

ПЕРЕХОДНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ КОМПРЕССОРНОЙ МАШИНЫ

Н. В. Соколов¹, М. Б. Хадиев¹, П. Е. Федотов^{2,3}, Е. М. Федотов³

¹Казанский национальный исследовательский технологический университет,
Россия, 420015, г. Казань, ул. К. Маркса, 68

²Казанский (Приволжский) федеральный университет,
Россия, 420008, г. Казань, ул. Кремлевская, 35

³ООО «АСТ Поволжье»,
Россия, 420107, г. Казань, ул. Петербургская, 50

В статье представлены численные исследования влияния переходных режимов работы упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками центробежного или винтового компрессора. Исследуется изменение несущей способности подшипника, максимальной температуры смазки и потерь мощности при изменении частоты вращения упорного диска ротора. Обнаружен скачок несущей способности и потерь мощности в первых секундах разгона упорного диска и низкой вязкости смазки при температуре подачи. Исследовано изменение несущей способности упорного подшипника при одновременном выбеге ротора и непрерывном мягком помпаже центробежного компрессора. Отмечено возникновение некоторого разрежения на рабочей поверхности подушки при остановке и продолжающемся гармоническом осевом перемещении упорного диска.

Ключевые слова: компрессор, упорный подшипник, переходный режим, помпаж, частота вращения, несущая способность, максимальная температура, потери мощности.

Введение

Центробежный и винтовой компрессор состоит из множества элементов конструкции разного функционального назначения. Они подвергаются в совокупности различным физическим воздействиям: силовым, температурным, коррозионным и пр., изменяющимся в том числе во времени. Результирующие рабочие параметры элементов конструкции являются реакцией на совокупность всех воздействующих внешних факторов. Наиболее ответственными элементами корпуса компрессора традиционно считаются узлы трения: это подшипники и уплотнения. От них зависит надежность и долговечность эксплуатации компрессора, что объясняется непосредственным восприятием условий сжатия газа, соответствующих им силовых нагрузок от ротора компрессора и давлений среды, в том числе при переходных режимах. Переходные или неустановившиеся режимы работы центробежных (ЦК) и винтовых (ВК) компрессоров возникают при переходе с одной частоты вращения на другую, изменении сопротивления сети на всасывании или нагнетании, пуске и остановке компрессора [1, 2]. Это может привести к перемещению цапфы ротора (или упорного диска) в пределах рабочего зазора под действием переменной силовой нагрузки и динамическому нагружению самого узла трения. Большинство внешних факторов необходимо учитывать на этапе расчета и проектирования, чтобы заранее предсказать изменение характеристик подшипника скольжения. Теоретический анализ позволяет еще на начальном этапе подобрать геометрические и режимные параметры подшипников скольжения и уплотнений, влияющие, в том числе, на вибраци-

онную надежность роторной системы высокоскоростной компрессорной машины.

При переходном поведении подшипника скольжения следует определить максимально допустимые нагрузки (или минимальные зазоры) и тепловое состояние элементов подшипника. Расчет включает также определение критических параметров h_{\min} и t_{\max} , достижение которых может привести к потенциальной аварии. Широко применяемый анализ стационарного состояния при постоянных воспринимаемой нагрузке и частоте вращения ротора не дает исчерпывающую информацию о подшипнике жидкостного трения [3]. Например, тепловые поля смазочного слоя подушки, пограничного слоя межподушечного канала и окружающих его твердых деталей для установления при смене режима работы требуют длительного времени до нескольких минут, тогда как изменения эксплуатационных параметров компрессора могут быть скоротечными.

В литературе описаны многие исследования пусковых режимов работы подшипников скольжения. С. М. Ettles с соавторами [4] заявил, что заклинивание упорных подшипников скольжения (УПС) было вызвано пониженной температурой масла затопленного корпуса при холодном пуске и в аварийном случае это может привести к касанию. Он же указывает на влияние габаритных размеров [5]: максимально допустимые удельные нагрузки для подшипников меньшего размера выше вследствие меньшей силовой деформации подушек. Для предотвращения заклинивания при пуске машины на практике самоустанавливающиеся подушки УПС иногда могут быть оснащены гидростатической системой подбема [6], которая отключается при достижении 80 % от номинальной частоты вращения.

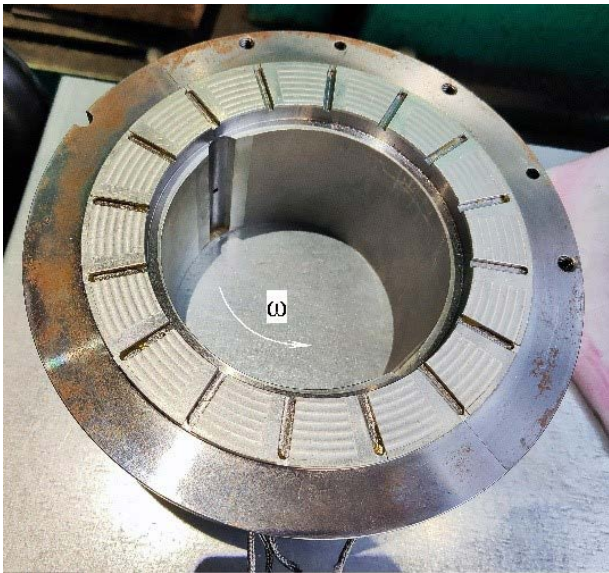


Рис. 1. Общий вид опорно-упорного подшипника с винтовой поверхностью клинового скоса упорной поверхности после эксплуатации фирмы Sundyne

Fig. 1. General view of the fixed pad thrust bearing with a taper land on the surface after operation by Sundyne

К схожим выводам приходит М. Fillon с соавторами [7, 8], который исследовал влияние времени пуска машины на характеристики опорного подшипника с самоустанавливающимися подушками. При условии быстрого разгона ротора от состояния покоя до номинальной угловой скорости может произойти касание вследствие уменьшения рабочего зазора подшипника. Это происходит из-за быстрого теплового расширения цапфы ротора. Такой эффект отсутствует при вертикальном расположении ротора машины.

Ранее П. Г. Урасов [9] по отношению к УПС с самоустанавливающимися подушками отмечает, что при горячем пуске минимальные толщины смазочного слоя больше, а максимальные температуры меньше в сравнении с холодным пуском. Следовательно, необходимо принудительно обеспечивать горячие пуски путем подогрева масла в маслобаке до 30...35 °С, но учитывать, что при таком способе

большое влияние оказывают тепловые деформации деталей подшипника.

В настоящей работе изучаются переходные режимы работы УПС с неподвижными подушками ЦК и ВК (рис. 1), предназначенного для уменьшения износа и трения между вращающимися и неподвижными частями конструкции, восприятия возмущающих сил вдоль оси ротора компрессора и фиксации ротора относительно корпуса в осевом направлении. Осевая нагрузка может возникнуть от суммарного перепада давления на рабочих ступенях ЦК; от внутренних нестационарных газодинамических процессов сжимаемого газа в проточной части ЦК; от перепада давления сжимаемого газа между сторонами нагнетания и всасывания ВК высокого давления (с конечным давлением более 10 МПа) и/или от осевой составляющей нагрузки косозубого зубчатого зацепления, например, центрального компрессора со встроенным повышающим мультипликатором [1, 3].

В условиях, когда усложняются современные режимы работы упорных подшипников компрессоров, необходимо повышать точность разрабатываемых математических моделей, которые учитывают все большее количество эксплуатационных факторов. На основе этих моделей создаются программы расчетов, которые позволяют более детально проектировать УПС компрессоров. Следовательно, понимание физики протекания гидродинамических и тепловых процессов в смазочных и пограничных слоях УПС при переходных режимах является актуальной задачей, заметно влияющей на общее повышение качества расчета и ресурса работы компрессора.

Постановка задачи

Изучаемый УПС состоит из неподвижных (фиксированных) подушек 1, 2 цельного кольцевого подпятника и вращающегося упорного диска 3, которые разделены между собой смазочными слоями 4 над опорной поверхностью подушек (рис. 2). Разделение обеспечивается посредством возникновения гидродинамического давления в смазочных слоях за счет вращения диска 3, сужающегося зазора по направлению вращения и подачи смазки необходимого объема и требуемой вязкости. При вра-

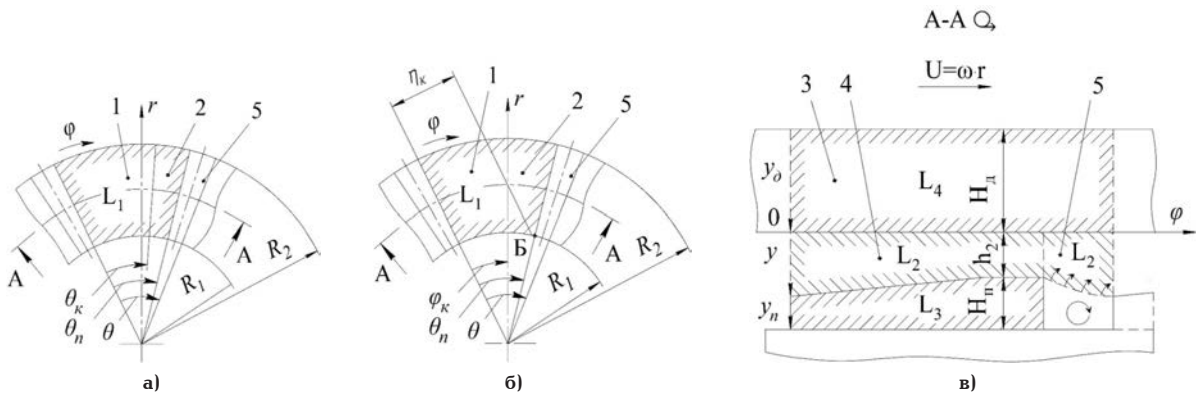


Рис. 2. Расчетная схема упорного подшипника скольжения: а — профиль подушки с винтовой поверхностью; б — профиль подушки с параллельным МПК скосом; в — разрез по А-А вдоль среднего радиуса; 1, 2 — клиноватая и плоская части подушки; 3 — упорный диск; 4, 5 — смазочный и пограничный слой; $\theta_\kappa, \theta_n, \theta$ — угловые протяженности клина, подушки и элемента периодичности; H_n, H_κ — толщины подушки и диска

Fig. 2. Calculation scheme of a fluid film thrust bearing: а — profile of a pad with a taper land; б — profile of a pad with a parallel taper land; в — section A-A along the average radius; 1, 2 — taper and flat areas of the pad; 3 — collar; 4, 5 — lubricant film and boundary layer; $\theta_\kappa, \theta_n, \theta$ — angular extents of the taper area, pad and periodicity element; H_n, H_κ — thicknesses of the pad and collar

щении диска 3 смазка его поверхностью увлекается в сужающийся клиновидный зазор, в результате чего давление в смазочных слоях 4 подшипника возрастает. В пространство между подушками подается свежая смазка от маслосистемы установки, которая далее попадает на входное сечение смазочного слоя подушки. В этих межподушечных каналах (МПК) при вращении упорного диска на его поверхности формируется тонкий пограничный слой смазки 5, участвующий в сложном теплообменном процессе смешивания смазки перед входом в последующую подушку [10, 11]. Все подушки подшипника имеют единую уникальную геометрию рабочей поверхности, называемую профилем. В компрессорной технике наиболее применяемыми являются два профиля неподвижной поверхности подушки: винтовая поверхность клинового колоса (рис. 2а) и параллельный МПК скос (рис. 2б). Профиль позволяет создать гидродинамическое давление с определенной эпюрой, интеграл которой по рабочей поверхности подушки образует несущую способность P , уравновешивающую внешнюю осевую силу F и обеспечивающую гарантированный зазор h_2 для исключения касания подушек о диск.

Для исследования упорного подшипника с неподвижными подушками ЦК или ВК разработана программа расчетов Sm2px3Txt [12]. В основе программы лежит периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) математическая модель [11, 13], которая учитывает переходные режимы работы упорного подшипника. Учитывая, что в уравнении энергии в окружном направлении преобладают конвективные слагаемые, то температура смазки на входе в смазочный слой является наиболее важным граничным условием для данного уравнения, значительно влияющим на выходные характеристики подшипника жидкостного трения. Особенность ПТУГД модели заключается в постановке периодического граничного условия для уравнения энергии на входе в смазочный слой при $\varphi = 0$ и $\varphi = \theta$ [3, 13]. В модели учитываются возникновение гидродинамического давления смазочного слоя в области \bar{L}_1 над поверхностью подушки (область уравнения Рейнольдса) и совместные процессы распространения теплоты во всех областях подшипника (область уравнения энергии) [11, 13]; в смазочном и пограничном слоях области \bar{L}_2 , неподвижной подушке области \bar{L}_3 , вращающемся упорном диске области \bar{L}_4 с учетом условий теплообмена с окружающей средой и МПК. В результатах расчета программы Sm2px3Txt представлено изменение локальных (максимальная температура и минимальная толщина смазочного слоя подшипника), интегральных (несущая способность, потери мощности на трение, расходы смазки через входное и выходные сечения смазочного слоя, тепловые потоки через сечения конструктивных элементов и слоев смазки, распределение давлений и температур и др.) и динамических (коэффициенты жесткости и демпфирования) характеристик в зависимости от времени с возможностью осевого перемещения упорного диска или изменения частоты вращения ротора компрессора. Для этого при моделировании были сохранены локальные составляющие высоты зазора $\partial h/\partial t$ для уравнения Рейнольдса и произведения плотности и температуры $\partial(\rho t)/\partial t$ для уравнения энергии [13, 14].

Изменение угловой скорости вращения диска в ПТУГД модели при переходном режиме происходит плавно согласно экспоненциальной зависимости

$$\omega = \omega_1 \cdot \exp[-\beta_\omega(\tau - \tau_{\omega_1})], \quad (1)$$

где β_ω — коэффициент изменения угловой скорости. Он может быть вычислен с достаточной степенью точности по формуле

$$\beta_\omega = \frac{1}{\tau_{\omega_2} - \tau_{\omega_1}} \ln(\omega_1/\omega_2), \quad (2)$$

где τ_{ω_1} , ω_1 и τ_{ω_2} , ω_2 — время и изменение угловой скорости при изменении режима работы компрессора.

Такая постановка задачи совместно с изменением формы зазора [15] позволяет полноценно изучить влияние переходных режимов работы ЦК и ВК на характеристики упорного подшипника. Более подробное описание трехмерной нестационарной ПТУГД математической модели УПС с неподвижными подушками ЦК и ВК с необходимыми граничными условиями областей \bar{L}_1 , \bar{L}_2 , \bar{L}_3 , \bar{L}_4 , особенностей численной реализации, массового и теплового балансов элемента периодичности программы Sm2px3Txt можно найти в статьях [11, 13, 14]. Представленный ниже численный расчет переходных режимов работы предполагает несколько допущений:

1) согласно кривой Герси — Штрибека [16], предполагается жидкостный режим трения, для которого характерен гарантированный сужающийся рабочий зазор для протекания смазки и возникновения гидродинамического давления. Полужидкостный и граничный режимы трения, которые могут проявляться при начальных пусковых и остановочных режимах при малой высоте зазора, в работе не рассматриваются. Косвенно это подтверждается экспериментами УПС на стенде [17, рис. 6], когда жидкостный режим трения с увеличением давления возникает практически сразу после пуска и сохраняется при выбеге ротора;

2) рассматривается режим теплового пуска при постоянном осевом зазоре без вероятности заклинивания УПС в процессе пуска компрессорной машины.

Результаты численных экспериментов

В качестве исходных данных для программы Sm2px3Txt при численных экспериментах приняты геометрические размеры упорного подшипника скольжения центробежного компрессора, расположенного в лаборатории кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» Казанского национального исследовательского технологического университета, г. Казань [11, 14, 17]. На условной границе пограничного слоя задавалась температура смазки в МПК, т.е. $t = t_0$. Использовались 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 приняты $N_r = 51$, $N_\varphi = 71$, $N_y = 31$, $N_{yn} = 9$, $N_{yg} = 9$. Остальные исходные данные указаны в табл. 1.

В качестве верхнего уровня приняты значения частоты вращения $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$ ($\omega = 523,5988 \text{ с}^{-1}$) и 10000 мин^{-1} ($\omega = 1047,198 \text{ с}^{-1}$). Из-за особенностей численной реализации произвольно за начальное значение принята частота вращения $n = 10 \text{ мин}^{-1}$, что условно соответствует состоянию покоя ротора компрессора. Принято условие по-

Таблица 1. Исходные параметры упорного подшипника
Table 1. Initial parameters of the thrust bearing

№ п/п	Параметр	Обозначение и единица измерения	Значение
1.	Профиль рабочей поверхности подушки	винтовая поверхность (рис. 2а)	—
2.	Частота вращения ротора	n , мин ⁻¹	6000
3.	Внутренний диаметр	D_1 , мм	70
4.	Внешний диаметр	D_2 , мм	115
5.	Количество подушек	z	8
6.	Высота зазора	h_2 , мкм	90
7.	Угловая протяженность подушки	θ_n	38,8°
8.	Угловая протяженность скоса	θ_k	0,75· θ_n
9.	Глубина скоса	$\delta_{ск}$, мм	0,05
10.	Толщина упорного диска	H_d , мм	25
11.	Толщина подушки	H_p , мм	5
12.	Коэффициент теплопроводности материала подушки и упорного диска	$\lambda_n = \lambda_g$, Вт/(м·град)	50
13.	Теплоемкость материала подушки и упорного диска	$c_n = c_g$, Дж/(кг·град)	469
14.	Температура подачи смазки	t_0 , °C	40
15.	Давление по краям подушки, абс.	$p _r$, МПа	0,24...0,26
16.	Коэффициент теплоотдачи	α_T , Вт/(м ² ·град)	300...500

стоянства зазора при переходных процессах: $h_2 = 25$ мкм и 50 мкм. Для анализа остановки ЦК при одновременном мягком помпаже приняты следующие его параметры: циклическая частота $\Omega = 6,28$ рад/с ($\nu = 1$ Гц), зазор $h_2 = 50$ мкм и амплитуда $A = 25$ мкм перемещения упорного диска ротора.

На рис. 3 представлено изменение несущей способности P упорного подшипника при пуске компрессора в процессе разгона ротора. Как правило, пуск компрессора осуществляется быстро в течение нескольких десятков секунд за счет значительного прикладываемого момента привода, раскручивающего ротор валопровода компрессорного агрегата. Как видно, для всех кривых несущей способности на начальном этапе пуска при $\tau = 0...4$ с. происходит резкое возрастание (скачок) несущей способности. По-видимому, это связано с низкими тепловыделениями и, соответственно, повышенной вязкостью по объему смазочного слоя при температуре $t \approx t_0 = 40$ °C при первых секундах пуска. После первоначального скачка на работу упорного подшипника начинают сказываться возрастающие потери энергии на трение при повышении n , и, следовательно, происходит нагрев смазочного и пограничного слоев и окружающих их деталей. В результате повышается общий температурный уровень смазки, понижаются вязкость и реакция смазочной пленки подшипника. В зависимости от интенсивности тепловых процессов после скачка кривая P может практически сразу установиться либо немного возрасти с последующим монотонным понижением и установлением при достижении заданного значения. Однако чем меньше величина зазора h_2 , тем на большую величину возрастает величина P . На величину скачка несущей способности и последующего ее убывания также влияет верхний уровень повышения частоты вращения: кривые 1-2 и 1-2' изменения угловой скорости ω (ускорение диска). Наибольшее пиковое значение P наблюдается при $h_2 = 25$ мкм и разгоне до $n = 10...$

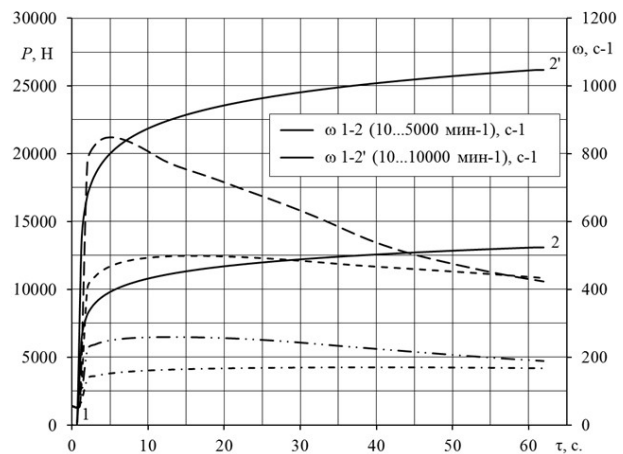


Рис. 3. Изменение несущей способности упорного подшипника при пуске компрессора: - - - $h_2 = 25$ мкм, $n = 10...5000$ мин⁻¹, $\Delta\tau = 60$ с.; - - - $h_2 = 25$ мкм, $n = 10...10000$ мин⁻¹, $\Delta\tau = 60$ с.; - · - · - $h_2 = 50$ мкм, $n = 10...5000$ мин⁻¹, $\Delta\tau = 60$ с.; - · - · - $h_2 = 50$ мкм, $n = 10...10000$ мин⁻¹, $\Delta\tau = 60$ с.

Fig. 3. Change in the bearing capacity of the thrust bearing when starting the compressor: - - - $h_2 = 25$ μm, $n = 10...5000$ rpm, $\Delta\tau = 60$ s; - - - $h_2 = 25$ μm, $n = 10...10000$ rpm, $\Delta\tau = 60$ s; - · - · - $h_2 = 50$ μm, $n = 10...5000$ rpm, $\Delta\tau = 60$ s; - · - · - $h_2 = 50$ μm, $n = 10...10000$ rpm, $\Delta\tau = 60$ s

10000 мин⁻¹. Например, при одинаковом зазоре и при разных моментах времени τ величина P в этом случае выше на 70,3 %, чем при разгоне до $n = 10...10000$ мин⁻¹. Далее по мере увеличения тепловыделений несущая способность резко и практически линейно уменьшается и устанавливается уже за временными пределами $\tau > 61$ с. разгона ротора компрессора.

Влияние вязкостно-температурного состояния смазки при разгоне на локальную максимальную температуру t_{max} представлено на рис. 4. Перед пуском в состоянии относительного покоя максималь-

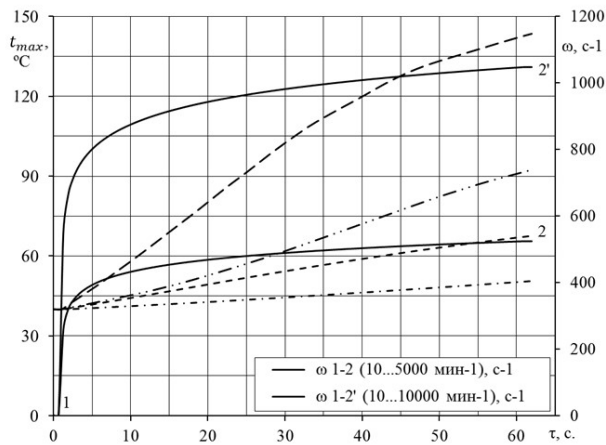


Рис. 4. Изменение максимальной температуры смазочного слоя при пуске компрессора: - - - $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - - - $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - · - · - $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - · - · - $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$.

Fig. 4. Change in the maximum temperature of the lubricating film by starting the compressor: - - - $h_2 = 25 \text{ }\mu\text{m}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - - - $h_2 = 25 \text{ }\mu\text{m}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - · - · - $h_2 = 50 \text{ }\mu\text{m}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - · - · - $h_2 = 50 \text{ }\mu\text{m}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$.

ная температура смазочного и пограничного слоев равна начальной температуре $t \approx t_0 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, независимо от величины зазора. Далее по мере увеличения частоты вращения и расхода механической энергии привода при вращении диска на преодоление потерь на трение, обусловленные силами сопротивления вязкой жидкости сдвигу, общий температурный уровень смазки непрерывно повышается. Чем меньше величина зазора h_2 и больше величина угловой скорости диска ω , тем более крутой становится кривая увеличения температуры t_{\max} . Наибольшие предельные значения температуры t_{\max} возникают при минимальном зазоре $h_2 = 25 \text{ мкм}$ и разгоне диска до $n = 10 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$ в момент времени $\tau = 62 \text{ с}$: в этом случае при том же зазоре величина максимальной температуры выше на 112,5 %, чем при разгоне до $n = 10 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$. Причем увеличение зазора до $h_2 = 50 \text{ мкм}$ снижает температуру t_{\max} в момент времени $\tau = 62 \text{ с}$. Фактически все кривые максимальной температуры на рис. 4 продолжают расти, и процесс установления теплового состояния завершится после окончания разгона ротора при $\tau > 61 \text{ с}$.

Тепловое состояние упорного подшипника скольжения определяет гидродинамические потери мощности на трение N (рис. 5). При начальном пуске, когда вязкость смазочного и пограничного слоев при температуре $t \approx t_0$ имеет повышенные значения, потери N совершают также скачок, в том числе за счет увеличения скоростей V_r и V_φ по высоте зазора в случае малого зазора [13]. В дальнейшем по мере возрастания температурного уровня смазки за счет тепловыделений при вязкостном сдвиге и понижения вязкости потери мощности N понижаются и устанавливаются с разной интенсивностью в зависимости от величины зазора и разгона диска ротора. Например, при $h_2 = 25 \text{ мкм}$ и разгоне диска до $n = 10 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$ потери мощности N выше на 220,2 %, чем при разгоне до $n = 10 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$ при том же зазоре и разных моментах времени.

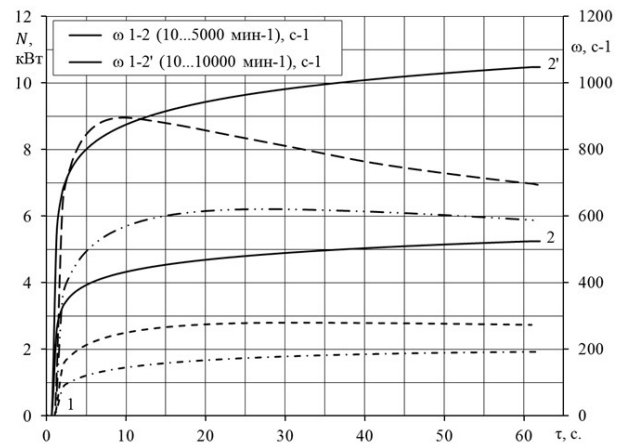


Рис. 5. Изменение потерь мощности на трение упорного подшипника при пуске компрессора: - - - $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - - - $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - · - · - $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - · - · - $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$.

Fig. 5. Change in friction power losses of the thrust bearing when starting the compressor: - - - $h_2 = 25 \text{ }\mu\text{m}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - - - $h_2 = 25 \text{ }\mu\text{m}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - · - · - $h_2 = 50 \text{ }\mu\text{m}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - · - · - $h_2 = 50 \text{ }\mu\text{m}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$.

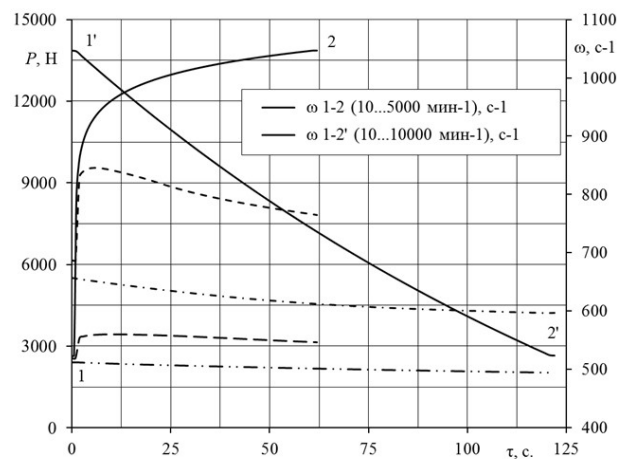


Рис. 6. Изменение несущей способности упорного подшипника при изменении частоты вращения ротора компрессора: - - - $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 5000 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - - - $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 5000 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - · - · - $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 10000 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 120 \text{ с}$; - · - · - $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 10000 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 120 \text{ с}$.

Fig. 6. Change in the bearing capacity of the thrust bearing by a change in the compressor rotor speed: - - - $h_2 = 25 \text{ }\mu\text{m}$, $n = 5000 \dots 10000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - - - $h_2 = 50 \text{ }\mu\text{m}$, $n = 5000 \dots 10000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - · - · - $h_2 = 25 \text{ }\mu\text{m}$, $n = 10000 \dots 5000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 120 \text{ s}$; - · - · - $h_2 = 50 \text{ }\mu\text{m}$, $n = 10000 \dots 5000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 120 \text{ s}$.

Характер изменения локальных и интегральных характеристик УПС при повышении частоты вращения с $n_1 = 5000 \text{ мин}^{-1}$ до $n_2 = 10000 \text{ мин}^{-1}$ при зазорах $h_2 = 25 \text{ мкм}$ и 50 мкм в целом соответствует пуску компрессора (рис. 6 и 7, кривая 1-2 изменения угловой скорости ω). Разница состоит в том, что разгон начинается не от состояния покоя ротора компрессора, а от установившегося состояния начального значения n . Понижение частоты вращения с $n_1 = 10000 \text{ мин}^{-1}$ до $n_2 = 5000 \text{ мин}^{-1}$

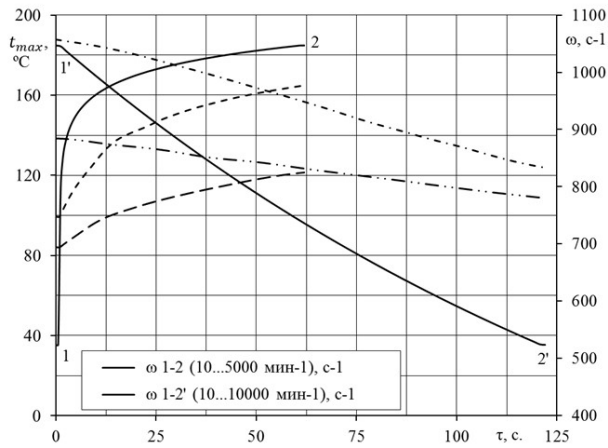


Рис. 7. Изменение максимальной температуры смазочного слоя при изменении частоты вращения ротора компрессора:
 --- $h_2 = 25 \text{ мкм}, n = 5000 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}, \Delta\tau = 60 \text{ с};$
 - - - $h_2 = 50 \text{ мкм}, n = 5000 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}, \Delta\tau = 60 \text{ с};$
 - · - · - $h_2 = 25 \text{ мкм}, n = 10000 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}, \Delta\tau = 120 \text{ с};$
 · - · - · $h_2 = 50 \text{ мкм}, n = 10000 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}, \Delta\tau = 120 \text{ с}.$
Fig. 7. Change in the maximum temperature of the lubricating film with a change in the compressor rotor speed:
 --- $h_2 = 25 \text{ μm}, n = 5000 \dots 10000 \text{ rpm}, \Delta\tau = 60 \text{ s};$
 - - - $h_2 = 50 \text{ μm}, n = 5000 \dots 10000 \text{ rpm}, \Delta\tau = 60 \text{ s};$
 - · - · - $h_2 = 25 \text{ μm}, n = 10000 \dots 5000 \text{ rpm}, \Delta\tau = 120 \text{ s};$
 · - · - · $h_2 = 50 \text{ μm}, n = 10000 \dots 5000 \text{ rpm}, \Delta\tau = 120 \text{ s}.$

происходит плавно по экспоненте при снижении прикладываемого крутящего момента (рис. 6 и 7, кривая 1'-2' изменения угловой скорости ω). Время торможения зависит от момента инерции вращения ротора и может быть значительно увеличено (при расчете принято $\Delta\tau = 120 \text{ с}$). Плавное падение величины ω приводит к монотонному уменьшению локальных и интегральных характеристик упорного подшипника. При этом чем меньше зазор h_2 , тем быстрее происходит падение максимальной температуры t_{\max} (рис. 7).

Процесс остановки компрессора совпадает с промежуточным переходным процессом торможения ротора с той лишь разницей, что линии при разных значениях зазора h_2 и частоты n сходятся в одну точку состояния покоя диска ротора. Представляет большой интерес исследование выбега ротора при одновременном помпаже ЦК. Такая ситуация при эксплуатации может возникнуть при резком снижении частоты вращения ротора ком-

прессора при оставшемся без стравливания сжатого газа в емкостях под давлением на линии нагнетания газовой системы центробежной компрессорной установки, выполняющего роль гидравлического сопротивления [18]. Например, газоохладитель с противодавлением промежуточной или концевой ступени мультипликаторного ЦК и пр.

На рис. 8 представлено изменение несущей способности упорного подшипника ЦК при указанном совместном процессе остановки компрессора и мягком помпаже проточной части. При расчете время выбега принято укороченным $\Delta\tau = 60 \text{ с}$, а общее количество циклов равно 60. В начальный момент времени значения пиков и средней величины P совпадают с периодическим изменением несущей способности при полном циклическом изменении и тех же параметрах помпажа. Однако при дальнейшем плавном понижении угловой скорости ω пиковые и осредненные значения P начинают снижаться также по экспоненте: особенно это сказывается на максимальном значении при минимальном зазоре. Со временем амплитуда колебаний несущей способности уменьшается, и величина P стремится к значению при статическом зазоре $h_2 = 50 \text{ мкм}$ и частоте $n = 10 \text{ мин}^{-1}$: $P = 1391,28 \text{ Н}$. При $\tau > 35 \text{ с}$ остаются некоторые незначительные колебания реакции смазочной пленки при уже практически остановившемся диске ротора компрессора из-за продолжающегося полноценного гармонического осевого перемещения диска. При $\tau > 49 \text{ с}$ это естественным образом приводит к возникновению циклического разрежения на рабочей поверхности подушки при давлениях ниже давления подачи смазки $p < p_r = 0,24 \dots 0,26 \text{ МПа}$ (граничное условие для уравнения Рейнольдса). Максимум разрежения увеличивается по мере остановки компрессора и стремления несущей способности подшипника $P \rightarrow 0$.

Заключение

Анализ результатов численных экспериментов, проведенных с использованием программы расчетов Sm2px3Tht для оценки переходных режимов работы УПС с неподвижными подушками ЦК и ВК, позволяет сформулировать следующие выводы:

1. При пуске происходит скачок несущей способности. Величина скачка зависит от начальной температуры подачи t_0 , высоты зазора h_2 и разгона ротора компрессора: чем меньше высота зазора

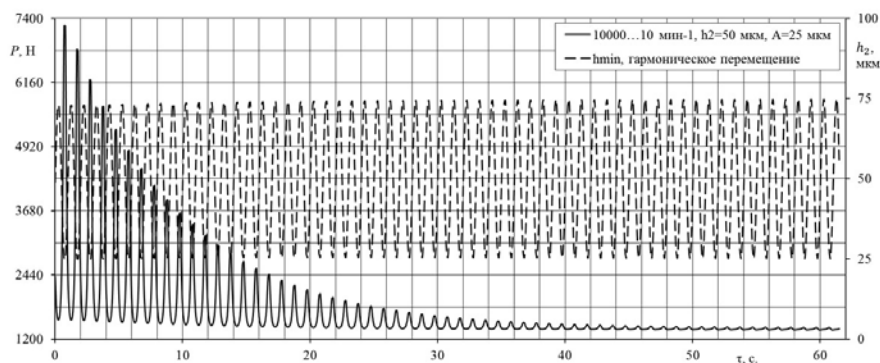


Рис. 8. Изменение несущей способности упорного подшипника при остановке и одновременном мягком помпаже ЦК: $\Omega = 6,28 \text{ рад/с}$ ($\nu = 1 \text{ Гц}$), время выбега 60 с.
Fig. 8. Change in the bearing capacity of the thrust bearing during stop and simultaneous surge of a centrifugal compressor: $\Omega = 6,28 \text{ rad/s}$ ($\nu = 1 \text{ Hz}$), run-out time 60 s

и выше верхний уровень угловой скорости упорного диска (больше угловое ускорение $\varepsilon = d\omega/dt$), тем за тот же промежуток времени больше величина скачка.

2. Скачок несущей способности в целом зависит от температурного уровня смазки УПС, изменение которого можно проследить по локальной температуре t_{max} . Вначале температура равна температуре подачи t_0 . По мере возрастания потерь от вязкого сдвига слоев смазки при вращении упорного диска максимум температуры увеличивается. При этом чем меньше зазор и больше ускорение упорного диска $\varepsilon = d\omega/dt$, тем максимум t_{max} выше. Процесс установления теплового состояния элементов УПС окончательно заканчивается после процесса изменения частоты вращения ротора компрессора.

3. При пуске происходит также скачок потерь мощности УПС. Чем выше температура и интенсивнее тепловые эффекты в смазочном и пограничном слоях подшипника, тем потери мощности меньше.

4. Плавное падение частоты вращения n по экспоненте при выбеге ротора компрессора приводит к монотонному уменьшению локальных и интегральных характеристик упорного подшипника. При этом чем меньше зазор h_2 , тем происходит более интенсивное понижение характеристик УПС с верхнего уровня значений.

5. При совместном процессе остановки ЦК и мягком помпаже проточной части в начальный момент времени значения пиков и средней величины несущей способности совпадают с периодическим изменением несущей способности при полном циклическом изменении и тех же параметрах помпажа. Однако при дальнейшем плавном понижении угловой скорости значения несущей способности начинают снижаться также по экспоненте. При продолжающемся процессе гармонического перемещения диска в пределах рабочего зазора с понижением угловой скорости и несущей способности УПС со временем происходит возникновение некоторого циклического разрежения на рабочей поверхности подушки при давлениях ниже давления подачи $p < p_1$.

Список источников

1. Хисамеев И. Г., Максимов В. А., Баткис Г. С. [и др.] Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров: моногр. Казань: ФЭН, 2010. 671 с. ISBN 978-5-9690-0165-7.
2. Sparks C. R. On the transient interaction of centrifugal compressors and their piping systems // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1983. Vol. 105 (4). P. 891–901. DOI: 10.1115/1.3227498.
3. Хадиев М. Б., Хамидуллин И. В. Компрессоры в технологических процессах. Расчет подшипников скольжения центробежных и винтовых компрессоров: моногр. Казань: Изд-во КНИТУ, 2021. 260 с. ISBN 978-5-7882-3004-7.
4. Ettles C. M., Seyler J., Bottenschein M. Some effects of start-up and shut-down on thrust bearing assemblies in hydro-generators // Journal of Tribology. 2003. Vol. 125 (4). P. 824–832. DOI: 10.1115/1.1576428.
5. Ettles C. M. Size effects in tilting pad thrust bearings // Wear. 1980. Vol. 59 (1). P. 231–245. DOI: 10.1016/0043-1648(80)90281-1.
6. Pajczkowski P., Schubert A., Wasilczuk M. [et al.] Simulation of large thrust-bearing performance at transient states, warm and cold start-up // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2014. Vol. 228 (1). P. 96–103. DOI: 10.1177/1350650113500483.

7. Fillon M., Frene J., Monmousseau P. Transient thermoelastohydrodynamic study of tilting-pad journal bearings — application to bearing seizure // Journal of Tribology. 1998. Vol. 120 (2). P. 319–324. DOI: 10.1115/1.2834429.

8. Fillon M., Frene J., Monmousseau P. Transient thermoelastohydrodynamic study of tilting-pad journal bearings — comparison between experimental data and theoretical results // Journal of Tribology. 1997. Vol. 119 (3). P. 401–407. DOI: 10.1115/1.2833501.

9. Урасов П. Г. Пусковые режимы подпятников гидротурбин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харьков, 1980. 25 с.

10. Heshmat H., Pinkus O. Mixing inlet temperatures in hydrodynamic bearings // Journal of Tribology. 1986. Vol. 108 (2). P. 231–244. DOI: 10.1115/1.3261168.

11. Соколов Н. В., Хадиев М. Б., Федотов П. Е. [и др.] Трёхмерное периодическое термоупругое гидродинамическое моделирование гидродинамических процессов упорного подшипника скольжения // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 3. С. 138–151. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-3-138-151. EDN: EDJBUG.

12. Федотов П. Е., Федотов Е. М., Соколов Н. В. [и др.] Sm2Px3Tyt — динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020615227 от 19.05.2020. Бюл. № 5. Москва: ФИПС, 2020.

13. Sokolov N. V., Khadiev M. B., Maksimov T. V. [et al.] Mathematical modeling of dynamic processes of lubricating layers thrust bearing turbochargers // Journal of Physics: Conference Series. 2019. Vol. 1158, Issue 4. 042019. DOI: 10.1088/1742-6596/1158/4/042019. EDN: WVELOF.

14. Соколов Н. В., Хадиев М. Б., Федотов П. Е. [и др.] Влияние температуры подачи смазочного материала на работу упорного подшипника скольжения // Вестник машиностроения. 2023. Т. 102, № 1. С. 47–55. DOI: 10.36652/0042-4633-2023-102-1-47-55. EDN: ZJJHBP.

15. Соколов Н. В., Хадиев М. Б., Федотов П. Е. [и др.] Влияние нестационарности на характеристики упорного подшипника скольжения // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы XIV Междунар. науч.-техн. конф. Омск, 2024. С. 88–89. EDN: ВС1СВ.

16. Коровчинский М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. Москва: Машгиз, 1959. 403 с.

17. Sokolov N. V., Maksimov T. V., Khadiev M. B. [et al.] Test of thrust bearing of a multiplier centrifugal compressor // AIP Conference Proceedings. 2020. Vol. 2285. 030016. DOI: 10.1063/5.0027306.

18. Гузельбаев Я. З. Некоторые особенности динамических свойств центробежных компрессорных установок и сети // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 2. С. 8–11. EDN: KZKLPD.

СОКОЛОВ Николай Викторович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры низкотемпературной и компрессорной техники и технологии Института химического и нефтяного машиностроения Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ), г. Казань; главный специалист АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань.
SPIN-код: 7462-0713
AuthorID (РИНЦ): 871154
AuthorID (SCOPUS): 57194337606
ORCID: 0009-0001-2657-9503
Адрес для переписки: sokol-88@list.ru

ХАДИЕВ Муллагали Бариевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры низкотемпературной и компрессорной техники и тех-

нологии Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань.

SPIN-код: 2577-2701

AuthorID (РИНЦ): 463657

Адрес для переписки: mullagali@gmail.com

ФЕДОТОВ Павел Евгеньевич, ассистент кафедры прикладной математики и искусственного интеллекта Института вычислительной математики и информационных технологий Казанского (Приволжского) федерального университета, г. Казань; инженер ООО «АСТ Поволжье», г. Казань.

SPIN-код: 4605-8576

AuthorID (РИНЦ): 1133146

AuthorID (SCOPUS): 57208104471

ORCID: 0000-0002-3398-7505

Адрес для переписки: paulfedotov@mail.ru

ФЕДОТОВ Евгений Михайлович, доктор физико-математических наук, доцент (Россия), заместитель

генерального директора ООО «АСТ Поволжье», г. Казань.

AuthorID (РИНЦ): 11974

AuthorID (SCOPUS): 8833459800

Адрес для переписки: eugeny.fedotov@mail.ru

Для цитирования

Соколов Н. В., Хадиев М. Б., Федотов П. Е., Федотов Е. М. Переходные режимы работы упорного подшипника скольжения компрессорной машины // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 14–23. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-14-23. EDN: LBTДNP.

Статья поступила в редакцию 17.01.2025 г.

© Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев,

П. Е. Федотов, Е. М. Федотов

TRANSIENT OPERATING MODES OF FLUID FILM THRUST BEARING OF A COMPRESSOR MACHINE

N. V. Sokolov¹, M. B. Khadiev¹, P. E. Fedotov^{2,3}, E. M. Fedotov³

¹Kazan National Research Technological University,
Russia, Kazan, K. Marks Str., 68, 420015

²Kazan (Volga Region) Federal University,
Russia, Kazan, Kremlevskaya Str., 35, 420008

³AST Volga Region LLC,
Russia, Kazan, Peterburgskaya Str., 50, 420107

The article presents numerical studies of the effect of transient modes of operation of a fixed pad thrust bearing of a centrifugal or screw compressor. The change in the bearing capacity, maximum lubricant temperature and power losses with a change in the rotational speed of the rotor collar is investigated. A jump in the bearing capacity and power losses in the first seconds of acceleration of the collar and low viscosity of the lubricant at the feed temperature is detected. The change in the bearing capacity of the thrust bearing with simultaneous rotor runout and continuous surge of the centrifugal compressor is studied. The occurrence of some vacuum on the working surface of the pad during stop and continued harmonic axial movement of the collar is noted.

Keywords: compressor, thrust bearing, transient mode, surge, rotational speed, bearing capacity, maximum temperature, power losses.

References

1. Khisameev I. G., Maksimov V. A., Batkis G. S. [et al.] *Proyektirovaniye i ekspluatatsiya promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov* [Design and operation of industrial centrifugal compressors]. Kazan, 2010. 671 p. ISBN 978-5-9690-0165-7. (In Russ.).
2. Sparks C. R. On the transient interaction of centrifugal compressors and their piping systems. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1983. Vol. 105 (4). P. 891–901. DOI: 10.1115/1.3227498. (In Engl.).
3. Khadiev M. B., Khamidullin I. V. *Kompressory v tekhnologicheskikh protsessakh. Raschet podshipnikov skol'zheniya tsentrobezhnykh i vintovykh kompressorov* [Compressors in technological processes. Calculation of sliding bearings of centrifugal and screw compressors]. Kazan, 2021. 260 p. ISBN 978-5-7882-3004-7. (In Russ.).
4. Ettles C. M., Seyler J., Bottenschein M. Some effects of start-up and shut-down on thrust bearing assemblies in hydro-generators. *Journal of Tribology*. 2003. Vol. 125 (4). P. 824–832. DOI: 10.1115/1.1576428. (In Engl.).
5. Ettles C. M. Size effects in tilting pad thrust bearings. *Wear*. 1980. Vol. 59 (1). P. 231–245. DOI: 10.1016/0043-1648(80)90281-1. (In Engl.).
6. Pajczkowski P., Schubert A., Wasilczuk M. [et al.] Simulation of large thrust-bearing performance at transient states, warm and cold start-up. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2014. Vol. 228 (1). P. 96–103. DOI: 10.1177/1350650113500483. (In Engl.).
7. Fillon M., Frene J., Monmousseau P. Transient thermoelastohydrodynamic study of tilting-pad journal bearings — application to bearing seizure. *Journal of Tribology*. 1998. Vol. 120 (2). P. 319–324. DOI: 10.1115/1.2834429. (In Engl.).
8. Fillon M., Frene J., Monmousseau P. Transient thermoelastohydrodynamic study of tilting-pad journal bearings — comparison between experimental data and theoretical results. *Journal of Tribology*. 1997. Vol. 119 (3). P. 401–407. DOI: 10.1115/1.2833501. (In Engl.).
9. Urasov P. G. *Puskovyye rezhimy podpyatnikov gidrogeneratorov* [Starting modes of thrust bearings of hydrogenerators]. Kharkov, 1980. 25 p. (In Russ.).
10. Heshmat H., Pinkus O. Mixing inlet temperatures in hydrodynamic bearings. *Journal of Tribology*. 1986. Vol. 108 (2). P. 231–244. DOI: 10.1115/1.3261168. (In Engl.).
11. Sokolov N. V., Fedotov P. E., Khadiev M. B. [et al.] *Trekhmernoye periodicheskoye termouprugogidrodinamicheskoye modelirovaniye gidrodinamicheskikh protsessov upornogo podshipnika skol'zheniya* [Three-dimensional periodic thermoelastohydrodynamic modeling of hydrodynamic processes of a thrust bearing]. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroyeniye. Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. Vol. 20, no. 3. P. 138–151. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-3-138-151. EDN: EDJBUG. (In Russ.).
12. Fedotov P. E., Fedotov E. M., Sokolov N. V. [et al.] *Sm2Px3Txx — dinamicheski nagruzhenny upornyy podshipnik skol'zheniya pri postanovke pryamoy zadachi* [Sm2Px3Txx — Dynamically loaded fluid film thrust bearing with a direct problem statement]: Certificate of State Registration of a Computer Program No. 2020615227 dated May 19, 2020. Moscow: FIPS, 2020. (In Russ.).
13. Sokolov N. V., Khadiev M. B., Maksimov T. V. [et al.] Mathematical modeling of dynamic processes of lubricating layers thrust bearing turbochargers. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1158, Issue 4. 042019. DOI: 10.1088/1742-6596/1158/4/042019. EDN: WVELOF. (In Engl.).
14. Sokolov N. V., Khadiev M. B., Fedotov P. E. [et al.] *Vliyaniye temperatury podachi smazochnogo materiala na rabotu upornogo podshipnika skol'zheniya* [Influence of the lubricant supply temperature on the operation of a thrust sliding bearing]. *Vestnik Mashinostroyeniya*. 2023. Vol. 102, no. 1. P. 47–55. DOI: 10.36652/0042-4633-2023-102-1-47-55. EDN: ZJJHBP. (In Russ.).

15. Sokolov N. V., Khadiev M. B., Fedotov P. E. [et al.] Vliyaniye nestatsionarnosti na kharakteristiki upornogo podshipnika skol'zheniya [Effect of non-stationarity on the performance of a fluid film thrust bearing]. *Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva. Oil and Gas Engineering*. Omsk, 2024. P. 88 – 89. EDN: BCIJCB. (In Russ.).

16. Korovchinsky M. V. Teoreticheskiye osnovy raboty podshipnikov skol'zheniya [Theoretical foundations of a fluid film bearing operation]. Moscow, 1959. 403 p. (In Russ.).

17. Sokolov N. V., Maksimov T. V., Khadiev M. B. [et al.] Test of a thrust bearing of a multiplier centrifugal compressor. *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2285. 030016. DOI: 10.1063/5.0027306. (In Engl.).

18. Guzelbaev Ya. Z. Nekotoryye osobennosti dinamicheskikh svoystv tsentrobezhnykh kompressornykh ustanovok i seti [Some peculiarities of dynamic properties of centrifugal compressor units and networks]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics*. 2009. No. 2. P. 8 – 11. (In Russ.).

SOKOLOV Nikolay Viktorovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Low-Temperature and Compressor Engineering and Technology Department at the Institute of Chemical and Petroleum Engineering, Kazan National Research Technological University (KNRTU), Kazan; Chief Specialist, JSC «NIIturbocompressor named after V. B. Shnepp», HMS Group, Kazan.

SPIN-code: 7462-0713

AuthorID (RSCI): 871154

AuthorID (SCOPUS): 57194337606

ORCID: 0009-0001-2657-9503

Correspondence address: sokol-88@list.ru

KHADIEV Mullagali Barievich, Doctor of the Technical Sciences, Professor, Professor of Low-Temperature and

Compressor Engineering and Technology Department at the Institute of Chemical and Petroleum Engineering, KNRTU, Kazan.

SPIN-code: 2577-2701

AuthorID (RSCI): 463657

Correspondence address: mullagali@gmail.com

FEDOTOV Pavel Evgenievich, Assistant of the Applied Mathematics and Artificial Intelligence Department of the Institute of Computational Mathematics and Information Technologies, Kazan (Volga Region) Federal University, Kazan; Engineer, AST Volga Region LLC, Kazan.

SPIN-code: 4605-8576

AuthorID (RSCI): 1133146

AuthorID (SCOPUS): 57208104471

ORCID: 0000-0002-3398-7505

Correspondence address: paulfedotov@mail.ru

FEDOTOV Evgeny Mikhailovich, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor, Deputy General Director, AST Volga Region LLC, Kazan.

AuthorID (RSCI): 11974

AuthorID (SCOPUS): 8833459800

Correspondence address: eugeniy.fedotov@mail.ru

For citations

Sokolov N. V., Khadiev M. B., Fedotov P. E., Fedotov E. M. Transient operating modes of fluid film thrust bearing of a compressor machine. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 14 – 23. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-14-23. EDN: LBTDNP.

Received January 17, 2025.

© N. V. Sokolov, M. B. Khadiev, P. E. Fedotov, E. M. Fedotov