УДК 621.822 DOI: 10.18324/2077-5415-2019-3-20-28

Экспериментальное исследование теплоотдачи в серповидном канале самосмазывающегося подшипника турбоагрегата

Н.А. Райковский[a], В.Л. Юша[b], И.П. Аистов[c], А.В. Третьяков[d], В.А. Захаров[e]

Омский государственный технический университет, пр. Мира 11, Омск, Россия
[a]n_raykovskiy@mail.ru, [b]yusha@omgtu.ru, [c]aistov_i@mail.ru, [d]raznayapost@mail.ru, [e] [e]zaxarovvlad71@mail.ru
[a]https://orcid.org/0000-0002-2783-8298,
[b]https://orcid.org/0000-0001-9858-7687,
[c]https://orcid.org/0000-0003-4069-0811,
[d]https://orcid.org/0000-0001-6647-4143,
[e]https://orcid.org/0000-0001-9936-3845
Статья поступила 24.05.2019, принята 16.06.2019

В статье представлены методика, экспериментальный стенд и результаты экспериментального исследования теплоотдачи в серповидном канале, образованном поверхностями самосмазывающегося подшипника и ротора. Экспериментальная методика позволяет определять температурное поле серповидного канала, параметры состояния охлаждающей среды на входе и выходе из зазора, линейную скорость и приведенный коэффициент теплоотдачи (α) поверхности серповидного канала. Погрешность определения коэффициента теплоотдачи не превышает 9%. На стенде реализовано измерение температуры на поверхностях подшипника и ротора в 24 точках, охлаждающей среды — в 15 точках. В результате проведенных исследований установлен диапазон значений α, который равен 10…120 Вт/(м^2·К). Проведенный анализ показал существенное влияние на величину теплоотдачи расхода охлаждающего воздуха, при этом влияние линейной скорости сравнительно небольшое. Максимальное значение продуваемого через зазор расхода применительно к подшипниковому узлу турбоагрегата составляет менее 1% от его производительности, что повышает актуальность создания системы охлаждения подшипникового узла, адаптированной с проточной частью турбоагрегата.

Ключевые слова:экспериментальная методика; стенд; теплоотдача; серповидный зазор; самосмазывающийся подшипник; тепловое поле.

Experimental study of heat transfer in crescent channel of self-lubricating bearing of a turbine

N.A. Raykovskiy[a], V.L. Yusha[b], I.P. Aistov[c], A.V. Tretyakov[d], V.A. Zakharov[e]

Omsk State Technical University; 11, Mira Ave., Omsk, Russia
[a]n_raykovskiy@mail.ru, [b]yusha@omgtu.ru, [c]aistov_i@mail.ru, [d]raznayapost@mail.ru, [e] [e]zaxarovvlad71@mail.ru
[a]https://orcid.org/0000-0002-2783-8298,
[b]https://orcid.org/0000-0001-9858-7687,
[c]https://orcid.org/0000-0003-4069-0811,
[d]https://orcid.org/0000-0001-6647-4143,
[e]https://orcid.org/0000-0001-9936-3845
Received 24.05.2019, accepted 16.06.2019

The article presents the methodology, experimental stand and the results of an experimental study of heat transfer in the crescent channel formed by the surfaces of the self-lubricating bearing and rotor. The experimental technique allows determining the temperature field of the crescent-shaped channel, the parameters of the state of the cooling medium at the entrance and exit of the gap, the linear velocity and the reduced heat transfer coefficient (α) of the surface of the crescent-shaped channel. The error in determining the heat transfer coefficient does not exceed 9%. The stand was used to measure the temperature on the surfaces of the bearing and rotor at 24 points, the cooling medium at 15 points. As a result of the conducted research, a range of α values was established, which is 10 ... 120 W / (m^2·K). The analysis showed a significant impact on the amount of heat transfer cooling air flow, while the effect of linear velocity is relatively small. In this case, the maximum value of the flow through the gap, as applied to the bearing assembly of the turbine unit, is less than 1% of its performance, which increases the urgency of creating a cooling system for the bearing assembly adapted to the flow part of the turbine.

Keywords: experimental method; stand; heat transfer; crescent gap; self-lubricating bearing; thermal field.

Введение

Реализация требуемых температурных режимов самосмазывающихся подшипников [1–5] роторных машин и обеспечение максимальной адаптации системы охлаждения самосмазывающихся подшипников и конструкции агрегата без ее усложнения возможны при продувке серповидного зазора, образованного поверхностями ротора и подшипника, рабочим телом турбоагрегата (турбодетандера, турбокомпрессора) [6]. Такая система охлаждения перспективна в турбоагрегатах, работающих на низко- и среднетемпературном рабочем теле. Предварительная оценка показывает, что в таких безмасляных турбомашинах расход рабочего газа, идущий на охлаждение самосмазывающихся подшипниковых узлов, незначителен и не превышает 1%. При создании охлаждаемых самосмазывающихся подшипников, содержащих систему охлаждения зазора, образованного поверхностями ротора и подшипника, требуются значения коэффициента теплоотдачи для анализа теплового состояния конструкции подшипникового узла. Однако на сегодняшний день в доступной научной и технической литературе [7–13] данная информация отсутствует и ограничивается кольцевыми, в том числе эксцентричными каналами.

Поэтому *целью данной работы* является экспериментальное исследование теплоотдачи в серповидном канале самосмазывающегося подшипника при различных значениях расхода воздуха, продуваемого через зазор, и линейных скоростях трущейся поверхности ротора.

Методика экспериментального исследования. Схема самосмазывающегося подшипникового узла, содержащего систему охлаждения серповидного канала, представлена на рис. 1.

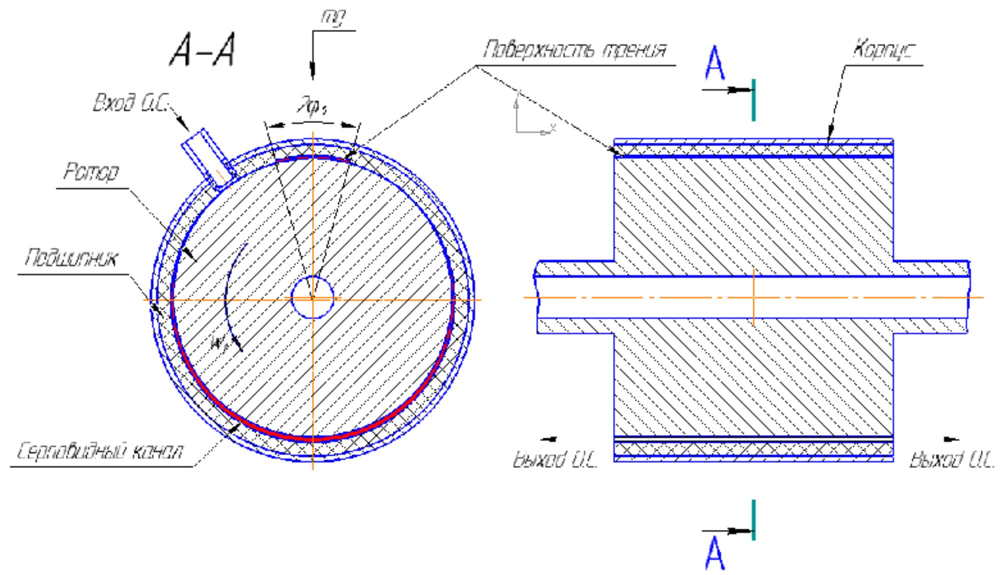


Рис. 1. Схема подшипника, содержащего систему охлаждения серповидного зазора

В экспериментальном узле теплота, выделяющаяся в процессе трения, распространяется по поверхности ротора и подшипника, тогда можно записать:

$$Q_{о.с.} = Q_р + Q_П, \quad (1)$$

$$Q_р = \alpha_р \cdot F_р \cdot \left(t_р^{ср} - t_{о.с}^{ср}\right), \quad (2)$$

$$Q_п = \alpha_п \cdot F_{п.п} \cdot \left(t_{п.п}^{ср} - t_{о.с}^{ср}\right), \quad (3)$$

где $Q_{о.с}$ — количество теплоты, выделяющееся в результате механического трения; $Q_р$ — количество теплоты, отводимое охлаждающей средой с поверхности ротора; $Q_{п.п}$ — количество теплоты, отводимое охлаждающей средой с поверхности подшипника; $\alpha_р$ — осредненный коэффициент теплоотдачи по поверхности ротора; $\alpha_п$ — осредненный коэффициент теплоотдачи по поверхности подшипника; $F_р$ — площадь поверхности ротора, образующей серповидный канал; $F_{п.п}$ — площадь поверхности подшипника, образующей серповидный канал; $t_р^{ср}$ — средняя температура трущейся поверхности ротора; $t_{п.п}^{ср}$ — средняя температура внутренней поверхности подшипника в пределах серповидного зазора; $t_{о.с.}^{ср}$ — средняя температура охлаждающей среды в серповидном канале.

Определение теплоотдачи на поверхностях ротора и подшипника отдельно не представляется возможным, так как неизвестен коэффициент распределения тепла между подшипником и ротором. Поэтому целесообразно рассматривать осредненное значение теплоотдачи применительно к серповидному каналу в целом. В этом случае корректнее использовать приведенный коэффициент теплоотдачи к поверхностям, образующим серповидный канал. Тогда формула теплового баланса примет вид:

$$Q_{пр} = Q_{о.с.}, \quad (4)$$

$$\alpha_{пр} \cdot 2 \cdot \left(L_{окр} \cdot L\right) \cdot \left(t_{с.к}^{ср} - t_{о.с}^{ср}\right) = G \cdot C_p \cdot \left(t_{вых}^{ср} - t_{вх}\right) \quad (5)$$

Отсюда следует, что приведенный коэффициент теплоотдачи равен:

$$\boldsymbol{\alpha}_{пр} = \frac{G\cdot C_p\cdot(t^{ср}_{вых}-t_{вх})}{2\cdot(L_{окр}\cdot L)\cdot(t^{ср}_{с.к}-t^{ср}_{о.с})}, \quad (6)$$

где $\boldsymbol{\alpha}_{пр}$— коэффициент теплоотдачи, приведенный к поверхностям, образующим серповидный канал; $\boldsymbol{G}$— массовый расход охлаждающей среды, подаваемый в серповидный канал; $\boldsymbol{C_p}$— изобарная теплоемкость охлаждающей среды; $\boldsymbol{t^{ср}_{вых}}$—средняя температура охлаждающей среды на выходе из серповидного канала; $\boldsymbol{t_{вх}}$— температура охлаждающей среды на входе в серповидный канал; *L*—длина подшипника (серповидного канала); $\boldsymbol{L_{окр}}$—окружная длина серповидного канала.

Схема расположения датчиков температуры на поверхности серповидного канала со стороны подшипника и ротора представлена на рис. 2, 3.

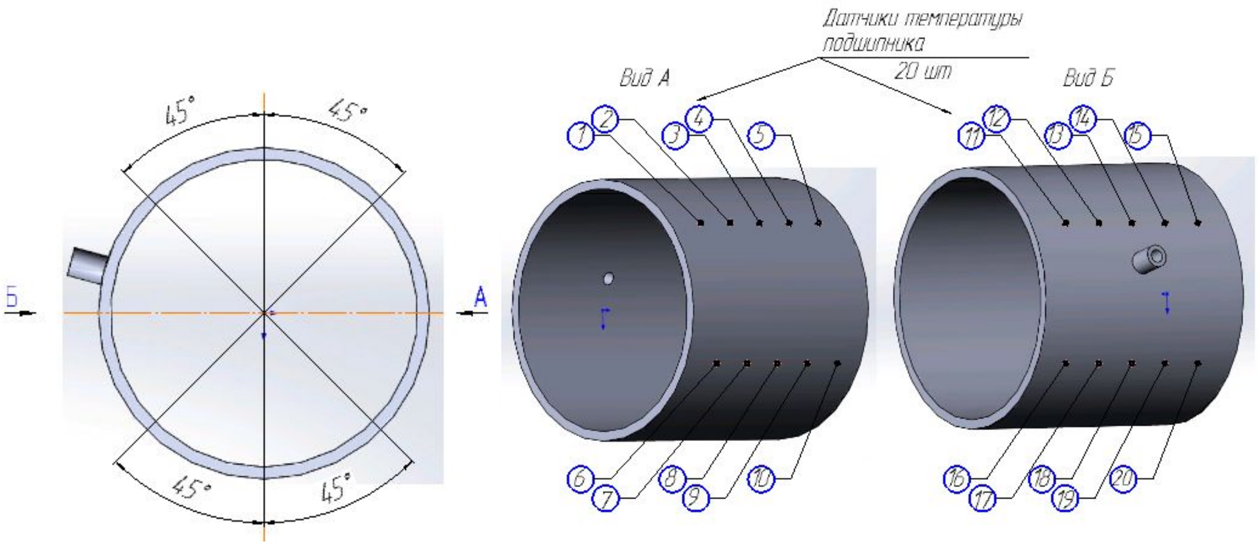


Рис. 2. Схема расположения датчиков температуры на поверхности подшипника, образующей серповидный канал: *1–20*—датчики температуры

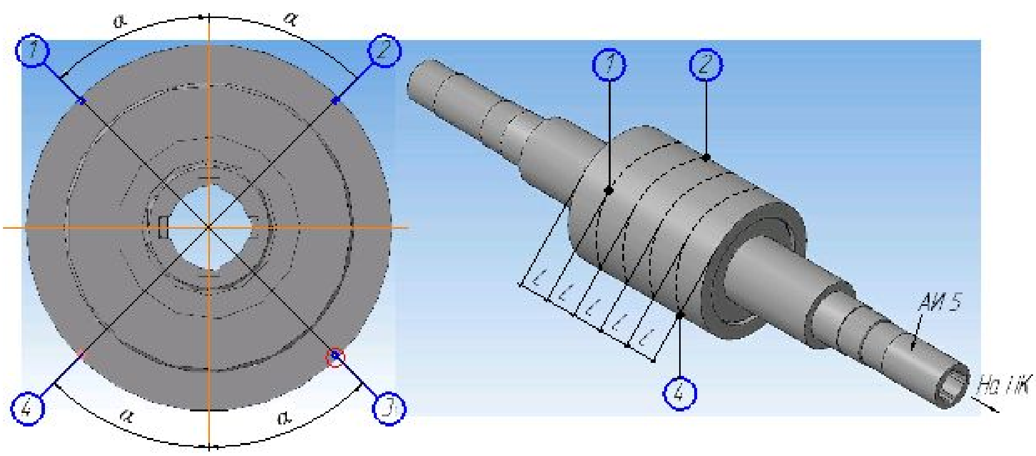


Рис. 3. Схема расположения датчиков температуры на поверхности ротора, образующей серповидный канал: *1–4*—датчики температуры; *L*=25 мм, α=45°

Средняя температура поверхности серповидного канала равна:

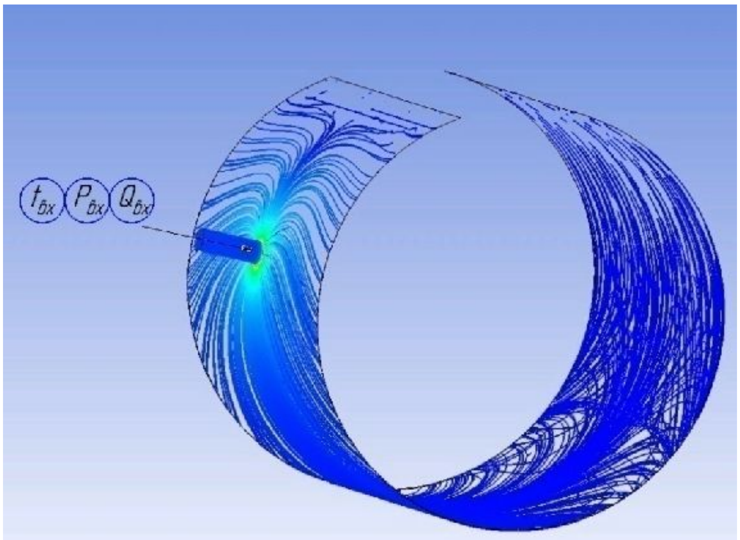
$$\boldsymbol{t^{ср}_{с.к}} = \frac{t^{ср}_{р}+t^{ср}_{п.п}}{2}, \quad (7)$$

$$\boldsymbol{t^{ср}_{п.п}} = \frac{\sum_{i=1}^{20} t^{i}_{п.п}}{20}, \quad (8)$$

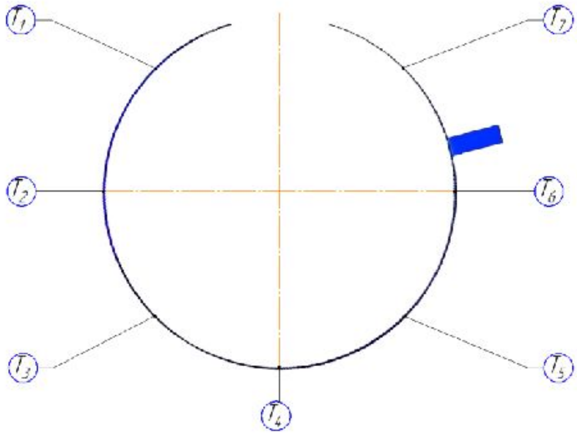
$$\boldsymbol{t^{ср}_{р}} = \frac{\sum_{i=1}^{4} t^{i}_{р}}{4}, \quad (9)$$

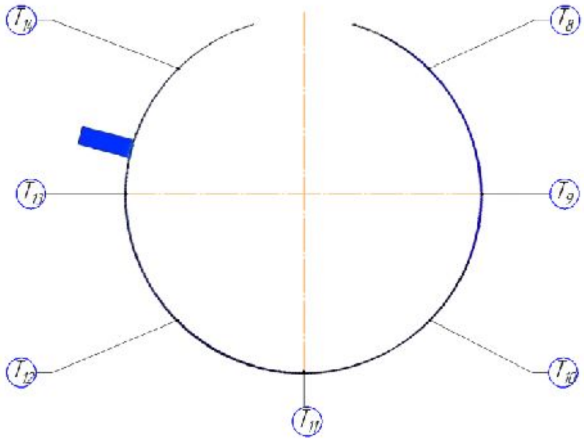
где $\boldsymbol{t^{i}_{п.п}}, \boldsymbol{t^{i}_{р}}$- —температура в *i*-й точке на поверхности серповидного канала со стороны подшипника и ротора соответственно.

Схемы измерения параметров охлаждающей среды на входе и выходе из серповидного канала рассмотрены на рис. 4.



a





b *c*

Рис. 4. Схемы измерения параметров охлаждающей среды: *a*—вход охлаждающей среды; *b* – выход охлаждающей среды с одного торца; *c*— выход охлаждающей среды со второго торца; T_i, P_i, Q_i—средства измерения температуры, давления и расхода охлаждающей среды

Средняя температура охлаждающей среды равна:

$$t^{ср}_{о.с.} = \frac{t^{ср}_{вых} + t_{вх}}{2}\ , \qquad (10)$$

где $t_{вх}$ —температура охлаждающей среды на входе в серповидный канал; $t^{ср}_{вых}$—средняя температура охлаждающей среды на выходе из серповидного канала.

В ходе испытаний было установлено, что изменение температур по окружности серповидного канала в диапазоне исследований отличается несущественно, в среднем на 0,5°С. Была выполнена оценка влияния метода расчета средней температуры охлаждающей среды на выходе из серповидного канала на значения коэффициента теплоотдачи. Рассмотрены два метода: среднеарифметический и средневзвешенный по площадям. В ходе сравнения было установлено, что расхождение между значениями теплоотдачи составляет не более 1,5%, что дает возможность пользоваться более удобным методом. Был принят среднеарифметический метод.

Массовый расход охлаждающей среды определяется по уравнению:

$$G = \frac{Q_{вх}}{\tau} \cdot \rho, \qquad (11)$$

где $Q_{вх}$— объем воздуха на входе в серповидный канал, прошедший через счетчик газа за время τ; ρ—— плотность воздуха на входе в серповидный канал.

Время τ в эксперименте составляло 15÷20 мин. Плотность газа при фиксируемых значениях температуры и давления определялась по таблице [14].

Линейная скорость определяется уравнением:

$$v = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot n, \qquad (12)$$

где r– —радиус ротора; n– —число оборотов ротора.

В таблице 1 представлены погрешности средств и методов измерений.

Таблица 1

Погрешности средств и методов измерений физических величин

Физическая величина	Средство измерения	Метод измерения	Погрешность средства измерения	Погрешность измерения физической величины
Температура охлаждающей среды на входе в серповидный канал	Pt-100	Прямой	0,1°C	2%
	МВ-110-224.8А		0,25%	
Избыточное давление охлаждающей среды на входе в серповидный канал	Манометр МО-1227	Прямой	0,6 кПа	0,48%
Зазор между ротором и подшипником	Индикатор часового типа ИЧ-10	Прямой	6 мкм	2,73%
Средняя температура поверхности серповидного канала	Pt-100	Косвенный	0,1°C	0,18 %
	МВ-110-224.8А		0,25 %	
Средняя температура охлаждающей среды на выходе из серповидного канала	Pt-100	Косвенный	0,1°C	0,33 %
	МВ-110-224.8А		0,25%	
Средняя температура охлаждающей среды в серповидном канале	Pt-100	Косвенный	0,1°C	0,52%
	МВ-110-224.8А		0,25%	
Массовый расход охлаждающей среды	RVG G-65 Pt-100 МВ-110-224.8А МО-1227 секундомер	Косвенный	2% 0,1°C 0,25% 0,6 кПа 1 с	2%
Линейная скорость	Тахометр АКИП-9202	Косвенный	до 10 тыс. об./мин – 0,1 об./мин от 10 000 до 99 999 об./мин – 1 об./мин	0,015%
	Микрометр МК-125		15 мкм	
Коэффициент теплоотдачи	–	Косвенный	–	8,26%

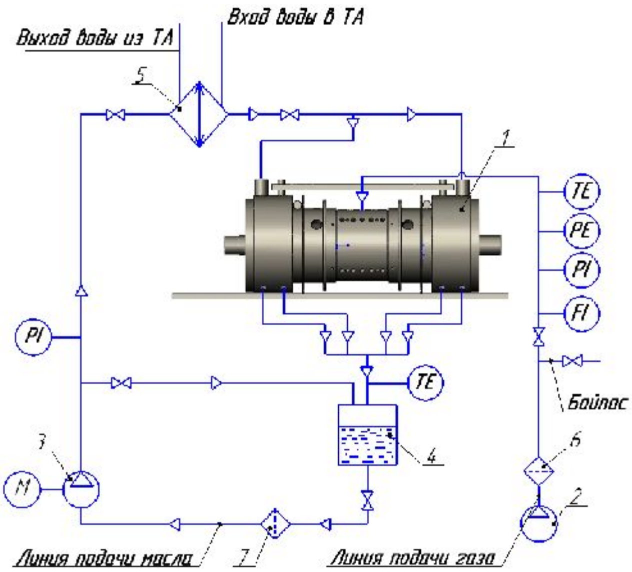


Рис. 5. Функциональная схема экспериментального стенда: *1*—экспериментальный стенд; *2*—компрессор; *3*—насос; *4*—бак; *5*—теплообменный аппарат; *6*, *7*—фильтр

Экспериментальный стенд. На рис. 5 представлена функциональная схема экспериментального стенда для исследования теплоотдачи и температурных полей самосмазывающегося подшипника, содержащего систему охлаждения серповидного зазора.

Охлаждающий воздух из безмасляного спирального компрессора направляется в серповидный зазор подшипника, откуда сбрасывается в атмосферу. На линии подачи охлаждающей среды выполнен байпас для регулирования расхода охлаждающего воздуха.

Линия подачи масла устроена следующим образом: из масляного бака масло проходит через отсечной вентиль, фильтр и поступает в шестеренчатый масляный насос. После насоса, на линии нагнетания, масло при необходимости частично может сбрасываться в маслобак. Регулирование расхода масла производится за счет частотного регулятора и байпасирования. Далее после масляного насоса масло поступает в теплообменник типа «труба в трубе», где охлаждается проточной водой. Подготовленное масло после теплообменника поступает в опоры экспериментального стенда, где смазывает и отводит тепло от подшипников качения. В экспериментальном стенде используется индустриальное масло марки И-20. Из опор по патрубкам масло стекает в маслобак.

На линии подачи масла и охлаждающего воздуха установлены технический и образцовый манометры типа МО-0,4 и МО-1227 соответственно. Они необходимы для определения параметра давления в соответствующих линиях. Кроме того, в линии воздуха на входе установлены счетчик газа типа RVG и датчик температуры Pt-100, а также датчик давления типа ПД100-ДИ2,5-111-0,25, дублирующий манометр МО-1227; на выходе охлаждающей среды установлены 14 датчиков температуры Pt-100 (схема расположения рассмотрена в разделе«Методика экспериментального исследования»). Сигнал со всех датчиков направляется на универсальные модули сбора экспериментальных данных типа МВ110-8А (модуль представляет из себя 8-канальный коммутатор с аналого-цифровым преобразователем, микроконтроллером и модулем памяти для хранения номинальных статических характеристик измерительных преобразователей). Результаты измерений, полученные с модулей МВ-110-8А, передаются на модуль МСД-200 для хранения, архивации и передачи через преобразователь интерфейсов АС3-М в программу SCADA на персональный компьютер для дальнейшей математической обработки. Автоматическая сигнализация в случае превышения температуры осуществляется при помощи независимого модуля измерителя-регулятора температуры типа 2ТРМ1.

Предусмотрена возможность аварийного отключения привода экспериментального стенда при превышении критических параметров по температуре масла после опор стенда, определяемых оператором.

На рис.6 представлено фотографическое изображение экспериментального стенда.

Экспериментальный подшипниковый узел состоит из металлического корпуса, самосмазывающегося подшипника (графит марки АГ1500СО5) и ротора. В подшипнике и корпусе выполнены отверстия для размещения датчиков температуры. Отверстия в подшипнике выполнены на расстоянии 0,2 мм от внутренней поверхности. Подача охлаждающей среды в серповидный канал между ротором и подшипником осуществляется через патрубок.

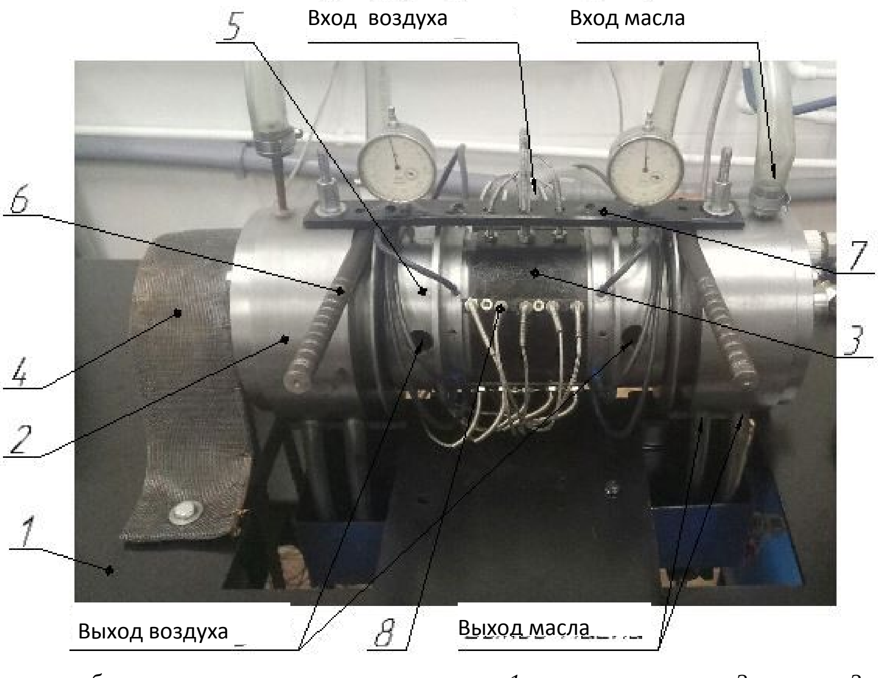


Рис. 6. Фотографическое изображение экспериментального стенда: *1*—плита-основание; *2*—опора; *3*—экспериментальный самосмазывающийся подшипниковый узел; *4*—ременная передача; *5*—сборник воздуха; *6*—балка нагружения; *7*—балка индикаторная; *8*—датчик температуры

Экспериментальный ротор содержит систему измерения температуры поверхности трения с беспроводной передачей данных на персональный компьютер. Трущаяся поверхность ротора имеет твердость HRC 54 и шероховатость 0,32 мкм. Крутящий момент к ротору подводится через шкив при помощи ременной передачи от асинхронного электродвигателя. Фотографическое изображение ротора и системы измерения температуры его трущейся поверхности представлены на рис.7. Измерительный блок реализует следующие основные функции:

– измерение температуры поверхности трения вращающегося ротора в четырех точках посредством термометров сопротивлений;

– беспроводную передачу данных по инфракрасному каналу на персональный компьютер.

При неподвижном роторе измерительный блок позволяет обновить программное обеспечение через разъем последовательного интерфейса и произвести зарядку аккумулятора от внешнего источника постоянного напряжения 5В.

Данные с датчиков, установленных на вращающемся роторе, выводятся через автономный измерительный блок и далее через инфракрасный канал и модуль фотоприемника выводятся на экран ЭВМ через программу Terminal. Схема и подробное описание системы измерения температуры поверхности вращающегося ротора рассмотрены в работе [15].

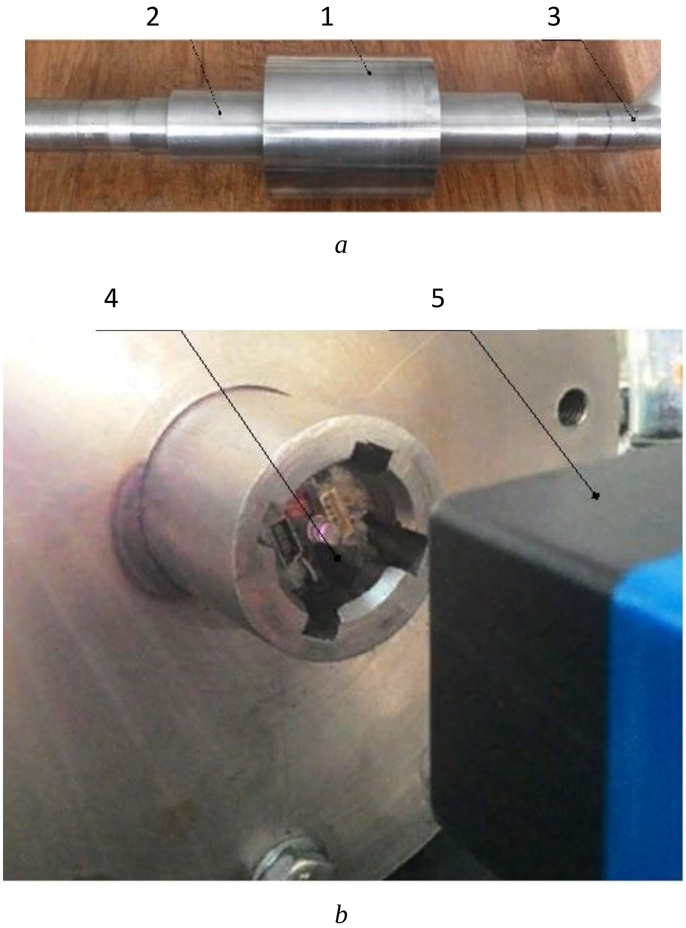


Рис. 7. Фотографическое изображение системы измерения температуры вращающегося ротора: *a*—фотография ротора; *b*—фотография системы измерения; *1*—втулка трения; *2*—вал; *3*—корпус блока измерения температуры поверхности ротора; *4*—блок измерения температуры; *5*—модуль фотоприемника

В самосмазывающемся подшипнике на расстоянии 0,2 мм от внутренней поверхности установлено 20 датчиков температуры типа Pt-100 (пять сечений по 4 шт. в каждом). Данные с датчиков температур, установленных в самосмазывающемся подшипнике, выводятся в программу SCADA на персональный компьютер через модуль МВ100-8А, модуль сбора данных МСД-200 и преобразователь интерфейса АС3-М. Частота оборотов ротора измеряется тахометром АКИП-9202.

Зазор между ротором и подшипником после приработки в режиме испытаний составлял 220 мкм. Частота вращения ротора изменяется от 500 до 12 000 об./мин. Диаметр трущейся поверхности ротора равен 100 мм. Длина подшипника составляет 100 мм. Диапазон расходов, подаваемых в серповидный канал, равен 0,025÷0,15кг/мин.

Таким образом, разработанный экспериментальный стенд, позволяет одновременно проводить измерения 45 параметров, характеризующих тепловое состояние экспериментального охлаждаемого подшипникового узла.

Результаты испытания. Ниже представлены результаты экспериментального исследования коэффициента теплоотдачи от величины расхода охлаждающего воздуха и скорости скольжения поверхности ротора при следующих условиях проведения испытаний: диаметральный зазор —0,22 мм; диаметр трущейся поверхности ротора —100 мм; длина подшипника —100 мм; линейная скорость трущейся поверхности ротора —10÷50 м/с; расход охлаждающего воздуха —0,025÷0,15 кг/мин; угол трения —32^{o}; угол установки патрубка подачи охлаждающего воздуха относительно вертикали —75^{o}. В целом коэффициент теплоотдачи в диапазоне исследований находится в интервале значений 10÷110 Вт/м2·К, при этом наиболее существенное влияние на интенсивность теплообмена оказывает расход охлаждающей среды. Так, в диапазоне исследования изменение массового расхода охлаждающей среды в 5 раз позволило увеличить коэффициент теплоотдачи в 6÷10 раз.

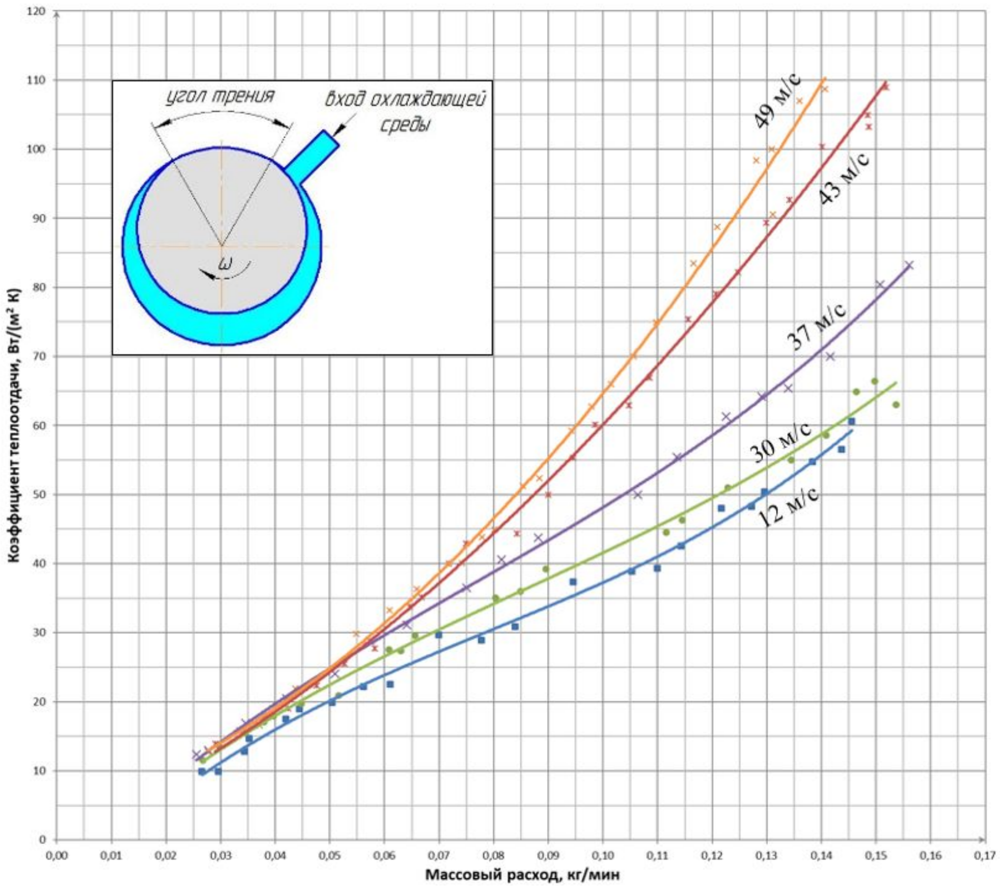


Рис. 8. Зависимость коэффициента теплоотдачи, приведенного к поверхности серповидного канала, от массового расхода охлаждающей среды при различной скорости скольжения трущейся поверхности ротора

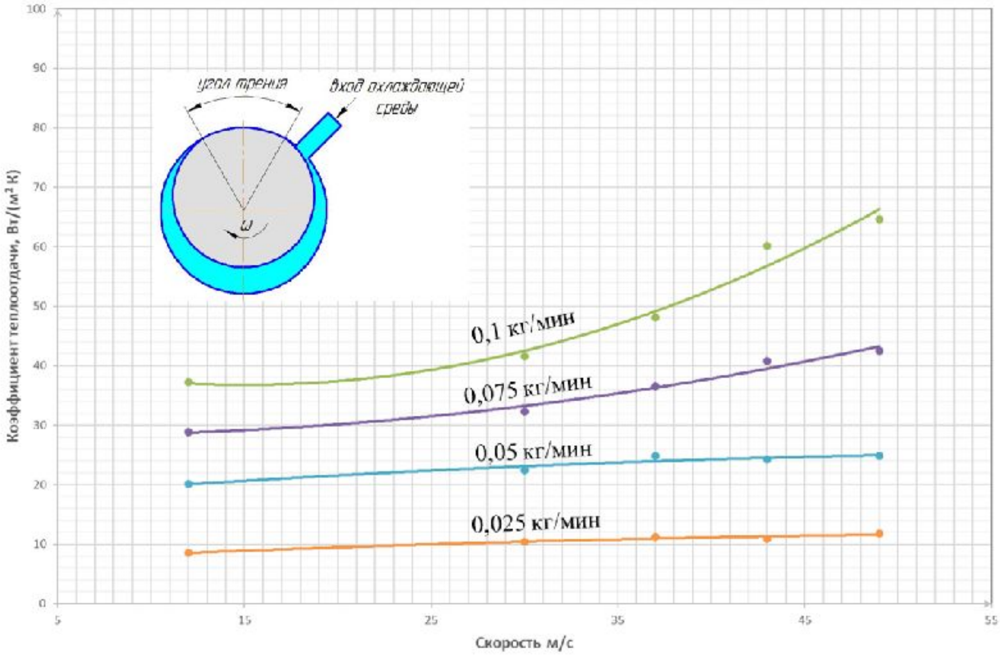


Рис. 9. Зависимость коэффициента теплоотдачи, приведенного к поверхности серповидного канала, от скорости скольжения трущейся поверхности ротора при различных значениях массового расхода охлаждающей среды

Выводы и заключение

Таким образом, в ходе проведенной работы была разработана методика экспериментального исследования теплоотдачи в серповидном канале и температурных полей самосмазывающегося подшипникового узла, содержащего систему охлаждения серповидного зазора, образованного трущейся поверхностью ротора и внутренней поверхностью подшипника. Средняя погрешность методики определения теплоотдачи равна 8,26 %, температурных полей — не превышает 0,33 %.

Для реализации методики был разработан экспериментальный стенд, обеспечивающий проведение исследований в диапазоне линейных скоростей и расходов 5÷50 м/с и 0÷0,15 кг/мин соответственно.

В результате экспериментальных исследований в диапазоне характеристик стенда установлено, что значения теплоотдачи при совпадении направлений движения охлаждающей среды и поверхности трения ротора находятся в диапазоне от 10÷110 Вт/м^2·К. При этом с увеличением расхода от 0,025до 0,15кг/мин коэффициент теплоотдачи возрастает в 6÷10 раз в зависимости от линейной скорости трущейся поверхности ротора. С увеличением линейной скорости теплоотдача увеличивается менее существенно.

Литература

1. Полимеры в узлах трения машин и приборов: справочник / под ред. А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 1988. 328 с.

2. Семенов А.П., Славинский Ю.Э. Металлофторопластовые подшипники. М.: Машиностроение, 1976. 192 с.

3. Иванов В.А., Хосен Ри Прогрессивные самосмазывающиеся материалы на основе эпоксидофторопластов для триботехнических систем. Владивосток; Хабаровск: ДВО РАН, 2000. 429 с.

4. Захарычев С.П., Иванов В.А. Основы технологии эпоксидофторопластов для самосмазывающихся подшипников скольжения. Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2012. 318 с.

5. Kreith F., Boehm R.F., Raithby G.D. Heat and Mass Transfer: Mechanical Engineering Handbook. Boca Raton: CRC Press LLC, 1999. 288 p.

6. Raykovskiy N.A., Yusha V.L., Abramov S.A., Potapov V.V., Zyulin D.V. Developing of computational investigation methodology of Newtonian fluid in the crescent-shaped gap of turbogenerator oil-free bearing // Procedia Engeneering. 2015. Vol. 113. P. 306–311.

7. Sheng-Chung Tzeng, Heat transfer in a small gap between co-axial rotating cylinders // International Communications in Heat and Mass Transfer 33. 2006. P. 737–743.

8. Mohanty A.K., Tawfek A.A., Prasad B.V.S.S.S. Heat transfer from a rotating cylinder in crossflow, Previews of Heat and Mass Transfer 21. 1995. P. 54–61.

9. Mohanty A.K., Tawfek A.A., Prasad B.V.S.S.S. Heat transfer from a circular cylinder rotating about an orthogonal axis in quiescent air, Experiments in Fluids 10. 1991. P. 267–272.

10. Mohanty A.K., Tawfek A.A., Prasad B.V.S.S.S. Pressure measurements around a rotating cylinder with and without crossflow // ASME Journal of Fluids Engineering.1993. № 115. P. 526–528.

11. Becker K.M., Kaye J. The influence of a radial temperature gradient on the instability of fluid flow in an annulus with an inner rotating cylinder // Transaction of ASME Journal of Heat Transfer. 1962. P.106–110.

12. Becker K.M., Kaye J. Measurements of adiabatic flow in an annulus with an inner rotating cylinder // ASME Journal of Heat Transfer. 1962. P. 97–105.

13. Jakoby R., Kim S., Wittig S. Correlations of the convection heat transfer in annular channels with rotating inner cylinder // Transaction of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1999. № 121. P. 670–677.

14. Сычев В.В., Вассерман А.А., Козлов А.Д., Спиридонов Г.А., Цымарный В.А. Термодинамические свойства воздуха. ГСССД. М.: Изд-во стандартов, 1978. 276 с. (сер. Монографии).

15. Raykovskiy N.A., Ponomarev D.B., Abramov S.A., Zyrin A.G. A method of measuring friction surface temperature of the rotating rotor // Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines: conference proceeding / Omsk State Technical University. Omsk, 2016. DOI: 10.1109/Dynamics.2016.7819070.

References

1. Polimery v uzlakh treniya mashin i priborov: a handbook / ed. A.V. Chichinadze. M.: Mechanical Engineering, 1988. 328 p.

2. Semenov A.P. Metalloftoroplastovyye podshipniki / A.P. Semenov, Yu.E. Slavinsky. M .: Mashinostroenie, 1976. 192 p.

3. Ivanov V. A. Progressivnyye samosmazyvayushchiyesya materialy na osnove epoksidoftoroplastov dlya tribotekhnicheskikh sistem / V.A. Ivanov, Khosen Ri. Vladivostok; Khabarovsk: Far East Branch of the Russian Academy of Sciences, 2000. 429 p.

4. Zakharychev S.P. Osnovy tekhnologii epoksidoftoroplastov dlya samosmazyvayushchikhsya podshipnikov skol'zheniya / S.P. Zakharychev, V.A. Ivanov. - Khabarovsk: Publ. of Pacific national University, 2012. 318 p.

5. Kreith F., Boehm R. F., Raithby G. D. [et. al]. Heat and Mass Transfer: Mechanical Engineering Handbook. Boca Raton: CRC Press LLC, 1999. 288 p.

6. Developing of computational investigation methodology of Newtonian fluid in the crescent-shaped gap of turbogenerator oil-free bearing / N. A. Raykovskiy, V. L. Yusha, S. A. Abramov, V. V. Potapov, D. V. Zyulin // Procedia Engeneering. 2015. Vol. 113. P. 306–311.

7. Sheng-Chung Tzeng, Heat transfer in a small gap between co-axial rotating cylinders // International Communications in Heat and Mass Transfer 33 (2006) 737–743.

8. A.K. Mohanty, A.A. Tawfek, B.V.S.S.S. Prasad, Heat transfer from a rotating cylinder in crossflow, Previews of Heat and Mass Transfer 21 (1995) 54–61.

9. B.V.S.S.S. Prasad, A.A. Tawfek, A.K. Mohanty, Heat transfer from a circular cylinder rotating about an orthogonal axis in quiescent air, Experiments in Fluids 10 (1991) 267–272.

10. A.A. Tawfek, B.V.S.S.S. Prasad, A.K. Mohanty, Pressure measurements around a rotating cylinder with and without crossflow, ASME Journal of Fluids Engineering 115 (1993) 526–528.

11. K.M. Becker, J. Kaye, The influence of a radial temperature gradient on the instability of fluid flow in an annulus with an inner rotating cylinder, Transaction of ASME Journal of Heat Transfer (1962) 106–110.

12. K.M. Becker, J. Kaye, Measurements of adiabatic flow in an annulus with an inner rotating cylinder, ASME Journal of Heat Transfer (1962) 97–105.

13. R. Jakoby, S. Kim, S.Wittig, Correlations of the convection heat transfer in annular channels with rotating inner cylinder, Transaction of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 121 (1999) 670–677.

14. Termodinamicheskiye svoystva vozdukha / V. Sychev, A. A. Wasserman, A. D. Kozlov, G. A. Spiridonov, V. A. Tsymarny GSSSD. A series of monographs. M .: Publishing house of standards, 1978. 276 p.

15. Raykovskiy N.A., A method of measuring friction surface temperature of the rotating rotor / N.A. Raykovskiy, D.B. Ponomarev, S.A. Abramov, A.G. Zyrin // Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines: conference proceeding / Omsk State Technical University. Omsk, 2016. DOI: 10.1109/Dynamics. 2016.7819070.