

УДК 621.822.2: 519.63

# Изменение характеристик упорного подшипника при помпаже центробежного компрессора

Н.В. Соколов<sup>1</sup>, П.Е. Федотов<sup>2,3</sup><sup>1</sup> Казанский национальный исследовательский технологический университет<sup>2</sup> Казанский (Приволжский) федеральный университет<sup>3</sup> ООО «АСТ Поволжье»

## Changing the performance of the fixed pad thrust bearing during the centrifugal compressor surge

N.V. Sokolov<sup>1</sup>, P.E. Fedotov<sup>2,3</sup><sup>1</sup> Kazan National Research Technological University<sup>2</sup> Kazan (Volga Region) Federal University<sup>3</sup> AST Volga Region LLC

Исследовано влияние перемещения упорного диска ротора при помпаже центробежного компрессора в пределах осевого зазора на локальные, интегральные и динамические характеристики упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками. При постановке прямой динамической задачи с помощью программы Sm2px3Tht проведен анализ изменения несущей способности, демпфирования, образования разреза в несущем смазочном слое, температурного режима работы и изменения потерь мощности. Программа Sm2px3Tht создана на основе численной реализации периодической термоупругогидродинамической математической модели, включающей в себя расчет тепловых, гидродинамических и деформационных эффектов в смазочном и пограничном слоях упорного подшипника скольжения. Установлено значимое влияние скорости перемещения упорного диска относительно плоскости подушек под действием внешней возмущающей осевой силы компрессора на рассматриваемые характеристики упорного подшипника скольжения. По сравнению с гармоническим перемещением упорного диска при помпаже возникают более значительные динамические нагрузки на неподвижные подушки такого подшипника. Выявлена существенная зависимость поля гидродинамического давления в смазочном слое от координат и времени. Продолжительное воздействие переменного давления и температуры может отрицательно сказаться на рабочей поверхности подушек подшипника вследствие усталостной прочности баббита. Сочетание высокой температуры и гидродинамического давления в определенных точках может привести к превышению предела текучести и/или выносливости, началу разрушения баббитового слоя и выходу из строя подшипника скольжения. Определена наиболее вероятная зона начала разрушения рабочей поверхности подушки вблизи задней кромки. Разработанная программа Sm2px3Tht позволяет моделировать описанные циклические процессы разных форм перемещения упорного диска и определять вероятную зону начала разрушения.

EDN: QXFYEJ, <https://elibrary/qxfyej>

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, помпаж, упорный подшипник, прямая задача, несущая способность, гидродинамическое давление

The article presents numerical studies of the effect of the displacement of the rotor collar during the centrifugal compressor surge within the axial clearance on the local, integral and

dynamic characteristics of a fixed pad thrust bearing. When setting a direct dynamic problem using the Sm2px3Txt program, an analysis of changes in load-bearing capacity, damping, formation of a vacuum in the bearing lubricant film, temperature mode of operation and changes in power losses was carried out. The Sm2px3Txt program is based on the numerical implementation of a periodic thermoelastohydrodynamic mathematical model, which includes the calculation of thermal, hydrodynamic and deformation effects in the lubricant film and boundary layer of a thrust bearing. A significant effect on the considered characteristics of the thrust bearing of the collar displacement velocity relative to the plane of the pads under the action of an external disturbing axial force of the compressor is noted. In comparison with the harmonic displacement of the collar, more significant dynamic loads on the bearing pads occur during surge. At the same time, the hydrodynamic pressure field in the lubricant film changes significantly depending on the coordinates and time. Prolonged exposure to variable pressure and temperature can adversely affect the working surface of the bearing pads due to the fatigue strength of the babbit. The combination of high temperature and hydrodynamic pressure at certain points can lead to exceeding the yield strength and/or endurance, the beginning of the destruction of the babbit layer and the failure of the fluid film bearing. The most probable zone of the beginning of the destruction of the working surface of the pad near the trailing edge has been determined. The developed Sm2px3Txt program allows you to simulate the described cyclic processes of various forms of collar movement and determine the probable zone of the beginning of destruction.

EDN: QXFYEJ, <https://elibrary/qxfyej>

**Keywords:** centrifugal compressor, surge, thrust bearing, direct problem, bearing capacity, hydrodynamic pressure

Центробежные компрессоры (ЦК) нашли широкое применение в различных областях промышленности, где необходимы плавное повышение давления газа без пульсаций до 45 МПа и производительность до 1200 м<sup>3</sup>/мин по условиям всасывания, отсутствие загрязнения газа и простота технического обслуживания.

ЦК относятся к компрессорам динамического действия радиального типа, в которых механическая энергия привода преобразуется в кинетическую энергию потока и потенциальную энергию давления газа, вследствие чего происходит сжатие и повышение давления газа на выходе [1]. Одним из недостатков компрессоров динамического действия является склонность к возникновению недопустимых режимов работы, при которых происходит потеря устойчивости течения газа в системе *компрессор — сеть*: это помпаж и предшествующий ему высокочастотный вращающийся срыв [1, 2].

Помпаж можно описать как периодические и самоподдерживающиеся срывные пульсации релаксационного характера значительного объема газа с нагнетания на всасывание проточной части компрессорной установки и, следовательно, существенные колебания давления нагнетания (отношения давлений ЦК) и осевой нагрузки  $F$  с повышением общего температурного уровня газового тракта. Такой режим возникает при снижении производительности ЦК

ниже определенного уровня и вхождении потока газа на решетку лопаток рабочей ступени 3 (рис. 1) и лопаточного диффузора с углом атаки  $i = \beta_p - \beta_{\text{диф}}$  ( $\beta_p$  — угол входа относительной скорости потока газа на лопатки диффузора;  $\beta_{\text{диф}}$  — угол касательной к средней линии лопаток на входе профиля диффузора) [3, 4].

Помпаж — низкочастотный процесс: частота колебаний, как правило, составляет 0,5...10 Гц. Частота и амплитуда колебаний газа большой силы при помпаже зависит от сочетания параметров режима ЦК и внешней системы, в том числе от объема трубопровода нагнетания после ЦК для заполнения.

В результате помпажа ЦК происходит резкое изменение энергетического баланса компрессорной системы, что оказывает влияние на

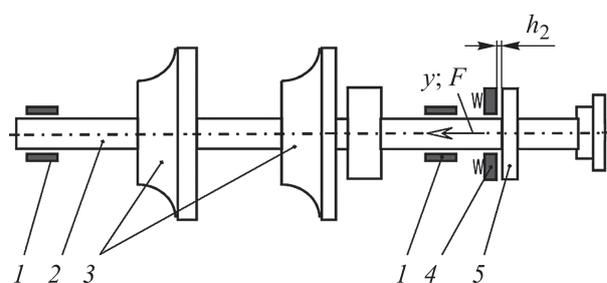


Рис. 1. Схема роторной части ЦК:

1 — опорный подшипник скольжения; 2 — вал;  
3 — рабочая ступень; 4 — УПС; 5 — упорный диск;  
 $h_2$  — высота зазора;  $F$  — осевая нагрузка

остальные параметры ЦК — частоту вращения ротора, ток электропривода (потребляемую мощность компрессорного агрегата), радиальную и осевую вибрации. Это обусловлено колебаниями давления компримируемого газа и чередованиями прямого и обратного потоков, приводящими к существенным изменениям потребляемой компрессором мощности и газовых сил, действующих на его ротор.

Вращающийся срыв или начальный так называемый мягкий помпаж связан с гармоническими изменениями давления газа в системе вблизи точки максимального напора и минимального расхода на характеристике ЦК с постоянной частотой. Жесткий помпаж обусловлен резкими изменениями давления газа пилообразной формы при дальнейшем понижении его расхода [3]. Непрерывный помпаж оказывает разрушительное воздействие на компрессорное оборудование, приводя к повреждению торцевых уплотнений и несущих подшипников скольжения корпуса ЦК, особенно упорных подшипников, воспринимающих колебания осевой нагрузки от газовых сил [5]. Это объясняется непосредственным восприятием узлами трения внутренних условий компримирования газа, соответствующих им силовых нагрузок и давлений среды, в том числе при переходных режимах.

В качестве объекта исследования выступал упорный подшипник скольжения (УПС) (рис. 2) с неподвижными подушками (НП), предназначенный для уменьшения износа и трения между вращающимися и неподвижными частями ЦК, для восприятия возникающих вдоль оси ротора сил и его фиксации относительно корпуса в осевом направлении. Осевая нагрузка может возникнуть вследствие сум-

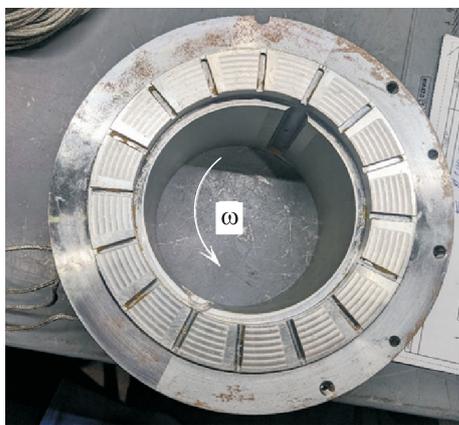


Рис. 2. Внешний вид УПС с НП

марного перепада давления газа в рабочих ступенях 3 (см. рис. 1) или внутренних нестационарных газодинамических процессов сжимаемого газа в проточной части ЦК, а также под действием осевой составляющей силы от косозубого зубчатого зацепления, например, мультипликаторного ЦК [5, 6].

Газовые силы при помпаже ЦК могут изменяться как по значению, так и по направлению [5, 6]. В определенных условиях, когда нагрузка  $F$  значительно превысит несущую способность, упорный диск (УД) ротора, перемещаясь вдоль его оси, при помпаже ЦК может достичь НП. Это приведет к подплавлению и стиранию баббитового слоя рабочей поверхности НП, искажению расчетного профиля, увеличению осевого разбега и выходу из строя УПС.

При переменных осевых нагрузках ЦК происходит существенное увеличение силового и температурного воздействия на НП, которое может достигнуть предельных значений в смазочных слоях и заметно сократить срок их службы [7, 8]. Эти процессы могут превысить предел текучести материала баббита УПС в месте максимальной температуры на НП [8] или привести со временем к усталостному разрушению при повышенных перепадах и длительных циклах изменения гидродинамического давления [9, 10]. В некоторых случаях для уменьшения влияния циклической внешней нагрузки на УПС рекомендовано увеличивать высоту осевого зазора  $h_2$  [11]. В частности, согласно стандарту API-617 (восьмое издание), рабочая нагрузка  $F$  не должна превышать 50 % максимально допустимой несущей способности  $P$  УПС, исходя из условий запаса надежности.

Описанные жесткие условия работы УПС при помпаже и прочих режимах ЦК с резкопеременными осевыми силами приводят к повышению требований к адекватности математического моделирования, разрабатываемым программным комплексам и качественному проектировочному и/или поверочному расчетам УПС. Основными режимными параметрами работы УПС, влияющими на локальные, интегральные и динамические характеристики [12], являются окружная скорость УД, температура подачи смазки в УПС, расход смазки, стационарная внешняя нагрузка  $F_{st}$  и ее изменение во времени  $F_d$ .

Цель работы — теоретическое исследование изменения расчетных характеристик УПС при перемещении УД в режиме помпажа ЦК.

Для достижения этой цели необходимо повысить общность постановки математического моделирования УПС, которая заключается в более полном учете таких определяющих факторов работы, как возникновение гидродинамического давления в смазочных и пограничном слоях, распространение теплоты в них и окружающих твердых телах (НП и УД), а также теплообмен смазки в межподушечных каналах (МПК) и с внешней средой. В целом корректный итоговый расчет УПС влияет на повышение ресурса компрессорной машины при нестационарных режимах ее работы.

**Постановка задачи.** Исследуемый УПС состоит из цельного кольцевого подпятника, на рабочей поверхности которого расположены НП постоянного профиля с клиновидной 1 и плоской 2 частями, и УД 4. НП и УД разделены между собой смазочными слоями 5 над поверхностью НП (рис. 3). Такое разделение обеспечивается возникновением гидродинамического давления в смазочных слоях за счет вращения УД, сужающегося конфузорного зазора по направлению вращения и подачи смазки необходимого объема и требуемой вязкости.

При вращении УД смазка его поверхностью увлекается в сужающийся зазор, в результате чего давление в смазочных слоях УПС возрастает и уравнивает приложенную извне нагрузку. Через МПК подается свежая смазка на вход в смазочный слой последующей НП с постоянным абсолютным давлением 0,24...0,26 МПа от внешней системы смазки компрессорной установки. В МПК при вращении УД на его поверхности формируется тонкий пограничный слой смазки 3, участвующий в сложном теплообменном процессе ее смешивания перед входом в последующую НП [13]. Пограничный слой отделен от объема смазки МПК условной границей, толщину которой можно задать опытным путем.

Все НП имеют единую конфигурацию рабочей поверхности, называемую профилем. В компрессорах и редукторах наиболее применяемыми являются два профиля НП: винтовая поверхность (рис. 3, а) и клиновидный скос, параллельный МПК (рис. 3, б). Благодаря профилю возникает гидродинамическое давление с определенной эпюрой, интеграл которой по рабочей поверхности НП образует несущую способность  $P$ , уравнивающую внешнюю осевую силу  $F$  и обеспечивающую гарантиро-

ванную высоту зазора  $h_2$  для исключения касания НП об УД.

Для изучения динамически нагруженного УПС с НП разработана программа расчетов Sm2px3Tхт [14]. В основу программы положена периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) модель работы УПС, которая по сравнению с классическими адиабатной и ТУГД теориями показала наибольшую сходимость с результатами экспериментов [12, 15]. Кроме

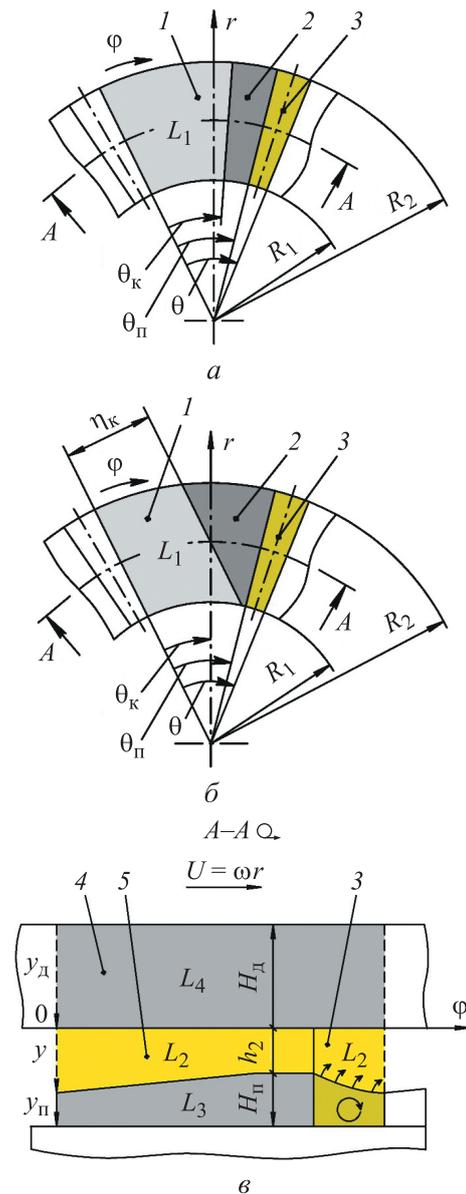


Рис. 3. Расчетные схемы УПС:  
а — профиль НП с винтовой поверхностью;  
б — профиль НП со скосом, параллельным МПК;  
в — разрез вдоль среднего радиуса:  
 $r$ ,  $\varphi$ ,  $y$  — координаты;  $\theta_k(\varphi_k)$ ,  $\theta_n$  и  $\theta$  — угловая протяженность скоса, НП и элемента периодичности соответственно;  $H_n$  и  $H_d$  — толщина НП и УД;  $\eta_k$  — ширина скоса;  $U$  и  $\omega$  — окружная и угловая скорость УД

того, она наиболее полно учитывает тепловые эффекты в смазке [12, 16], что приводит к значительным изменениям вязкости, термоупругим деформациям рабочих поверхностей НП и, как следствие, результирующей несущей способности УПС.

Важность учета этих процессов определяется тем, что игнорирование выделения теплоты может привести к разрыву несущего смазочного слоя и потенциальному заклиниванию. Особенность ПТУГД-модели заключается в постановке периодических граничных условий для уравнения энергии, определяющим образом влияющих на результат конечного решения УПС [13, 15, 16]. При ПТУГД-постановке описываются возникновение гидродинамического давления смазочного слоя в области  $L_1$  над поверхностью НП и совместные процессы распространения теплоты во всех областях УПС: в смазочном и пограничном слоях области  $L_2$ , НП области  $L_3$  и вращающемся УД области  $L_4$  с учетом условий теплообмена с внешней средой и МПК.

Программа Sm2px3Tхт разработана с возможностью учета изменения локальных (максимальной температуры и минимальной толщины смазочного слоя УПС), интегральных (несущей способности, потерь мощности на трение, расходов смазки через входное и выходные сечения смазочного слоя, тепловых потоков через сечения конструктивных элементов и слоев смазки, распределения давлений и температур и др.) и динамических характеристик (коэффициентов жесткости и демпфирования) в зависимости от времени  $\tau$  при перемещении УД вдоль оси ротора ЦК. При моделировании сохранены локальные составляющие высоты зазора  $\partial h/\partial \tau$  для уравнения Рейнольдса и произведения плотности и температуры  $\partial(\rho t)/\partial \tau$  для дивергентного вида уравнения энергии [15].

Более подробно трехмерная нестационарная ПТУГД-модель УПС с граничными условиями областей  $L_1, \dots, L_4$ , особенности численной реализации, массовый и тепловой балансы программы Sm2px3Tхт описаны в статьях [12, 15–17]. Там же рассмотрены гидродинамические и тепловые процессы и результаты численных экспериментов при стационарном и динамическом режимах работы УПС.

В инженерной практике изучения системы ротор — подшипники скольжения распространена линейная (линеаризованная) постановка задачи, которая заключается в представлении гидродинамической реакции смазочного слоя

УПС линейными функциями перемещений и скоростей центра вращающегося элемента и в определении через динамические характеристики смазочного слоя УПС — тензоры жесткости и демпфирования с учетом расчета границ устойчивости [18, 19]. В некоторых случаях в расчетах применяют нелинейную постановку задачи, позволяющую моделировать осевое перемещение вращающегося элемента в пределах рабочего зазора на основе совместного решения уравнений динамики ротора и гидродинамики смазочного слоя [20, 21].

При проектировочном и поверочном расчетах осевая нагрузка  $F$  на УПС, как правило, принята постоянной. При заданном радиусе шейки вала  $R_0$  поэтапно рассчитывают внутренний  $R_1$  и внешний  $R_2$  радиусы НП, угловую протяженность НП  $\theta_n$  и число НП  $z$  из условия заполнения рабочей поверхности УПС, относительные длину НП  $\lambda$  и ширину НП  $\sigma$  и другие геометрические размеры и эксплуатационные параметры [22].

Постановка прямой динамической задачи позволяет изучить динамическое нагружение УПС с НП путем произвольного моделирования формы перемещения УД ротора ЦК под действием внешней переменной возмущающей силы  $F$ . Такая постановка дает возможность исследовать локальные, интегральные и динамические характеристики УПС при перемещении УД, а значит, ее можно рассматривать как последовательное дополнение к статическому расчету. Следует отметить, что при постановке прямой задачи, в отличие от обратной, не учитывается инерционность массы ротора компрессора под действием внешней силы  $F$ .

При постановке прямой задачи принято, что осевая нагрузка в условиях помпажа ЦК, а следовательно, и положение УД, изменяется аналогично пилообразному изменению давления нагнетания: различают время обратного прорыва газа из РК  $\tau_{пр}$  и время заполнения емкости  $\tau_{зап}$ . В соответствии с этим перемещение УД вдоль оси ротора ЦК описывается уравнением

$$y_{см,д} = y_{st} + y_d,$$

где  $y_{st}$  и  $y_d$  — постоянная и динамическая составляющие перемещения УД.

В случае жесткого помпажа ЦК динамическая составляющая имеет пилообразную форму (рис. 4) и на участке 1–2 определяется как

$$y_d = y_{d1} e^{-\beta y_1 (\tau - \tau_{d1})}.$$

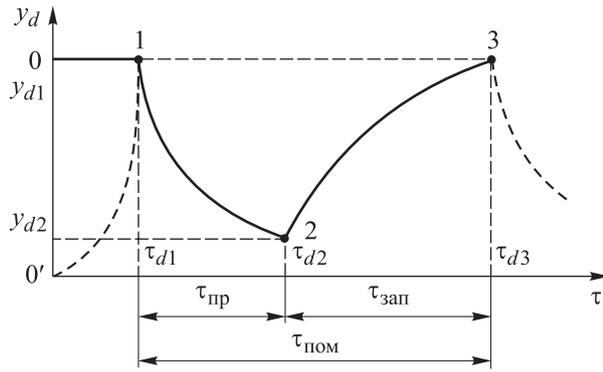


Рис. 4. Изменение во времени  $\tau$  динамической составляющей перемещения УД  $y_d$  при помпаже ЦК:  
 $\tau_{\text{пом}} = \tau_{\text{пр}} + \tau_{\text{зап}}$  — период помпажных колебаний

Здесь  $y_{d1}$  и  $\tau_{d1}$  — положение УД и время в начале интервала аппроксимации участка 1–2 (до помпажа);  $\beta_{y1}$  — коэффициент перемещения УД на участке 1–2,

$$\beta_{y1} = \frac{1}{\tau_{d2} - \tau_{d1}} \ln \frac{y_{d1}}{y_{d2}},$$

где  $\tau_{d2}$  и  $y_{d2}$  — время и положение УД в конце интервала аппроксимации участка 1–2.

На участке 2–3 динамическая составляющая определяется из уравнения

$$y_{d1} \frac{\ln[\beta_{y2}(\tau_{d2} - \tau_{d1})]}{\ln[\beta_{y2}(\tau_{d3} - \tau_{d1})]} = y_{d2},$$

где  $\beta_{y2}$  — коэффициент перемещения УД на участке 2–3,

$$\beta_{y2} = \exp\left(\frac{y_{d2} \ln(\tau_{d3} - \tau_{d1}) - y_{d1} \ln(\tau_{d2} - \tau_{d1})}{y_{d1} - y_{d2}}\right).$$

Хотя с помощью предлагаемого анализа, как в работе [23], можно описывать любое произвольное динамическое нагружение при постановке прямой задачи, приведенные результаты относятся к форме нагружения УПС при помпаже ЦК как наиболее опасному для УПС. Этот режим рассмотрен, так как позволяет понять термодинамические явления в УПС при динамическом нагружении.

Параметр  $y_{\text{см.д}}$  входит в состав формулы для определения высоты зазора плоской клиновидной поверхности НП. При отсутствии перекосов в безразмерном виде выражения для расчета высоты зазора имеют следующий вид:

- для винтовой поверхности (см. рис. 3, а)

$$\bar{h} = \frac{h}{h_{20}} = 1 + \bar{y}_{\text{см.д}} + \varepsilon_0 \left[ 1 - \bar{\varphi} / (\bar{\theta}_k \bar{\theta}_n) \right] \delta_k +$$

$$+ \alpha_n^* \chi \frac{\Psi_n}{\Psi} \int_0^1 \left[ \bar{T}_n(\bar{\theta}_n, \bar{y}_n) - \bar{T}_n(\bar{\varphi}, \bar{y}_n) \right] d\bar{y}_n;$$

$$\delta_k = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 \leq \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_k \bar{\theta}_n; \\ 0 & \text{при } \bar{\theta}_k \bar{\theta}_n < \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_n; \end{cases}$$

- для параллельного МПК скоса (см. рис. 3, б)

$$\bar{h} = \frac{h}{h_{20}} = 1 + \bar{y}_{\text{см.д}} + \varepsilon_0 \left[ 1 - \frac{(\sigma \bar{r} + 1)}{\bar{\eta}_k} \sin(\sigma \lambda \bar{\varphi}) \right] \delta_k +$$

$$+ \alpha_n^* \chi \frac{\Psi_n}{\Psi} \int_0^1 \left[ \bar{T}_n(\bar{\theta}_n, \bar{y}_n) - \bar{T}_n(\bar{\varphi}, \bar{y}_n) \right] d\bar{y}_n;$$

$$\delta_k = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 \leq \bar{\varphi} \leq \bar{\varphi}_k; \\ 0 & \text{при } \bar{\varphi}_k < \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_n, \end{cases}$$

$$\bar{\varphi}_k = \frac{1}{\sigma \lambda} \arcsin \frac{\bar{\eta}_k}{(\sigma \bar{r} + 1)},$$

где  $\bar{r}$  — безразмерная радиальная координата;  $\bar{\varphi}$  — безразмерная угловая координата,  $\bar{\varphi} = \varphi / \theta$ ;  $h_{20}$  — характерная толщина слоя УПС;  $\bar{y}_{\text{см.д}}$  — безразмерная координата положения УД,  $\bar{y}_{\text{см.д}} = y_{\text{см.д}} / h_{20}$ ;  $\varepsilon_0$  — относительная клиновидность НП,  $\varepsilon_0 = \Delta h / h_{20}$  ( $\Delta h$  — геометрическая глубина скоса на поверхности НП);  $\bar{\theta}_k(\bar{\varphi}_k)$  и  $\bar{\theta}_n$  — безразмерные угловые протяженности скоса и НП;  $\delta_k$  — единичная функция;  $\alpha_n^* = \alpha_n / \beta$  ( $\alpha_n$  — коэффициент линейного расширения материала НП;  $\beta$  — температурный коэффициент вязкости смазки);  $\chi$  — комплексный параметр, учитывающий зависимость вязкости смазки от температуры;  $\Psi_n$  — относительная толщина НП;  $\Psi$  — относительная толщина смазочного слоя;  $\bar{T}_n$  — безразмерная температура НП;  $\bar{y}_n$  — безразмерная координата НП;  $\bar{\eta}_k$  — относительная ширина скоса,  $\bar{\eta}_k = \eta_k / R_{\text{ср}}$  ( $R_{\text{ср}}$  — средний радиус НП).

Далее рассмотрены особенности численной реализации прямой задачи, изменение локальных, интегральных и динамических характеристик УПС с НП при перемещении УД во время помпажа ЦК (по пилообразному закону). Для сравнительного анализа использованы результаты, полученные при перемещении УД по гармоническому закону с аналогичными частотой и амплитудой.

**Численная реализация.** Для решения нестационарной задачи в качестве начального условия использовано решение стационарной задачи. Однако нестационарная задача существенно отличается от стационарной по количеству коэффициентов, входящих в состав уравнений, что может влиять на качество решения.

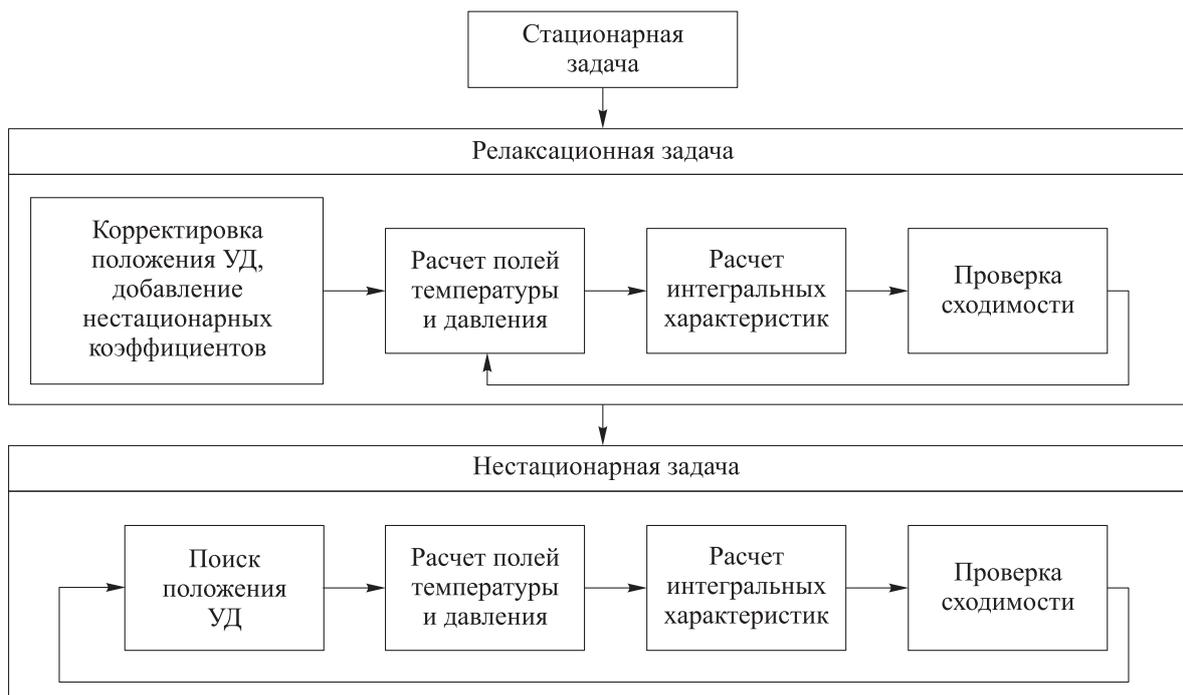


Рис. 5. Общая схема расчета полей температуры и давления

Для решения этой проблемы введен промежуточный релаксационный режим (рис. 5). Суть его заключается в том, чтобы перед началом решения нестационарной задачи выполнить дополнительный расчет, в котором итерационный процесс поиска решения стационарной задачи продолжается, но уже с учетом коэффициентов нестационарной задачи. Такой подход можно рассматривать как решение нестационарной задачи для нулевого момента времени с начальным условием в виде решения стационарной задачи. Это эффективно устраняет разрывы в характеристиках системы, обеспечивая гладкость перехода между стационарным и нестационарным режимами моделирования. В качестве условия сходимости релаксационной задачи выбрана сходимость несущей способности.

Жесткий помпаж в контексте ПТУГД-модели аппроксимирован пилообразной кривой, состоящей из двух основных участков (см. рис. 4). Участок 1–2 описывает динамику системы во время обратного движения газа из рабочего колеса на всасывание ЦК, что характеризуется резким падением давления и обратным током газа. Участок 2–3 моделирует поведение динамической составляющей перемещения УД  $y_d$  в процессе повторного заполнения газом компрессорной емкости после первого отрезка помпажа. Предполагалось, что этот

процесс повторяется до окончания работы ЦК, и момент времени  $\tau_{d3}$  является начальным моментом для следующего периода помпажа.

Момент начала помпажа можно разделить на два отдельных случая в зависимости от заданной начальной точки  $\tau_{d1}$ . Если точка  $\tau_{d1}$  первого периода помпажа является начальным моментом времени работы ЦК в целом, то в качестве начального положения УД при помпаже можно выбрать положение УД стационарной задачи (см. рис. 4, участок 0–1). Если динамическая составляющая перемещения УД  $y_{d1}$  отлична от нуля, то решение стационарной задачи следует скорректировать в рамках релаксационной задачи с учетом перемещения УД при помпаже.

Если начальная точка  $\tau_{d1}$  отлична нуля, то движение УД от начального положения до положения  $y_{d1}$  должно происходить постепенно за время  $\tau_{d1}$  (см. рис. 4, участок 0'–1). Постепенный рост обеспечивается квадратичным полиномом

$$y_d(\tau) = \frac{y_{d1} - \alpha_0 \tau_{d1}}{\tau_{d1}^2} \tau^2 + \alpha_0 \tau, \quad \tau \in [0, \tau_{d1}],$$

где  $\alpha_0$  — тангенс угла наклона в нулевой момент времени.

Для каждого фиксированного момента времени по приведенным уравнениям выбирается положение УД  $y_{см,д}$ , после чего для него прово-

дится полный расчет распределения температуры, давления, потоков и прочих параметров смазки, т. е. расчет на каждом шаге по времени является трудоемким процессом.

**Результаты численных экспериментов.** В качестве исходных данных для программы Sm2px3Tht выступали геометрические размеры УПС ЦК, установленного в лаборатории кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ» [12, 16, 17]. Использованы 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. Выбраны следующие размеры аппроксимирующих сеток:  $N_r = 51$ ,  $N_\phi = 71$ ,  $N_y = 31$ ,  $N_{yп} = 9$ ;  $N_{yд} = 9$ . Приняты следующие параметры: частота помпажа является осредненной и равной 5 Гц; осредненная циклическая частота жесткого помпажа  $\Omega = 31,42$  рад/с. Остальные исходные данные приведены ниже.

#### Исходные данные для расчета УПС с НП

Профиль рабочей поверхности НП . . . . .	Винтовая поверхность (см. рис. 3, а)
Частота вращения ротора $n$ , мин <sup>-1</sup> . . . . .	5000, 10 000
Диаметр НП, мм:	
внутренний $D_1$ . . . . .	70
внешний $D_2$ . . . . .	115
Число НП $z$ . . . . .	8
Высота зазора при статическом нагружении $h_2$ , мкм . . . . .	90
Угловая протяженность, град:	
НП $\theta_п$ . . . . .	38,8
скоса $\theta_к$ . . . . .	0,75 $\theta_п$
Глубина скоса $\delta_к$ , мм . . . . .	0,05
Толщина, мм:	
УД $H_д$ . . . . .	25
НП $H_п$ . . . . .	5
Коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м · град):	
УД $\lambda_д$ . . . . .	50
НП $\lambda_п$ . . . . .	50
Теплоемкость материала, Дж/(кг·град):	
УД $c_д$ . . . . .	469
НП $c_п$ . . . . .	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> · град) . . . . .	300...500
Амплитуда перемещения УД $A$ , мкм . . . . .	45

Изменение несущей способности УПС с НП при перемещении УД во время помпажа ЦК показано на рис. 6, а. Видно, что при уменьшении высоты зазора несущая способность ожидается повышается, а при его увеличении — резко возрастает. Рабочий режим устанавливается уже на втором периоде. В процессе перемещения наблюдается некоторое запаздывание изменения несущей способности во времени при увеличивающейся высоте зазора, и образуется остроконечный пик максимума  $P$  при минимальной  $h_2$ . Это вызвано уменьшением относительной клиновидности НП  $\epsilon_0$  и гидравлического сопротивления при увеличении  $h_2$ , от которых зависит возникновение гидродинамической реакции [24]. Процесс выдавливания смазки из зазора — скоротечный. Наполнение смазкой при увеличении высоты зазора происходит путем подсоса из пограничного слоя МПК и через внешние границы смазочного слоя, в том числе через боковые грани НП при  $r = R_1$  и  $r = R_2$ , с температурой  $t_0$ , что предусмотрено соответствующим граничным условием для уравнения энергии [12, 15, 16]. Это приводит к тому, что повышение гидродинамического давления  $p$  при увеличенной высоте зазора  $h_2$  обладает некоторой инерцией, и шаг перемещения УД оказывает меньшее влияние. При перемещении УД по гармоническому закону подобное запаздывание происходит более явно.

Когда высота зазора минимальная  $h_{2min}$ , при помпаже ЦК наблюдается более высокий пик максимальной несущей способности  $P$ , чем при перемещении УД по гармоническому закону, несмотря на одинаковые время первого периода  $\tau_п$  и амплитуду  $A$ . Пики минимальной несущей способности УПС при максимальной высоте зазора  $h_{2max}$  для разных форм перемещения УД совпадают. Это обусловлено более высокой скоростью перемещения УД (скоростью сжатия смазочного слоя)  $v_h$  при динамическом перемещении УД во время помпажа (рис. 6, б). Более высокие значения и резкие колебания скорости сжатия смазочного слоя  $v_h = \partial h / \partial t$  в правой части уравнения Рейнольдса [15, 16] приводят к повышению гидравлического сопротивления, а следовательно, к возрастанию гидродинамического давления  $p$  и интегральной характеристики  $P$ . При частоте вращения ротора  $n = 10\,000$  мин<sup>-1</sup> во время помпажа скорость сжатия смазочного слоя  $v_h$  в начале цикла резко возрастает до

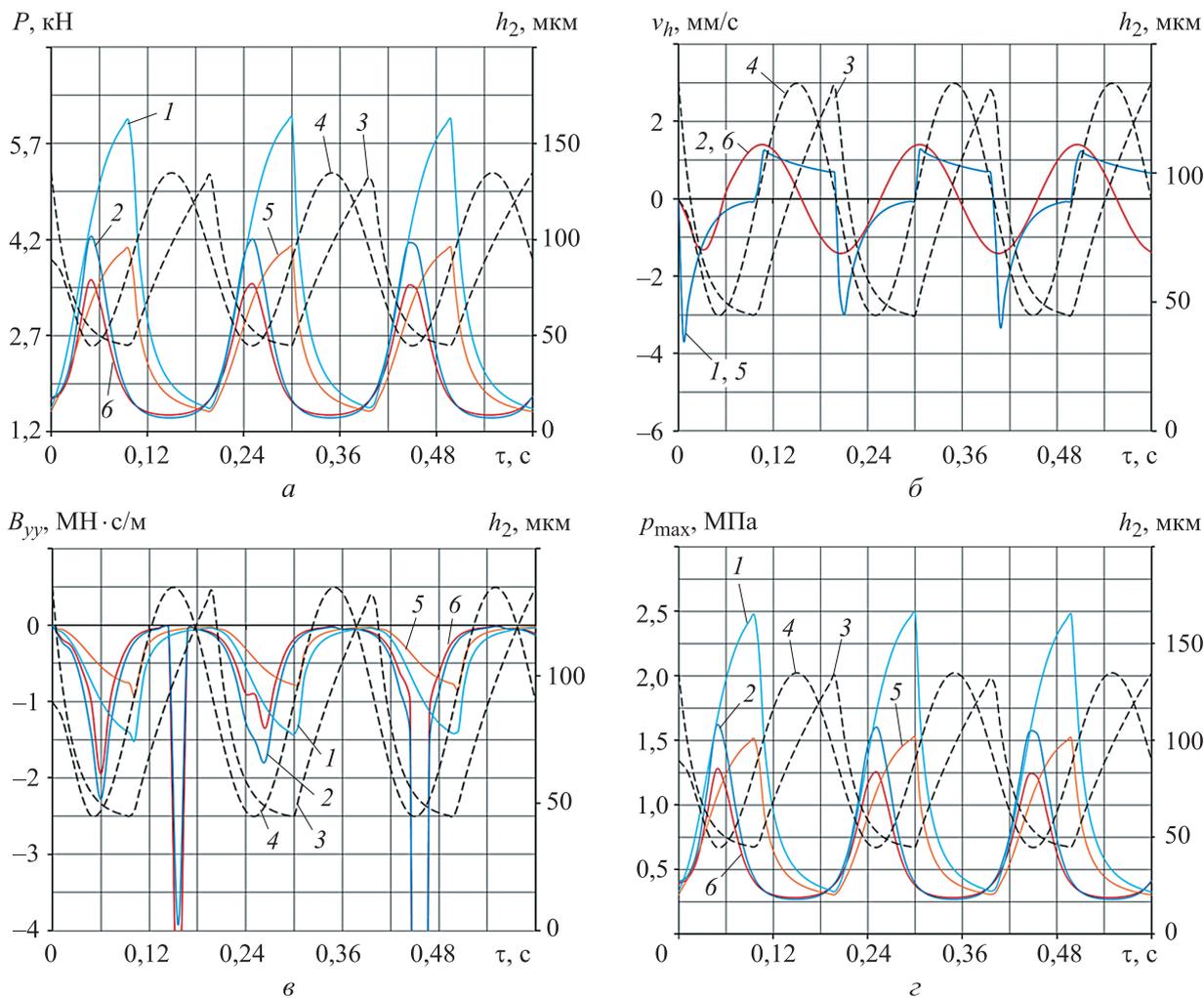


Рис. 6. Изменение во времени  $\tau$  несущей способности УПС  $P$  (а), скорости сжатия смазочного слоя  $v_h$  (б), коэффициента демпфирования  $B_{yy}$  (в) и максимального гидродинамического давления  $p_{max}$  (г) в процессе перемещения УД по пилообразному (1, 3, 5) и гармоническому (2, 4, 6) законам при  $h_2 = 90$  мкм,  $A = 45$  мм и  $\Omega = 31,42$  рад/с: 1, 2 –  $n = 10\ 000$  мин $^{-1}$ ; 3, 4 –  $h_{2min}$ ; 5, 6 –  $n = 5000$  мин $^{-1}$

3,5962 мм/с (при гармоническом нагружении  $v_h = 1,27$  мм/с), вследствие чего несущая способность УПС повышается до 6062,42 Н (при гармоническом нагружении  $P = 4233,84$  Н). Рост частоты вращения ротора с 5000 до 10 000 мин $^{-1}$  при помпаже приводит к увеличению несущей способности УПС на 49 %.

Некоторый фазовый сдвиг пиковых значений несущей способности и минимального значения высоты зазора (см. рис. 6, а) вероятно, вызван демпфированием смазочного слоя.

Если принять за внешнюю силу  $F$  возникающую несущую способность  $P$ , то, зная шаг изменения грузоподъемности, времени и зазора из результатов численных экспериментов, можно также рассмотреть изменение коэффициента демпфирования смазочного слоя

$B_{yy} = \Delta P \Delta \tau / \Delta h$  при перемещении УД. Как видно из рис. 6, в, при помпаже коэффициент демпфирования  $B_{yy}$  принимает отрицательные значения, так как характеризует дополнительную силу, противоположную по направлению скорости перемещения УД [18, 19]. По мере выдавливания смазки из несущего слоя демпфирование дополняет гидродинамическое давление вследствие торможения УД. Аналогично кривой перемещения УД при уменьшении высоты зазора демпфирование плавно возрастает и снижается по абсолютной величине при его увеличении, сохраняя отрицательные значения.

Двукратное повышение частоты вращения ротора  $n$  при помпаже приводит к возрастанию  $B_{yy}$  по абсолютной величине на 62,3 %. Однако при пиковых значениях перемещения УД, когда

разница между расчетными точками кривой высоты зазора стремится к нулю ( $\Delta h_2 \rightarrow 0$ ), кривая функции демпфирования при помпаже и минимальной высоте зазора  $B_{yy} \rightarrow \infty$  и совершает небольшой скачок. В зависимости от того, как близко расчетные точки находятся к максимуму или минимуму дискретной кривой перемещения УД (где  $\partial h/\partial \tau$ ), скачок приобретает больший или меньший размер. При гармоническом нагружении величина  $B_{yy}$  изменяется аналогично собственной кривой перемещения УД, но с большим размахом и более яркими скачками, в том числе из-за близости к точке экстремума.

В целом кривая максимального гидродинамического давления  $p_{\max}$  (рис. 6, з) изменяется аналогично несущей способности  $P$  при перемещении УД. Двукратное увеличение частоты вращения ротора приводит к возрастанию  $p_{\max}$  на 63,3 %. При  $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$  во время помпажа пик максимального давления на 18,5 % выше, чем при гармоническом нагружении, а при  $n = 10\,000 \text{ мин}^{-1}$  — на 53,3 % в разные моменты времени. Следовательно, увеличение частоты вращения ротора приводит к большей разнице между двумя формами перемещения УД.

Координаты максимума давления  $p_{\max}$  при помпаже находятся внутри смазочного слоя НП и несколько изменяются с увеличением частоты вращения ротора: при  $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$  —  $r = 46,25 \text{ мм}$  (или  $\bar{r} = 0$ , на среднем радиусе) и  $\varphi = 23,6^\circ$  (или  $\bar{\varphi} = 0,52$ ); при  $n = 10\,000 \text{ мин}^{-1}$  —  $r = 45,8 \dots 46,25 \text{ мм}$  (или  $\bar{r} = -0,04 \dots 0$ ) и  $\varphi = 22,7 \dots 24,6^\circ$  (или  $\bar{\varphi} = 0,50 \dots 0,55$ ), так как возникает разрежение  $p < p|_r$ , смещающее пик максимума давления. При помпаже и частоте

$n = 5000 \text{ мин}^{-1}$  отношение давлений в точке максимума гидродинамического давления составляет около 4,98, а при  $n = 10\,000 \text{ мин}^{-1}$  — 7,50.

Дальнейшее возрастание циклической частоты перемещения УД при частоте вращения  $n \geq 10\,000 \text{ мин}^{-1}$ , высоте зазора  $h_2 \geq 90 \text{ мкм}$  и, следовательно, при низком гидродинамическом давлении  $p$  приводит к некоторому разрежению на рабочей поверхности НП с локальным давлением смазки, которое ниже давления подачи  $p < p|_r = 0,24 \dots 0,25 \text{ МПа}$  (рис. 7, а).

Распределение гидродинамического давления по рабочей поверхности НП при частоте вращения ротора  $n = 10\,000 \text{ мин}^{-1}$  в момент времени максимума давления  $p_{\max} = 2,4708 \text{ МПа}$  при  $h_{2\min} = 44,7 \text{ мкм}$  и возникновения наибольшего разрежения  $p_{\min} = 0,239919 \text{ МПа}$  при  $h_{2\max} = 133,2 \text{ мкм}$  приведено на рис. 7, а и б. Разрежение появляется при повышенных частотах вращения ротора и высотах зазора вблизи внутренней кромки несущей НП при  $r = R_1$ . Таким образом, при условии отсутствия перекосов и погрешностей установки область рабочей поверхности НП вблизи задней кромки испытывает при перемещении УД наибольшие перепады гидродинамического давления, что с учетом высокого температурного режима работы может привести к вытеканию баббитового антифрикционного покрытия при достижении предела текучести или к усталостному разрушению антифрикционного покрытия при частых и/или длительных помпажных режимах.

Температурный режим работы УПС при перемещении УД ротора при помпаже ЦК на первых периодах вследствие скоротечности про-

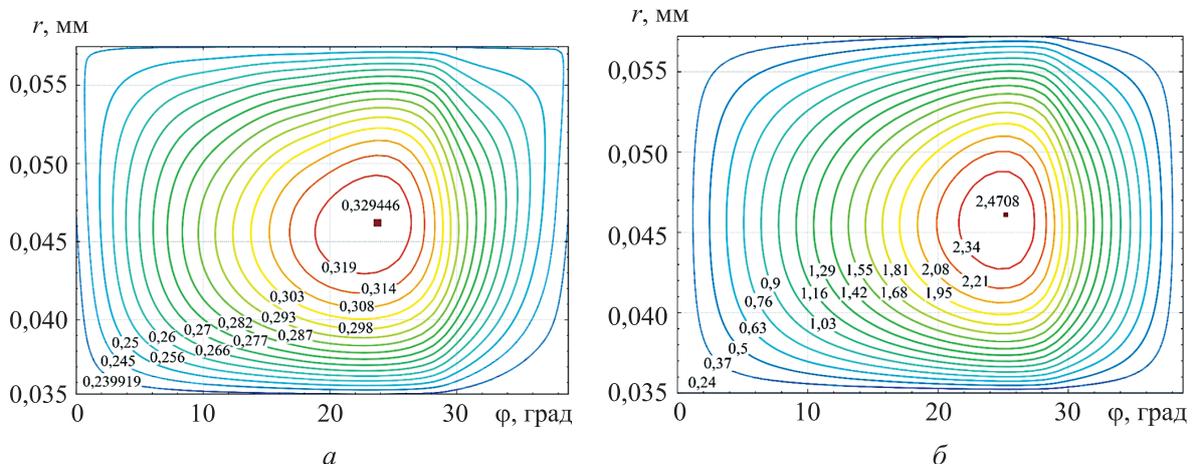


Рис. 7. Распределение гидродинамического давления, МПа, по поверхности НП при возникновении минимального (а) и максимального (б) значений и частоте вращения  $n = 10\,000 \text{ мин}^{-1}$

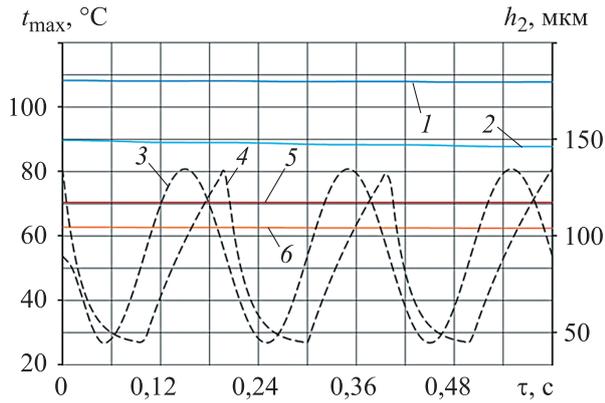


Рис. 8. Изменение во времени  $\tau$  максимальной температуры смазки  $t_{\max}$  в процессе перемещения УД по гармоническому (1, 3, 5) и пилообразному (2, 4, 6) законам при  $h_2 = 90$  мкм,  $A = 45$  мм и  $\Omega = 31,42$  рад/с: 1, 2 —  $n = 10\,000$  мин<sup>-1</sup>; 3, 4 —  $h_{2\min}$ ; 5, 6 —  $n = 5000$  мин<sup>-1</sup>

цесса и инерционности распространения теплоты в УПС изменяется незначительно (рис. 8).

Локальный максимум температуры смазки и всего УПС  $t_{\max}$  находится вблизи рабочей поверхности и выходной кромки НП (рис. 9, при  $p_{\max} = 2,4708$  МПа) и смещен к внешнему радиусу при  $r = R_2$  [12]. Это обусловлено ограниченной локальной конвекцией вблизи НП и возрастанием температурного уровня из-за вязкого сдвига слоев смазки по высоте слоя при вращении УД, вследствие чего частота вращения  $n$  является одним из определяющих параметров теплового состояния УПС [8, 12, 22, 24].

Существенный приток свежей смазки с температурой  $t_0 = 40^\circ\text{C}$  наблюдается в области пограничного слоя МПК [12, 16]. Максимальная температура смазки  $t_{\max}$ , а следовательно, НП  $T_{п\max}$  и УД  $T_{д\max}$  при помпаже с малым числом периодов перемещения УД не зависят от периода  $\tau_{\text{пом}}$  и амплитуды  $A$ . При увеличении числа периодов перемещения УД до 12 (рис. 10) происходит постепенное заметное уменьшение локальной максимальной температуры смазки  $t_{\max}$  вследствие влияния притока внешней свежей смазки с температурой  $t_0$  и постепенного отвода теплоты, аналогично экспериментальным исследованиям [11, 25]. После девятого периода помпажа ЦК при  $\tau \geq 1,8$  с устанавливается тепловой режим работы УПС. Следует отметить, что при равных величинах  $\tau_{\text{пом}}$  и  $A$  при помпаже по сравнению с гармоническим перемещением УД температурный режим работы УПС ниже, что, ве-

роятно, обусловлено возможностью большего поступления свежей смазки  $t_0$  при увеличенной скорости перемещения УД.

Общепринятыми параметрами, ограничивающими работу УПС в составе ЦК, являются максимальная температура  $t_{\max}$  и минимальная высота зазора  $h_{\min}$  между стенками УПС. Дополнительно введено ограничение в виде условного предела текучести на сжатие  $\sigma_{-0,2}$  материала рабочей поверхности НП, испытывающей предельные условия работы [8]. С этой целью в программу Sm2px3Tхт введена зависимость условного предела текучести баббитового покрытия от температуры НП  $\sigma_{-0,2} = f(T_{п})$  при положении НП  $y_{п} = 0$  (см. рис. 3). Учитывая

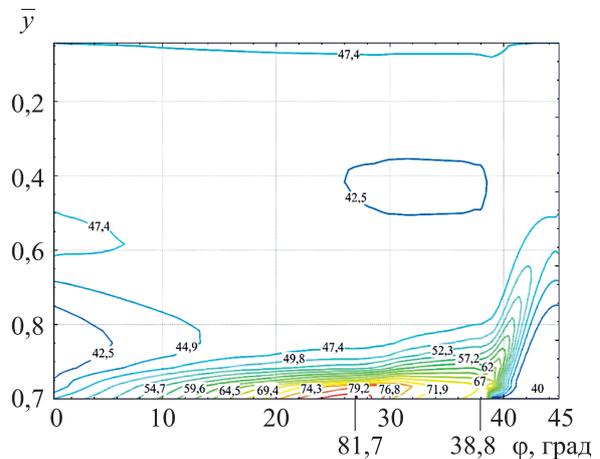


Рис. 9. Распределение температуры,  $^\circ\text{C}$ , в сечении смазочного и пограничного слоев на среднем радиусе НП при  $\bar{r} = 0$ ,  $n = 10\,000$  мин<sup>-1</sup> и  $h_{2\min} = 44,7$  мкм

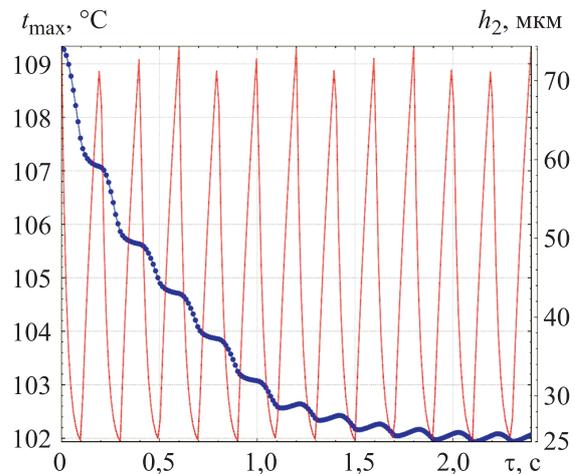


Рис. 10. Изменение во времени  $\tau$  максимальной температуры смазки  $t_{\max}$  после увеличения до 12 числа периодов перемещения УД при  $n = 10\,000$  мин<sup>-1</sup>,  $h_2 = 50$  мкм,  $A = 25$  мкм,  $\tau_{\text{пом}} = 0,2$  с

распределение изобар по рабочей поверхности в момент времени максимума давления  $p_{\max} = 2,4708$  МПа при помпаже (см. рис. 7, б), по разности между пределом и гидродинамическим давлением произвольной точки поверхности  $\Delta\sigma = (\sigma_{-0,2} - p)$  можно судить о возможности возникновения отказа при проявлении свойства текучести баббита для данного температурного режима.

Для баббита Б-83 (по ГОСТ 1320–74) такое распределение показано на рис. 11. Видно, что минимальное значение параметра  $\Delta\sigma = 2021$  МПа находится вблизи температурного максимума около внешней кромки с координатами  $r_{\Delta} = 57,3$  мм и  $\varphi_{\Delta} = 23,1^{\circ}$ . Вследствие низких значений давления изолинии параметра  $\Delta\sigma$  соответствуют изотермам поверхности НП. При достижении  $\sigma_{-0,2}$  баббит может начать размазываться без подгорания, что приводит к искажению формы рабочего зазора УПС и резкому падению его характеристик. Следовательно, наиболее уязвимое место на НП зависит от сочетания областей максимального давления и температуры.

Суммарные потери мощности на трение  $N$  смазочного и пограничного слоев УПС изменяются в противофазе относительно кривой перемещения УД (рис. 12), что связано с периодическим изменением высоты зазора  $h_2$ , содержащейся в знаменателе формулы для вычисления параметра  $N$  [12, 15, 16]. Амплитуда изменения потерь  $N$  имеет более высокий вытянутый пик при минимальной высоте зазоре, чем при максимальном, что обусловлено нелинейным характером изменения потерь мощно-

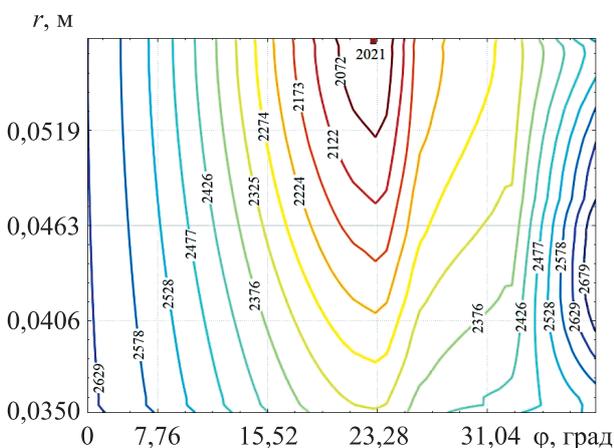


Рис. 11. Распределение параметра  $\Delta\sigma$ , МПа, по рабочей поверхности НП из баббита Б-83 при  $p_{\max} = 2,4708$  МПа,  $h_{2\min} = 44,7$  мкм и  $n = 10\,000$  мин<sup>-1</sup>

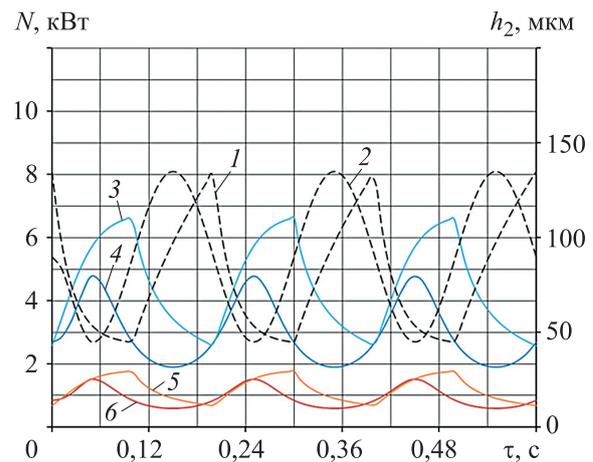


Рис. 12. Изменение во времени  $\tau$  суммарных потерь мощности на трение  $N$  в процессе перемещения УД по пилообразному (1, 3, 5) и гармоническому (2, 4, 6) законам при  $h_2 = 90$  мкм,  $A = 45$  мм и  $\Omega = 31,42$  рад/с: 1, 2 —  $h_{2\min}$ ; 3, 4 —  $n = 10\,000$  мин<sup>-1</sup>; 5, 6 —  $n = 5000$  мин<sup>-1</sup>

сти относительно  $h_2$ : чем меньше высота зазора, тем меньше потери мощности.

При помпаже суммарные потери мощности на трение  $N$  выше, чем при гармоническом нагружении: при частоте вращения  $n = 5000$  мин<sup>-1</sup> на 16,7 %, а при  $n = 10\,000$  мин<sup>-1</sup> — на 38,8 % в разные моменты времени. Таким образом, при увеличении частоты вращения разница по мощности между двумя формами перемещения УД становится больше. В целом при повышении частоты вращения  $n$  потери  $N$  увеличиваются вследствие роста влияния вязкого сдвига смазки. Следует отметить, при физических экспериментах при перемещении УД измеряются осредненные суммарные потери мощности без существенного влияния колебаний гидродинамических потерь  $N$  [11, 22, 25].

## Выводы

1. С помощью программы расчетов Sm2px3Tхт проведены численные эксперименты по определению влияния динамического режима при перемещении УД в условиях помпажа ЦК на работу УПС с НП, по результатам которых установлено следующее:

- несущая способность циклически изменяется с постоянным периодом; во время помпажа при минимальной высоте зазоре наблюдается более высокий пик максимальной несущей способности, чем при гармоническом перемещении УД, что обусловлено более высокой скоростью сжатия смазочного слоя;

- на характер перемещения УД и интегральные характеристики влияет демпфирование смазочного слоя, принимающее отрицательные значения; демпфирование оказывает воздействие на создаваемое гидродинамическое давление между рабочими поверхностями УПС, уменьшая или увеличивая его значение в зависимости от скорости сжатия смазочного слоя; в пиковых точках кривой перемещения УД происходит скачок демпфирования, причем при гармоническом перемещении его значение существенно выше;

- при перемещении УД во время помпажа ЦК наиболее нагруженная область рабочей поверхности НП находится вблизи задней кромки и внешнего радиуса, которая испытывает перепады гидродинамического давления до 4...8 раз, что примерно на 1/3 больше, чем при гармоническом перемещении УД; при повышенном температурном режиме работы УПС это может привести либо к вытеканию баббитового антифрикционного покрытия при достижении условного предела текучести  $\sigma_{-0,2}$ , либо к усталостному разрушению покрытия вследствие частых/длительных помпажных режимов ЦК; область максимального давления и температуры является вероятной аварийной зоной на поверхности НП и требует повышенного внимания при расчете; при повышенных частотах вращения и больших зазорах, когда гидродинамическое давление понижено, наблюдается некоторое разрежение вблизи внутренней кромки НП; с увеличением частоты вращения разница в гидродинамическом давлении между двумя формами перемещения возрастает;

- температурный режим работы УПС при перемещении УД при первых трех циклах почти не изменяется ввиду скоротечности процесса; увеличение количества периодов до 12 приводит к снижению максимальной температуры смазки из-за влияния поступления свежей смазки с температурой  $t_0$  после выдавливания горячей отработанной смазки; температурный режим работы при помпаже ниже, чем при гармоническом перемещении УД при одинаковых времени периода и амплитуде перемещения, несмотря на повышенные потери мощности;

- потери мощности на трение смазочного и пограничного слоев УПС изменяются в противофазе относительно кривой перемещения УД; наблюдается нелинейность этих потерь относительно высоты зазора и их рост при увеличении частоты вращения; потери мощности при помпаже больше, чем при гармоническом перемещении УД, и их разница возрастает с повышением частоты вращения;

2. Численные исследования с помощью программы Sm2rx3Tхт можно использовать на практике как дополнительный к классическому статическому расчету УПС ЦК с учетом динамического перемещения произвольного характера вращающегося элемента, из которых наиболее опасным является помпаж ЦК; понимание внутренних процессов при динамическом нагружении УПС позволяет более точно устанавливать датчик температуры, контролировать УПС в процессе работы и увеличивать срок его службы путем снижения предельных условий эксплуатации.

## Литература

- [1] Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. *Центробежные компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1982. 271 с.
- [2] Gravdahl J.T., Egeland O. *Compressor surge and rotating stall*. Springer, 1999. 225 p.
- [3] Хадиев М.Б., Зиннатуллин Н.Х., Нафиков И.М. Механизм помпажа в центробежных компрессорах. *Вестник казанского технологического университета*, 2014, т. 17, № 8, с. 262–267.
- [4] Старосельский С. Встроенная система защиты от помпажа и контроля производительности центробежных и осевых компрессоров при помощи измерения вибрации. *Компрессорная техника и пневматика*, 2013, № 2, с. 18–23.
- [5] Brun K., Simons S., Kurz R. et al. Measurement and prediction of centrifugal compressor axial forces during surge — Part I: Surge force measurements. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 2018, vol. 140, no. 1, art. 012601, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4037662>
- [6] Соколов Н.В., Максимов Т.В., Хадиев М.Б. Влияние осевой силы ротора центробежного компрессора на работу упорного подшипника. *Компрессорная техника и пневматика*, 2021, № 3, с. 33–38.

- [7] Ямпольский С.Л. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на работоспособность упорных подшипников турбин, методы контроля их работы и защиты от аварийных повреждений. *Энергомашиностроение*, 1965, № 7, с. 17–22.
- [8] He M., Byrne J.M. Fundamentals of fluid film thrust bearing operation and modeling. *Asia Turbomachinery and Pump Symposium*. Houston, Texas A&M University, 2018.
- [9] Хрущов М.М. *Усталость баббитов*. Москва-Ленинград, Изд-во АН СССР, 1943. 140 с.
- [10] Zeidan F.Y., Herbage B.S. Fluid film bearing fundamentals and failure. *Proc. 20th Turbomachinery Symposium*, 1991, pp. 161–186.
- [11] Сережкина Л.П., Зарецкий Е.И. *Осевые подшипники мощных паровых турбин*. Москва, Машиностроение, 1988. 175 с.
- [12] Соколов Н.В., Федотов П.Е. Картина тепловых потоков упорного подшипника скольжения. *Известия ВУЗов. Машиностроение*, 2024, № 1, с. 77–89. EDN: NXPBUY
- [13] He M., Byrne J., Cloud C. et al. Steady state performance prediction of directly lubricated fluid film journal bearings. *Proc. 41st Turbomachinery Symposium*, 2012.
- [14] 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 от 19.05.2020.
- [15] 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>
- [16] Соколов Н.В., Хадиев М.Б., Федотов П.Е. и др. Сравнение квазитрехмерной и полной трехмерной постановок работы упорного подшипника скольжения. *Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение*, 2023, т. 22, № 3, с. 143–159, doi: <https://doi.org/10.18287/2541-7533-2023-22-3-143-159>
- [17] Соколов Н.В. Влияние перемещения диска на характеристики упорного подшипника скольжения. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2025, № 1, с. 108–130. EDN: TXSKFW
- [18] Лунд. Разработка понятия динамических коэффициентов радиальных подшипников жидкостного трения. *Проблемы трения и смазки*, 1987, № 1, с. 40–45.
- [19] Корнеев А.Ю., Ярославцев М.М. Динамические характеристики конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения. *Вестник машиностроения*, 2010, № 4, с. 52–57.
- [20] Zhu Q., Zhang W.J. A preliminary nonlinear analysis of the axial transient response of the sector-shaped hydrodynamic thrust bearing-rotor system. *J. Tribol.*, 2003, vol. 125, no. 4, pp. 854–858, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1575775>
- [21] Ehrich F. *Handbook of rotordynamics*. Krieger, 2004. 480 p.
- [22] Хадиев М.Б., Хамидуллин И.В. *Компрессоры в технологических процессах*. Казань, Изд-во КНИТУ, 2021. 260 с.
- [23] Han T., Paranjpe R.S. A finite volume analysis of the thermohydrodynamic performance of finite journal bearings. *J. Tribol.*, 1990, vol. 112, no. 3, pp. 557–565, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2920293>
- [24] Подольский М.Е. *Редукторы энергетических машин*. Ленинград, Машиностроение, 1985. 232 с.
- [25] Ямпольский С.Л. Несущая способность упорных подшипников и осевые усилия в турбинах при динамических режимах. *Энергомашиностроение*, 1971, № 12, с. 17–19.

## References

- [1] Seleznev K.P., Galerkin Yu.B. *Tsentrobezhnyye kompressory* [Centrifugal compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1982. 271 p. (In Russ.).
- [2] Gravdahl J.T., Egeland O. *Compressor surge and rotating stall*. Springer, 1999. 225 p.
- [3] Khadiev M.B., Zinnatullin N.Kh., Nafikov I.M. Surge mechanism in centrifugal compressors. *Vestnik kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta*, 2014, vol. 17, no. 8, pp. 262–267. (In Russ.).

- [4] Staroselskiy S. Built-in surge protection and performance monitoring system for centrifugal and axial compressors using vibration measurement. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2013, no. 2, pp. 18–23. (In Russ.).
- [5] Brun K., Simons S., Kurz R. et al. Measurement and prediction of centrifugal compressor axial forces during surge — Part I: Surge force measurements. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 2018, vol. 140, no. 1, art. 012601, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4037662>
- [6] Sokolov N.V., Maksimov T.V., Khadiev M.B. Influence of the axial force of the rotor of a centrifugal compressor on the operation of the thrust bearing. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2021, no. 3, pp. 33–38. (In Russ.).
- [7] Yampolskiy S.L. The influence of design and operational factors on the performance of turbine thrust bearings, methods for monitoring their operation and protecting against accidental damage. *Energomashinostroenie*, 1965, no. 7, pp. 17–22. (In Russ.).
- [8] He M., Byrne J.M. Fundamentals of fluid film thrust bearing operation and modeling. Asia Turbomachinery and Pump Symposium. Houston, Texas A&M University, 2018.
- [9] Khrushchov M.M. *Ustalost babbitolov* [Babbitt fatigue]. Moscow-Leningrad, Izd-vo AN SSSR Publ., 1943. 140 p. (In Russ.).
- [10] Zeidan F.Y., Herbage B.S. Fluid film bearing fundamentals and failure. *Proc. 20th Turbomachinery Symposium*, 1991, pp. 161–186.
- [11] Serezhkina L.P., Zaretskiy E.I. *Osevye podshipniki moshchnykh parovykh turbin* [Axial bearings of high-power steam turbines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1988. 175 p. (In Russ.).
- [12] Sokolov N.V., Fedotov P.E. Heat flow pattern of the plain thrust bearing. *Izvestiya VUZov. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2024, no. 1, pp. 77–89. EDN: NXPBUY (in Russ.).
- [13] He M., Byrne J., Cloud C. et al. Steady state performance prediction of directly lubricated fluid film journal bearings. *Proc. 41st Turbomachinery Symposium*, 2012.
- [14] Fedotov P.E., Fedotov E.M., Sokolov N.V. et al. *Sm2Px3T $\tau$  — dinamicheski nagruzhennyy uporny podshpik skolzheniya pri postanovke pryamoy zadachi* [Sm2Px3T $\tau$  — dynamically loaded thrust plain bearing when setting a direct problem]. Software registration certificate 2020615227 of 19.05.2020. (In Russ.).
- [15] 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>
- [16] Sokolov N.V., Khadiev M.B., Fedotov P.E. et al. Comparison of quasi-three-dimensional and full three-dimensional formulations of thrust bearing operation. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie* [Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering], 2023, vol. 22, no. 3, pp. 143–159, doi: <https://doi.org/10.18287/2541-7533-2023-22-3-143-159> (in Russ.).
- [17] Sokolov N.V. Effect of the collar displacement on the fixed pads thrust bearing characteristics. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2025, no. 1, pp. 108–130. EDN: TXSKFW (in Russ.).
- [18] Lund. Development of the concept of dynamic coefficients of radial fluid friction bearings. *Problemy treniya i smazki*, 1987, no. 1, pp. 40–45. (In Russ.).
- [19] Korneev A.Yu., Yaroslavtsev M.M. Dynamic characteristics of conical multiple-pad hydrodynamic liquid-friction bearings. *Vestnik mashinostroeniya*, 2010, no. 4, pp. 52–57. (In Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2010, vol. 30, no. 4, pp. 365–369, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X10040106>)
- [20] Zhu Q., Zhang W.J. A preliminary nonlinear analysis of the axial transient response of the sector-shaped hydrodynamic thrust bearing-rotor system. *J. Tribol.*, 2003, vol. 125, no. 4, pp. 854–858, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1575775>
- [21] Ehrich F. *Handbook of rotordynamics*. Krieger, 2004. 480 p.
- [22] Khadiev M.B., Khamidullin I.V. *Kompressory v tekhnologicheskikh protsessakh* [Compressors in technological processes]. Kazan, Izd-vo KNITU Publ., 2021. 260 p. (In Russ.).

- [23] Хан Т., Paranjpe R.S. A finite volume analysis of the thermohydrodynamic performance of finite journal bearings. *J. Tribol.*, 1990, vol. 112, no. 3, pp. 557–565, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2920293>
- [24] Podolskiy M.E. *Reduktory energeticheskikh mashin* [Gearboxes for power machines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1985. 232 p. (In Russ.).
- [25] Yampolskiy S.L. Bearing capacity of fluid film thrust bearings and axial forces in turbines under dynamic conditions. *Energomashinostroenie*, 1971, no. 12, pp. 17–19. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 27.09.2025

## Информация об авторах

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

**ФЕДОТОВ Павел Евгеньевич** — старший преподаватель кафедры «Прикладная математика и искусственный интеллект». Казанский (Приволжский) федеральный университет; инженер. ООО «АСТ Поволжье» (420008, Казань, Российская Федерация, ул. Кремлевская, д. 35, e-mail: paulfedotov@mail.ru).

## Information about the authors

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

**FEDOTOV Pavel Evgenevich** — Senior Lecturer, Department of Applied mathematics and artificial intelligence. Kazan (Volga Region) Federal University; Engenner. AST Volga Region LLC (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. Изменение характеристик упорного подшипника при помпаже центробежного компрессора. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 2, с. 61–76.

### Please cite this article in English as:

Sokolov N.V., Fedotov P.E. Changing the performance of the fixed pad thrust bearing during the centrifugal compressor surge. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 2, pp. 61–76.