K \in \mathcal{S}_{yl}} \mu(\gamma_y) \left[ \frac{u_h(z_l)V_y(x_{e_{yl}}) + u_h(z_r)V_y(x_{e_{yr}})}{2} \right] + \\ & + \sum_{K \in \mathcal{S}_{yr}} \mu(\gamma_y) \left[ \frac{u_h(z_l)V_y(x_{e_{yl}}) + u_h(z_r)V_y(x_{e_{yr}})}{2} \right] + \\ & + \sum_{K \in \mathcal{S}_{\phi l}} \mu(\gamma_\phi) q_\phi(x_c) - \sum_{K \in \mathcal{S}_{\phi r}} \mu(\gamma_\phi) q_\phi(x_{\phi r}) + \\ & + \sum_{K \in \mathcal{S}_{yl}} \mu(\gamma_y) \frac{q_y(z_r) + q_y(z_l)}{2} - \\ & - \sum_{K \in \mathcal{S}_{yr}} \mu(\gamma_y) \frac{q_y(z_r) + q_y(z_l)}{2} = \sum_{K \in \mathcal{S}_c} \mu(K) \alpha_{kv} f(x_c). \end{aligned}$$

Здесь  $\mathcal{S}_c$  — элементы, не выходящие на границы расчетной области;  $\mu(K)$  и  $\mu(\gamma_j)$  — меры элемента  $K$  и границы  $\gamma_j$ ;  $\alpha_{kv}$  — квадратурный коэффициент, зависящий от выбранной

квадратурной формулы на элементе связи,  $\alpha_{kv} = \{1, K \setminus \Gamma_y; 1/2, K \cap \Gamma_y\}$ ;  $b(x_c)$  — коэффициент, получаемый после преобразования уравнения энергии;  $\mathfrak{S}_{jl}$  и  $\mathfrak{S}_{jr}$  — элементы, граничащие с граничными элементами по направлению  $j$  слева и справа;

$$\mathfrak{S}_{yl} = \{K \in \mathfrak{S}_h: K \cap \Gamma_{yl} \neq 0\};$$

$$\mathfrak{S}_{yr} = \{K \in \mathfrak{S}_h: K \cap \Gamma_{yr} \neq 0\},$$

где  $\Gamma_{yl}$  и  $\Gamma_{yr}$  — левая и правая части  $\Gamma_y$  относительно оси координат.

Слагаемые, выходящие на границу, считаются тепловыми потоками на границе. В стационарной задаче слагаемое, имеющее производную по времени, отсутствует.

Тепловые потоки можно обозначить в соответствии с коэффициентами и областями: если слагаемое содержит скорость  $V$  и имеет сумму по элементам из  $\mathfrak{S}_{\phi l}$ , то ему будет соответствовать обозначение  $Q_{V\phi l}$ . Если вынести знак нормали у границ, то формулу для тепловых потоков можно записать следующим образом:

$$\sum_{K \in \mathfrak{S}_c} \mu(K) \alpha_{kv} b(x_c) (\rho u_h)_\tau(x_c) - Q_{Vrl} + Q_{Vrr} - Q_{V\phi l} + Q_{V\phi r} - Q_{Vyl} + Q_{Vyr} - Q_{q\phi l} + Q_{q\phi r} - Q_{qyl} + Q_{qyr} =$$

$$= \sum_{K \in \mathfrak{S}_c} \mu(K) \alpha_{kv} f(x_c), \quad (5)$$

где индекс «v» помечает конвективную составляющую распространения теплоты, индекс «q» — кондуктивную (тепловые потоки за счет теплопроводности).

Правая часть уравнения (5) является диссипативной функцией  $D$  и соответствует необра-

тимому процессу перехода механической энергии в теплоту.

**Результаты расчетов.** В качестве исходных данных для численных экспериментов в программе Sm2Px3Txt приняты геометрические размеры УПС (см. таблицу) центробежного компрессора, расположенного в лаборатории кафедры «Компрессорные машины и установки» ФГБОУ ВО «КНИТУ» [6, 13]. Профиль рабочей поверхности НП — винтовая поверхность (рис. 1, б).

На условной границе пограничного слоя задана температура смазки в МПК:  $t = t_0$ . Используются характеристики турбинного масла Тп-22С по ТУ 38.101821–83 или Тп-22Б по ТУ 38.401-58-48–92 класса вязкости ISO VG 32. Размеры аппроксимирующих сеток:  $N_r = 51$ ;  $N_\phi = 71$ ;  $N_y = 31$ ;  $N_{yп} = 9$ ;  $N_{yд} = 9$ .

Распределение температуры на среднем радиусе ( $r = R_{\phi}$ ) УПС в областях смазочного и пограничного слоев  $L_2$ , НП  $L_3$  и УД  $L_4$  при средних условиях нагружения показано на рис. 3. Видно, что с возрастанием координаты  $\bar{\phi}$  при ламинарном режиме течения смазки по мере ее прохождения вдоль зазора по направлению вращения УД происходит трение (вязкий сдвиг) между слоями в толще смазки, что приводит к выделению и накоплению теплоты вследствие необратимой деградации механической энергии [14].

Наибольшее трение наблюдается вблизи поверхности НП из-за торможения неподвижной

Параметры УПС

Параметр	Значение
Частота вращения ротора $n$ , мин <sup>-1</sup>	3000...15 000
Внутренний диаметр $D_1$ , мм	70
Внешний диаметр $D_2$ , мм	115
Количество НП $z$ , шт.	8
Высота зазора $h_{20}$ , мкм	30, 50, 70, 90
Угловая протяженность НП $\theta_n$ , град	38,8
Угловая протяженность скоса $\theta_k$ , град	0,75 $\theta_n$
Глубина скоса $\delta_{ск}$ , мм	0,05 мм
Толщина УД/НП $H_d/H_n$ , мм	25/5
Коэффициент теплопроводности материала НП/УД $\lambda_n/\lambda_d$ , Вт/(м·град)	50/50
Теплоемкость материала НП/УД $c_n/c_d$ , Дж/(кг·град)	469/469
Температура подачи смазки $t_0$ , °С	40
Абсолютное давление по краям НП $p _r$ , МПа	0,24...0,26
Коэффициент теплоотдачи $\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	300...500

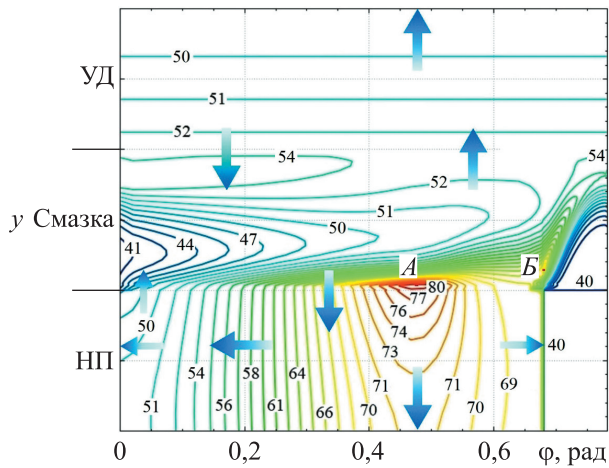


Рис. 3. Распределение температуры, °С, в областях смазочного и пограничного слоев, НП и УД при частоте вращения ротора  $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$  и зазоре  $h_{20} = 50 \text{ мкм}$

поверхностью набегающих частиц жидкости. Около поверхности вращающегося УД формируется постоянная температура по направлению вращения, что продиктовано быстротечностью процессов теплообмена между УД и разными по величине температуры участками смазки.

Диссипация механической энергии и ее превращение в тепловую приводит к постепенному возрастанию местных температур и повышению общего температурного уровня слоя по ходу течения смазки. Максимальная температура (см. рис. 3, точка А) находится вблизи выходной кромки 2 НП (см. рис. 1, б), не достигая ее границы вследствие отвода теплоты  $q_{\varphi=\theta_n}$  за счет теплоотдачи при контакте внешней стенки со свежей смазкой МПК [16].

Распределение температуры на поверхности НП в плане (рис. 4, а) показывает, что из-за возрастания по радиусу окружной скорости УД максимум температуры  $t_{\max} = 83,9 \text{ °С}$  (точка В) смещен к внешнему радиусу (координаты  $r = 57,5 \text{ мм}$ ;  $\varphi = 0,47 \text{ рад}$ ;  $y_n = 0$ ), а разность температур по радиусу  $\Delta t_n \approx 10,3 \text{ °С}$ .

На практике это учтено установкой в НП датчика определения области повышенных температур для контроля и диагностики работы в смещенной точке 75/75 (API 670, 4-е издание). При этом на распределение давления и температуры смазочного слоя НП влияет профилирование рабочей поверхности [3, 13]. Вследствие возрастания окружной скорости максимум температуры УД  $T_{д \max} = 53,4 \text{ °С}$  (рис. 4, б, точка Г) также смещен к внешнему радиусу (координаты  $r = 55,7 \text{ мм}$ ;  $\varphi = 0,39 \text{ рад}$ ;  $y_n = 25 \text{ мм}$ ), а разность температур по радиусу  $\Delta t_d = 2,4 \text{ °С}$  без изменения ее температуры по координате  $\varphi$ .

На рис. 3 наблюдается интенсивное втекание свежей смазки с температурой  $t_0 = 40 \text{ °С}$  из МПК области  $L_2$  через условную границу пограничного слоя при  $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$ , приводящее к снижению общего температурного уровня за счет перемешивания, к тепловому и массовому балансу УПС (компенсации боковых утечек). При смешивании свежей смазки МПК с отработанной нагретой смазкой предыдущей НП формируется температура по высоте зазора на входе в следующую НП при  $\varphi = \theta$ , что отражено в граничном условии (3).

Также на рис. 3 можно заметить возникновение дополнительного локального максимума

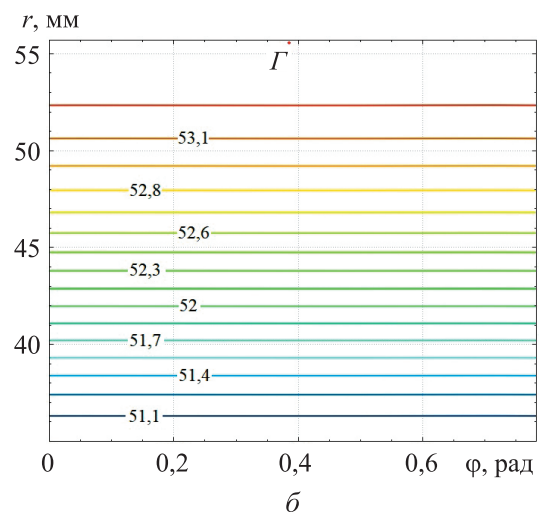
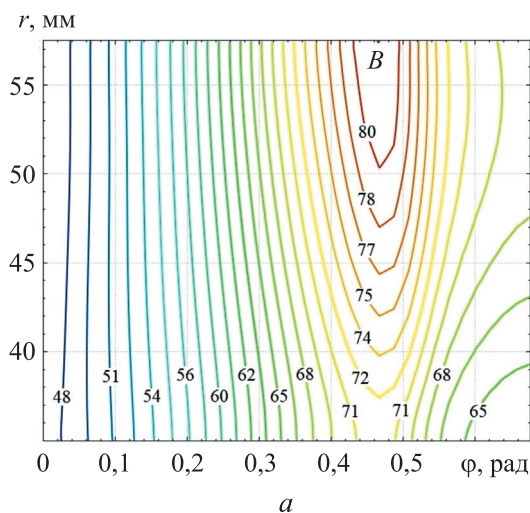


Рис. 4. Распределение температуры, °С, на рабочей поверхности НП (а) и УД (б) при частоте вращения ротора  $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$  и зазоре  $h_{20} = 50 \text{ мкм}$



температуры (точка Б), формирующегося вблизи границы смазочного и пограничного слоев, что, по-видимому, связано с некоторым трением слоев при втекании свежей смазки. В целом свежая смазка в МПК сносит нагретую смазку области  $L_2$  в сторону УД перед входом в следующую НП.

Выделяемая в смазочном и пограничном слоях теплота распространяется во всех направлениях ввиду трехмерного движения рабочей жидкости [10]. Теплота отводится самой смазкой вследствие конвекции при ее протекании через зазор УПС в окружном и радиальном (боковые утечки) направлениях.

Часть этой теплоты отводится посредством теплопроводности при контакте с поверхностями НП и УД по схеме конвекция — теплопроводность = диссипация, что отражено в уравнении (2). По этой причине расход смазки через УПС вычисляют исходя из уровня формируемых температур и потерь мощности [1].

Область повышенных температур вблизи максимального значения  $t_{\max}$  приводит к нагреву толщ НП. Охлаждение НП происходит путем отвода теплоты за счет теплоотдачи на внешних границах НП и УД при контакте с внешней средой (некоторые коэффициенты теплоотдачи для УПС приведены в статьях [17, 18]).

Неравномерность распределения температуры в толще НП в окружном направлении приводит к возникновению внутреннего теплового потока в сторону входной кромки 5 (см. рис. 1, б) при  $\varphi = 0$ , что сопровождается некоторым увеличением температуры  $t|_{\varphi=0}$  на входе в смазочный слой. При этом на интенсивность процесса теплоотвода НП влияет способность металла пропускать через себя теплоту, характеризуемую коэффициентом теплопроводности  $\lambda_{\text{п}}$ .

Однако ранее проведенные численные эксперименты показали [3, 4], что теплопроводность применяемых на практике материалов НП и УД несущественно влияет на интегральные характеристики гидродинамического УПС.

С одной стороны, увеличение разности температур по толщине НП  $H_{\text{п}}$ , вызывает рост несущей способности  $P$  за счет возросшего теплоотвода от смазочного слоя и, следовательно, повышенной средней вязкости смазки. С другой стороны, это приводит к существенным термоупругим деформациям НП, что ис-

кажает расчетный рабочий зазор УПС и снижает несущую способность  $P$ , особенно для самоустанавливающейся подушки [19].

Для УД, как было отмечено ранее, приобретает влияние скорость теплообмена с участками смазочного и пограничного слоев разного температурного уровня [10]. Вблизи входной кромки тепловой поток направлен в сторону НП из-за влияния охлаждения свежей смазки МПК с температурой  $t_0 = 40^\circ\text{C}$ , а вблизи выходной — в сторону УД вследствие возрастания тепловыделения при диссипации смазки.

Средняя температура УД  $T_{\text{д}}|_{y_{\text{д}}=H_{\text{д}}}$  формируется на основе интенсивности теплообмена со смазочным и пограничным слоями области  $L_2$ .

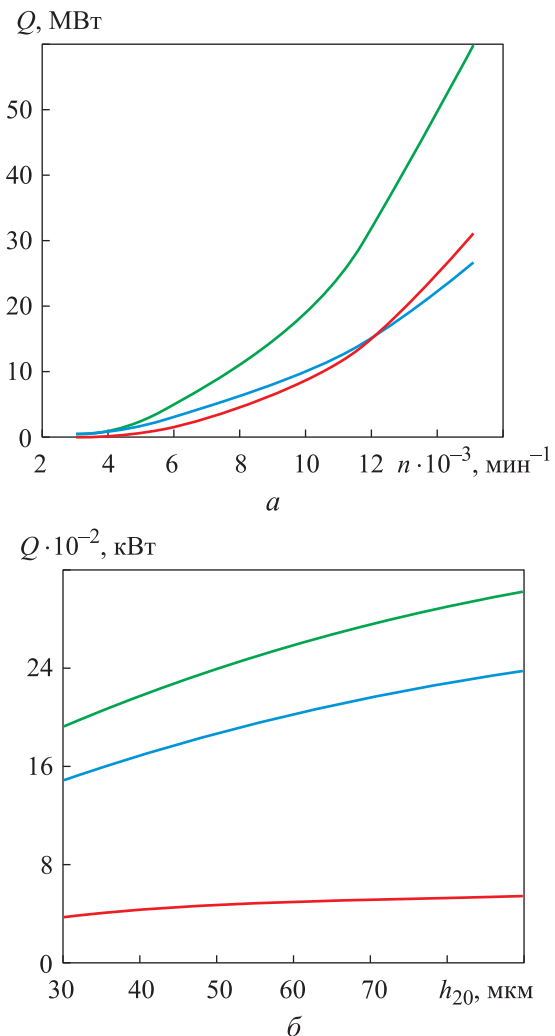


Рис. 5. Зависимости количества теплоты  $Q$ , выделяемой в смазочном слое над поверхностью НП посредством теплопроводности (—), конвекции (—) и диссипации (—), от параметров УПС:

$a$  — частоты вращения ротора  $n$  при высоте зазора  $h_{20} = 50$  мкм;  $b$  — высоты зазора  $h_{20}$  при  $n = 5000$  мин $^{-1}$

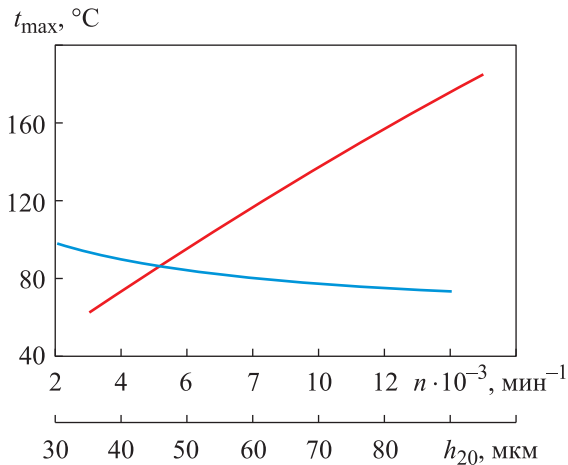


Рис. 6. Зависимости максимальной температуры  $t_{\max}$  от частоты вращения ротора  $n$  (—) и высоты зазора  $h_{20}$  (—)

Отвод теплоты от УД также происходит за счет теплообмена с внешней средой корпуса УПС.

Соотношение тепловых потоков и диссипации энергии в смазочном слое над поверхностью НП при изменении частоты вращения ротора и высоты зазора показано на рис. 5.

Некоторые исследователи УПС при обосновании применения адиабатной теории смазки или упрощения уравнения энергии в том или ином виде отсекают тепловое влияние внутренних стенок НП, УД и теплообменные процессы в МПК [20]. При пониженной частоте вращения ротора, когда отсутствуют значимые тепловыделения, и унос теплоты, по существу, происходит самой движущейся смазкой, это может быть оправдано.

Например, при частоте вращения ротора  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$  только 3,9 % теплоты отводится за счет теплопроводности. Однако при  $n = 10000 \text{ мин}^{-1}$  кондуктивный отвод теплоты достигает 45 % (см. рис. 5, б), что указывает на необходимость учета ограничивающих смазочный слой поверхностей элементов УПС при распространении теплоты для повышения адекватности методики его расчета и, следовательно, выходных результатов.

При повышении частоты вращения ротора  $n$  от 3000 до 15000  $\text{мин}^{-1}$  также происходит резкий рост (на 201 %) максимальной температуры  $t_{\max}$  (рис. 6). Изменение высоты зазора  $h_{20}$  в меньшей степени влияет на тепловой поток (рис. 5, а) [16]: при увеличении  $h_{20}$  от 30 до 90 мкм кондуктивный теплообмен вследствие увеличения площади проходного сечения возрастает на 57 %, а доля кондуктивного тепло-

обмена в нем сохраняется около 18 %. В этом случае максимальная температура  $t_{\max}$  снижается на 25,4 %.

## Выводы

1. Проведены численные эксперименты, направленные на описание картины тепловых потоков УПС центробежного или винтового компрессора при различных значениях частоты вращения ротора и высоты зазора при неизменном классе вязкости смазки ISO VG 32.

2. Анализ полученных результатов позволяет заключить следующее:

- при необратимой диссипации механической энергии и ее превращении в тепловую по направлению течения смазки повышается общий температурный уровень УПС; область нагретой смазки формируется вблизи поверхности НП, где находится максимум температуры, являющийся важным диагностическим параметром; максимум температуры не достигает выходной границы ввиду теплообмена с «холодной» внешней средой МПК, смещен к внешнему радиусу НП и находится на расстоянии примерно 20...30 % от выходной;

- около поверхности вращающегося УД формируется осредненная постоянная температура по направлению вращения, что продиктовано быстротечностью процессов теплообмена между УД и разными по значению температуры участками смазки; УД выполняет важную функцию теплового аккумулятора и перераспределяет потоки теплоты при установившемся режиме работы УПС;

- при смешивании свежей смазки МПК с отработанной нагретой смазкой предыдущей НП формируется температура по высоте зазора на входе в следующую НП, которая существенно влияет на точность численных расчетов и, соответственно, выходных интегральных характеристик, используемых на практике профильными инженерами;

- теплота, возникающая в смазочном и пограничном слоях УПС, отводится самой смазкой за счет конвекции при протекании объемов смазки через зазор УПС в окружном и радиальном за счет боковых утечек направлениях; часть этой теплоты отводится посредством теплопроводности при контакте с поверхностями НП и УД; влияние кондуктивного теплообмена наиболее явно проявляется при возрастании частоты вращения ротора, но его доля в кон-

векции остается практически неизменной при изменении высоты зазора; на это также указывает двукратное увеличение максимального значения температуры при повышении частоты вращения от 3000 до 15 000 мин<sup>-1</sup>.

3. Проведенные исследования указывают на необходимость учета теплообмена смазочного и пограничного слоев с рабочими поверхностями НП и УД. Принимая во внимание современные тенденции повышения мощностей проектируемых компрессорных установок, расхода компримируемого газа, а следовательно, частоты вращения и осевых нагрузок, подобный учет

существенно повышает адекватность математической постановки описания работы УПС. Наиболее точной является полная трехмерная ПТУГД математическая постановка задачи, положенная в основу численной реализации программы Sm2Px3Tхт и примененная при решении задачи.

4. Дальнейшие численные исследования с помощью программы Sm2Px3Tхт будут направлены на изучение теплового состояния динамически нагруженного УПС с НП при перемещении УД в пределах осевого зазора при помпаже центробежного компрессора.

## Литература

- [1] Хадиев М.Б., Хамидуллин И.В. *Компрессоры в технологических процессах*. Казань, КНИТУ, 2021. 260 с.
- [2] Dadouche A., Fillon M., DeCamillo S.M. Hydrodynamic fixed geometry thrust bearings. In: *Encyclopedia of tribology*. Springer, 2013, pp. 1718–1729, doi: [https://doi.org/10.1007/978-0-387-92897-5\\_48](https://doi.org/10.1007/978-0-387-92897-5_48)
- [3] Хадиев М.Б. *Гидродинамические, тепловые и деформационные характеристики смазочных слоев упорных подшипников турбомашин*. Казань, Казан. гос. технол. ун-т, 2001. 96 с.
- [4] Соколов Н.В. *Упорные подшипники скольжения компрессорных машин с профилированными рабочими поверхностями*. Автореф. дисс. ... канд. тех. наук. Казань, КНИТУ, 2014. 16 с.
- [5] Хисамеев И.Г., Максимов В.А., Баткис Г.С. и др. *Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров*. Казань, ФЭН, 2010. 671 с.
- [6] Соколов Н.В., Хадиев М.Б., Федотов П.Е. и др. Влияние температуры подачи смазочного материала на работу упорного подшипника скольжения. *Вестник машиностроения*, 2023, № 1, с. 47–55.
- [7] Соколов Н.В., Кузובה С.Н. *Компрессоры в технологических процессах. Смазочные материалы*. Казань, КНИТУ, 2021. 108 с.
- [8] Петров Н.П. *Трение в машинах и влияние на него смазывающей жидкости*. Санкт-Петербург, Типография А.С. Суворина, 1883. 210 с.
- [9] He M., Byrne J.M. Fundamentals of fluid film thrust bearing operation and modeling. *Asia Turbomachinery and Pump Symp.*, 2018, pp. 1–26.
- [10] Подольский М.Е. *Упорные подшипники скольжения. Теория и расчет*. Ленинград, Машиностроение, 1981. 261 с.
- [11] Федотов П.Е., Федотов Е.М., Соколов Н.В. и др. Sm2Px3Tхт — динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи. Свид. о гос. рег. прог. для ЭВМ 2020615227. Запер. 19.05.2020.
- [12] Sokolov N.V., Khadiev M.B., Maksimov T.V. et al. Mathematical modeling of dynamic processes of lubricating layers thrust bearing turbochargers. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2019, vol. 1158, no. 4, art. 042019, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1158/4/042019>
- [13] Соколов Н.В., Хадиев М.Б., Федотов П.Е. и др. Численное исследование влияния класса вязкости смазки на работу упорного подшипника скольжения. *Математическое моделирование и численные методы*, 2023, № 1, с. 92–111.
- [14] Юдаев Б.Н. *Теплопередача*. Москва, Высшая школа, 1973. 360 с.
- [15] Fedotov E.M. Limit Galerkin–Petrov schemes for a nonlinear convection-diffusion equation. *Diff. Equat.*, 2010, vol. 46, no. 7, pp. 1042–1052, doi: <https://doi.org/10.1134/S0012266110070116>
- [16] Glavatskikh S.B. Steady state performance characteristics of a tilting pad thrust bearing. *J. Tribol.*, 2001, vol. 123, no. 3, pp. 608–615, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1308041>

- [17] Glavatskikh S.B., Fillon M., Larsson R. The significance of oil thermal properties on the performance of a tilting-pad thrust bearing. *J. Tribol.*, 2002, vol. 124, no. 2, pp. 377–385, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1405129>
- [18] Рухлинский В.В., Усачев И.Д., Зарецкий Е.И. и др. Теплообмен и течение смазочного материала в осевых подшипниках скольжения. *Энергомашиностроение*, 1989, № 12, с. 7–10.
- [19] Зарецкий Е.И., Сережкина Л.П., Усачев И.Д. О конструкции колодок упорного подшипника. *Энергомашиностроение*, 1971, № 4, с. 31–33.
- [20] Усков М.К., Максимов В.А. *Гидродинамическая теория смазки: этапы развития, современное состояние, перспективы*. Москва, Наука, 1985. 143 с.

## References

- [1] Khadiev M.B., Khamidullin I.V. *Kompressory v tekhnologicheskikh protsessakh* [Compressors in technological processes]. Kazan, KNITU Publ., 2021. 260 p. (In Russ.).
- [2] Dadouche A., Fillon M., DeCamillo S.M. Hydrodynamic fixed geometry thrust bearings. In: *Encyclopedia of tribology*. Springer, 2013, pp. 1718–1729, doi: [https://doi.org/10.1007/978-0-387-92897-5\\_48](https://doi.org/10.1007/978-0-387-92897-5_48)
- [3] Khadiev M.B. *Gidrodinamicheskie, teplovye i deformatsionnye kharakteristiki smazochnykh sloev upornykh podshipnikov turbomashin* [Hydrodynamic, thermal and deformation characteristics of lubricating layers of thrust bearings of turbomachines]. Kazan, Kazan. gos. tekhnol. un-t Publ., 2001. 96 p. (In Russ.).
- [4] Sokolov N.V. *Upornye podshipniki skolzheniya kompressornykh mashin s profilirovannymi rabochimi poverkhnostyami*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Thrust sliding bearings of compressor machines with profiled working surfaces. Abs. kand. tech. sci. diss.]. Kazan, KNITU Publ., 2014. 16 p. (In Russ.).
- [5] Khisameev I.G., Maksimov V.A., Batkis G.S. et al. *Proektirovanie i ekspluatatsiya promyshlennykh tsentrobeznykh kompressorov* [Design and operation of industrial centrifugal compressors]. Kazan, Fen Publ., 2010. 671 p. (In Russ.).
- [6] Sokolov N.V., Khadiev M.B., Fedotov P.E. et al. Influence of the lubricant supply temperature on the operation of a thrust sliding bearing. *Vestnik mashinostroeniya*, 2023, no. 1, pp. 47–55. (In Russ.). (Eng. version: Influence of the lubricant's supply temperature on the operation of a fluid film thrust bearing. *Russ. Engin. Res.*, 2023, vol. 43, no. 3, pp. 264–271, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X23040329>)
- [7] Sokolov N.V., Kuzovova S.N. *Kompressory v tekhnologicheskikh protsessakh. Smazochnye materialy* [Compressors in technological processes. Lubricants]. Kazan, KNITU Publ., 2021. 108 p. (In Russ.).
- [8] Petrov N.P. *Trenie v mashinakh i vliyanie na nego smazyvayushchey zhidkosti* [Friction in machines and influence of lubricating liquid on it]. Sankt-Petersburg, Tipografiya A.S. Suvorina Publ., 1883. 210 p. (In Russ.).
- [9] He M., Byrne J.M. Fundamentals of fluid film thrust bearing operation and modeling. *Asia Turbomachinery and Pump Symp.*, 2018, pp. 1–26.
- [10] Podolskiy M.E. *Upornye podshipniki skolzheniya. Teoriya i raschet* [Thrust bearings of sliding. Theory and calculation]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1981. 261 p. (In Russ.).
- [11] Fedotov P.E., Fedotov E.M., Sokolov N.V. et al. *Sm2Px3Txr — dinamicheski nagruzhenny upornyy podshipnik skolzheniya pri postanovke pryamoy zadachi* [Sm2Px3Txr - dynamically loaded thrust sliding bearing in direct problem setting.]. Svid. o gos. reg. prog. dlya EVM 2020615227 [Software reg. certificate 2020615227]. Reg. 19.05.2020. (In Russ.).
- [12] Sokolov N.V., Khadiev M.B., Maksimov T.V. et al. Mathematical modeling of dynamic processes of lubricating layers thrust bearing turbochargers. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2019, vol. 1158, no. 4, art. 042019, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1158/4/042019>
- [13] Sokolov N.V., Khadiev M.B., Fedotov P.E. et al. Numerical study of the influence of lubricant viscosity grade on thrust bearing. *Matematicheskoe modelirovanie i chislennyye metody* [Mathematical Modeling and Computational Methods], 2023, no. 1, pp. 92–111. (In Russ.).
- [14] Yudaev B.N. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1973. 360 p. (In Russ.).

- [15] Fedotov E.M. Limit Galerkin–Petrov schemes for a nonlinear convection-diffusion equation. *Diff. Equat.*, 2010, vol. 46, no. 7, pp. 1042–1052, doi: <https://doi.org/10.1134/S0012266110070116>
- [16] Glavatskikh S.B. Steady state performance characteristics of a tilting pad thrust bearing. *J. Tribol.*, 2001, vol. 123, no. 3, pp. 608–615, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1308041>
- [17] Glavatskikh S.B., Fillon M., Larsson R. The significance of oil thermal properties on the performance of a tilting-pad thrust bearing. *J. Tribol.*, 2002, vol. 124, no. 2, pp. 377–385, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1405129>
- [18] Rukhlinskiy V.V., Usachev I.D., Zaretskiy E.I. et al. Heat exchange and lubricant flow in axial plain bearings. *Energomashinostroenie*, 1989, no. 12, pp. 7–10. (In Russ.).
- [19] Zaretskiy E.I., Serezhkina L.P., Usachev I.D. About design of thrust bearing pads. *Energomashinostroenie*, 1971, no. 4, pp. 31–33. (In Russ.).
- [20] Uskov M.K., Maksimov V.A. *Gidrodinamicheskaya teoriya smazki: etapy razvitiya, sovremennoe sostoyanie, perspektivy* [Hydrodynamic theory of lubrication: stages of development, current state, prospects]. Moscow, Nauka Publ., 1985. 143 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 05.07.2023

## Информация об авторах

**СОКОЛОВ Николай Викторович** — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Компрессорные машины и установки». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420029, Казань, Российская Федерация, Попова ул., д. 10, корп. Г, e-mail: sokol-88@list.ru).

**ФЕДОТОВ Павел Евгеньевич** — ассистент, аспирант кафедры «Прикладная математика и искусственный интеллект». Институт вычислительной математики и информационных технологий. Казанский (Приволжский) федеральный университет (420008, Казань, Российская Федерация, Кремлевская ул., д. 35, e-mail: paulfedotov@mail.ru).

## Information about the authors

**SOKOLOV Nikolai Viktorovich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Compressor machines and units. Kazan National Research Technological University (420029, Kazan, Russian Federation, Popova St., Bldg. 10, Block G, e-mail: sokol-88@list.ru).

**FEDOTOV Pavel Evgenievich** — Assistant, Postgraduate, Department of Applied mathematics and artificial intelligence. Institute of Computational Mathematics and Information Technologies. Kazan (Volga Region) Federal University (420008, Kazan, Russian Federation, Kremlevskaya St., Bldg. 35, e-mail: paulfedotov@mail.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Соколов Н.В., Федотов П.Е. Картина тепловых потоков упорного подшипника скольжения. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 1, с. 77–89, doi: 10.18698/0536-1044-2024-01-77-89

### Please cite this article in English as:

Sokolov N.V., Fedotov P.E. Heat flow pattern of the plain thrust bearing. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 1, pp. 77–89, doi: 10.18698/0536-1044-2024-01-77-89