

ЧИСЛЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОТДАЧИ В ОХЛАЖДАЕМОМ СЕРПОВИДНОМ ЗАЗОРЕ САМОСМАЗЫВАЮЩЕГОСЯ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА

В работе предложены методики численного и экспериментального определения коэффициента теплоотдачи, приведенного к поверхности серповидного канала самосмазывающегося подшипникового узла турбоагрегата. Методика численного исследования позволяет получить критериальные уравнения теплообмена, которые необходимы в инженерных методах проектирования самосмазывающихся подшипниковых узлов. Результаты экспериментального исследования позволяют оценить адекватность предложенной численной методики. Расхождение значений коэффициентов теплоотдачи, полученных численным методом с применением модели *thermal energy* и в результате экспериментальных исследований, в среднем не превышает 7%. Выявлено существенное влияние массового расхода охлаждающей среды на коэффициент теплоотдачи. При этом значения коэффициента теплоотдачи в диапазоне исследований составили от 12 до 85 Вт/м²·К.

Ключевые слова: численная методика, коэффициент теплоотдачи, физический эксперимент, самосмазывающийся подшипник, система охлаждения, серповидный зазор, температурное поле.

Введение. При разработке самосмазывающихся подшипниковых узлов важное значение имеет обеспечение требуемых температурных режимов [1, 2]. Учитывая, как правило, низкие значения коэффициентов теплопроводности полимерных материалов [1–3 и др.], применяемых в самосмазывающихся подшипниках, одним из способов отвода теплоты от трущихся поверхностей является подача газа в зазор между ротором и подшипником [4].

Исследованию теплоотдачи в кольцевых коаксиальных и эксцентричных каналах посвящено большое количество работ [например, 5–12]. При этом расчетные методики, а также результаты моделирования теплоотдачи в серповидном канале, в том числе образованного поверхностями вращающегося ротора и неподвижного самосмазывающегося подшипника, в доступной научной и технической литературе отсутствуют.

Для разработки инженерных методов проектирования охлаждаемых самосмазывающихся подшипниковых узлов требуются данные о величине теплоотдачи, которая совместно с тепловыделением и конструктивными особенностями определяет тепловое состояние подшипникового узла.

В связи с этим актуальной задачей является моделирование теплоотдачи в серповидном канале принудительно охлаждаемого самосмазывающегося подшипника.

Объект исследования, исходные данные. Объектом исследования является самосмазывающийся подшипниковый узел турбоагрегата, содержащий систему охлаждения серповидного канала. На рис. 1 рассмотрена принципиальная схема охлаждаемого подшипникового узла.

На поверхности контакта ротора и подшипника рассеивается тепловая энергия $Q_{тр}$, выделившаяся в результате механического трения, которая отводится преимущественно охлаждающей средой, подаваемой в серповидный зазор.

Материалы подшипникового узла: сталь 40Х — для вала, сталь 45 — для корпуса, графит АГ1500СО5 — для подшипника.

Геометрические размеры (рис. 1): $d_1=0,1$ м, $d_2=0,10022$ м, $d_3=0,110$ м, $d_4=0,120$ м, $d_5=0,0055$ м, $L=0,100$ м, $2\alpha=32^\circ$, $\gamma=40^\circ$.

В качестве охлаждающей среды используется воздух. Для моделирования системы охлаждения приняты граничные условия: на входе в серповидный зазор задаются массовый расход среды — $0,02\div 0,18$ кг/мин и температура охлаждающей среды — $293\div 300$ К; на выходе — статическое давление — $1\cdot 10^5$ Па; на стенке со стороны подшипника, образующей охлаждающий канал, задается условие прилипания и параметр шероховатости 0,32 мкм; на стенке со стороны ротора, образующей охлаждающий канал, задается условие прилипания и ча-

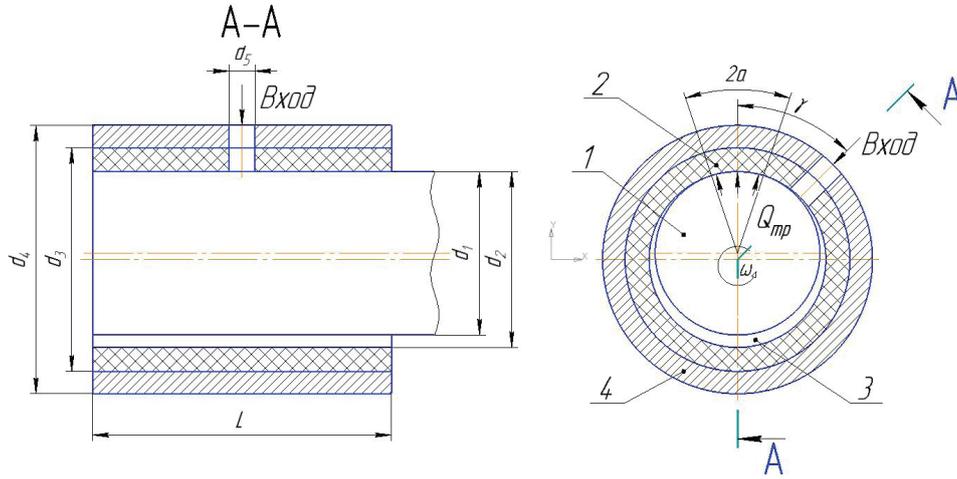


Рис. 1. Подшипниковый узел турбоагрегата, содержащий систему охлаждения серповидного канала: 1 — ротор; 2 — подшипник; 3 — серповидный зазор; 4 — корпус

стота вращения ротора. Теплоотдача с торцов подшипника и корпуса, согласно рекомендациям [2], принята $15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, $T_{\text{ок.ср.}} = 293\div 300 \text{ К}$, теплоотдача с внешней поверхности корпуса принята $5 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, $T_{\text{ок.ср.}} = 293\div 300 \text{ К}$. Частота вращения ротора изменялась от 2000 до 10 000 об/мин, что обеспечило диапазон линейных скоростей на поверхности трения ротора равным $10\div 50 \text{ м/с}$.

Методика численного исследования (расчетные уравнения, расчетная сетка, граничные условия). Разработка самосмазывающихся конструкций подшипниковых узлов с системой охлаждения серповидного зазора требует получения критериальных уравнений теплообмена, с помощью которых возможно рассчитать коэффициент теплоотдачи в серповидном канале. Учитывая трудоемкость и объем физического эксперимента для получения данных уравнений, целесообразно выполнить численный эксперимент, что требует разработки численной методики.

Система основных расчетных уравнений, определяющих температурное поле подшипниковой узла турбоагрегата, содержащего систему охлаждения серповидного зазора с учетом моделирования процесса течения охлаждающего газа, записанная в дифференциальной форме, состоит из [13–15]:

— уравнения неразрывности, выражающего закон сохранения массы:

$$\text{div}(\rho \cdot \vec{\omega}) = 0, \quad (1)$$

где ρ — плотность, кг/м^3 ; $\vec{\omega}$ — вектор скорости, м/с ;

— уравнения движения (уравнение Навье–Стокса), выражающего закон сохранения количества движения:

$$\begin{aligned} \rho \left(\omega_x \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_x}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_x}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial x} + 2 \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \omega_x}{\partial x} \right) + \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial \omega_x}{\partial y} + \frac{\partial \omega_y}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial \omega_x}{\partial z} + \frac{\partial \omega_z}{\partial x} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} (\mu \cdot \text{div} \vec{\omega}); \\ \rho \left(\omega_x \frac{\partial \omega_y}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_y}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial \omega_y}{\partial x} + \frac{\partial \omega_x}{\partial y} \right) \right] + \\ &+ 2 \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \omega_y}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial \omega_y}{\partial z} + \frac{\partial \omega_z}{\partial y} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} (\mu \cdot \text{div} \vec{\omega}); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\omega_x \frac{\partial \omega_z}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_z}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right) &= \rho \cdot g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \\ &+ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial \omega_z}{\partial x} + \frac{\partial \omega_x}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial \omega_z}{\partial y} + \frac{\partial \omega_y}{\partial z} \right) \right] + \\ &+ 2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial z} (\mu \cdot \text{div} \vec{\omega}), \quad (2) \end{aligned}$$

где P — давление в любой точке потока, Па; μ , ρ — динамическая вязкость и плотность в любой точке потока, Па·с;

— уравнения энергии, выражающего закон сохранения энергии и определяющего распределение температуры в потоке:

$$\begin{aligned} C_p \cdot \rho \left(\omega_x \frac{\partial T}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial T}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) &= \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \mu \cdot \Phi, \quad (3) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Phi &= 2 \left[\left(\frac{\partial \omega_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \omega_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial \omega_y}{\partial x} + \frac{\partial \omega_x}{\partial y} \right)^2 + \\ &+ \left(\frac{\partial \omega_z}{\partial y} + \frac{\partial \omega_y}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial \omega_x}{\partial z} + \frac{\partial \omega_z}{\partial x} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right)^2, \quad (4) \end{aligned}$$

где λ — коэффициент теплопроводности, $\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$; C_p — изобарная теплоемкость, $\text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$; T — температура, К; Φ — диссипативная функция, выражающая диссипацию энергии за счет вязких напряжений;

— уравнений теплопроводности, которые для стационарной трехмерной задачи для подшипника («п»), корпуса («к») и ротора («р») примут вид:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_n(T) \cdot r \cdot \frac{\partial T_n}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_n(T) \cdot \frac{\partial T_n}{\partial \varphi} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_n(T) \cdot \frac{\partial T_n}{\partial z} \right) = 0, \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_k(T) \cdot r \cdot \frac{\partial T_k}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_k(T) \cdot \frac{\partial T_k}{\partial \varphi} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_k(T) \cdot \frac{\partial T_k}{\partial z} \right) = 0, \quad (6) \end{aligned}$$

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_p(T) \cdot r \cdot \frac{\partial T_p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_p(T) \cdot \frac{\partial T_p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_p(T) \cdot \frac{\partial T_p}{\partial z} \right) = 0, \quad (7)$$

где r , φ , z — радиальная, угловая и осевая координаты соответственно;

— на поверхности трения ротора и подшипника действует граничное условие:

$$-\lambda_n \cdot \left(\frac{\partial T_n}{\partial n} \right)_{нов} = \lambda_p \cdot \left(\frac{\partial T_p}{\partial n} \right)_{нов} + Q_{мп}, \quad (8)$$

$$(T_n)_{нов} = (T_p)_{нов},$$

$$Q_{мп} = f_{мп} \cdot N \cdot v, \quad (9)$$

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot r, \quad (10)$$

где $f_{мп}$ — коэффициент трения; N — нормальная сила; v — скорость скольжения на радиусе трения; r — радиус трения; n — частота вращения ротора;

— на стенках («ст») подшипника и ротора, образующих серповидный зазор, за пределами поверхности трения, контактирующих с охлаждающим газом («г») действует граничное условие:

$$\alpha_g = - \frac{\lambda}{(T_{ст} - T_g)} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n \rightarrow 0}; \quad (11)$$

— на внешней поверхности подшипника («п») и внутренней поверхности корпуса («к») действует граничное условие:

$$\lambda_n \left(\frac{\partial T_n}{\partial n} \right)_{нов} = \lambda_k \left(\frac{\partial T_k}{\partial n} \right)_{нов}, \quad (12)$$

$$(T_n)_{нов} = (T_k)_{нов};$$

— на торцевых стенках («ст.т») подшипника и корпуса, контактирующих с воздухом окружающей среды («ок.ср.»), действует граничное условие:

$$\alpha_{ок.ср.} = - \frac{\lambda}{(T_{ст.т} - T_{ок.ср.})} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n \rightarrow 0}; \quad (13)$$

— на внешней поверхности корпуса («ст.к»), контактирующих с воздухом окружающей среды («ок.ср.») действует граничное условие:

$$\alpha_{ок.ср.} = - \frac{\lambda}{(T_{ст.к} - T_{ок.ср.})} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n \rightarrow 0}. \quad (14)$$

В перечисленные выше дифференциальные уравнения входят теплофизические свойства рабочих сред и материалов, в общем случае являющихся функциями температуры:

$$\mu = f(T), \rho = f(T), C_p = f(T), \lambda = f(T). \quad (15)$$

Тепловой расчет реализован в пакете ANSYSCFX, создание сетки для потока охлаждающей среды в модуле CFD, для твердых тел в Ansys Mesh.

Основные параметры сеточной модели, в части:

— потока охлаждающего газа: качественное построение сеточной модели области течения воздуха, представляющей собой серповидный зазор, имеет ряд особенностей в связи со сложностью геометрии в азимутальном направлении. Основным принципом, заключающийся в том, что чем меньше конечный размер ячейки, тем выше качество сеточной модели не применим. Дело в том, что если максимальный зазор серпа имеет заданное значение, то в месте соприкосновения ротора и подшипника он сводится к нулю. Это приводит к созданию ячеек неправильной формы и ошибке в расчёте. Следовательно, в этом месте размер ячеек определяется не рекомендуемым параметром $y+$, а качественным подбором количества элементов в данном направлении. Также стоит учитывать, что для получения достоверных результатов в пристеночной области количество элементов должно быть не менее 10. В результате подбора сетки для получения адекватных результатов моделирования сформулированы следующие рекомендации: конечно-элементарная сетка в осевом направлении — равномерная, количество элементов принимается равным одна ячейка на 1 мм. Рекомендуемые значения $y+$ для поверхности воздуха смежной поверхности подшипника — 0,1. Коэффициент роста ячеек принимается равным — 1,2; рост ячеек — линейный. Исключение составляет блок потока, смежный блоку воздуха в патрубке, — в данной области сетка выполняется неравномерной, коэффициент роста принимается 1,2. Сетка воздуха в патрубке характеризуется следующими параметрами: в радиальном направлении значение $y+ \leq 5$, коэффициент роста — 1,2; в осевом направлении — одна ячейка на 1 мм. В области патрубка смежной области серповидного зазора требуется обеспечить сгущение сетки по линейному закону роста с коэффициентом роста, равным 1,2. Размер последней ячейки воздуха в патрубке принимается равным размеру смежной ячейки области зазора;

— элементов подшипникового узла (подшипник, ротор, корпус): сеточная модель сгенерирована с помощью стандартного инструмента Ansys Mesh, со следующей размерной характеристикой: element size — 0,0001 м.

Пример создания сеточной модели, а также результаты расчета линий тока и теплового состояния охлаждающей среды представлены на рис. 2, 3.

В ходе численного эксперимента приведенный коэффициент теплоотдачи (осредненное значение коэффициента теплоотдачи применительно к серповидному каналу в целом) определяется аналогично физическому эксперименту на основании результатов расчета температурного поля подшипникового узла по уравнениям:

$$\alpha_{np} = \frac{G \cdot C_p \cdot (t_{вых}^{cp} - t_{вх})}{2 \cdot (L_{окр} \cdot L) \cdot (t_{с.к}^{cp} - t_{о.с}^{cp})}, \quad (16)$$

$$t_{с.к}^{cp} = \frac{t_p^{cp} + t_{п.п}^{cp}}{2}, \quad (17)$$

$$t_{о.с}^{cp} = \frac{t_{вых}^{cp} + t_{вх}}{2}, \quad (18)$$

где α_{np} — коэффициент теплоотдачи, приведенный к поверхностям, образующим серповидный канал; G — массовый расход охлаждающей среды, подаваемый в серповидный канал; C_p — изобарная те-

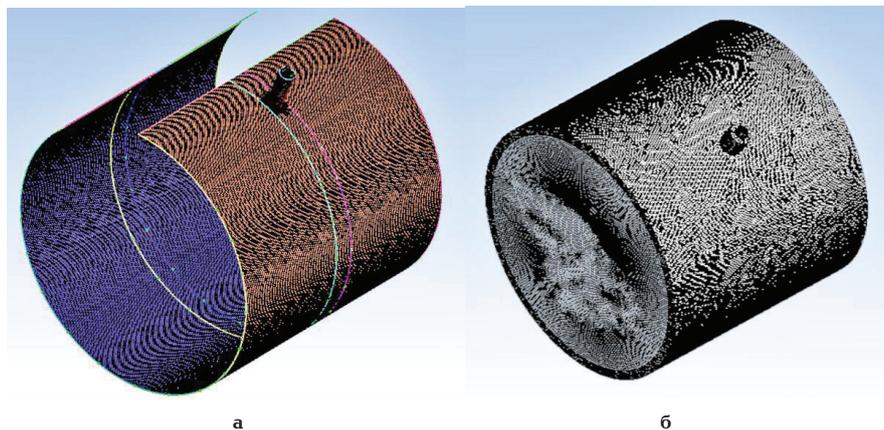
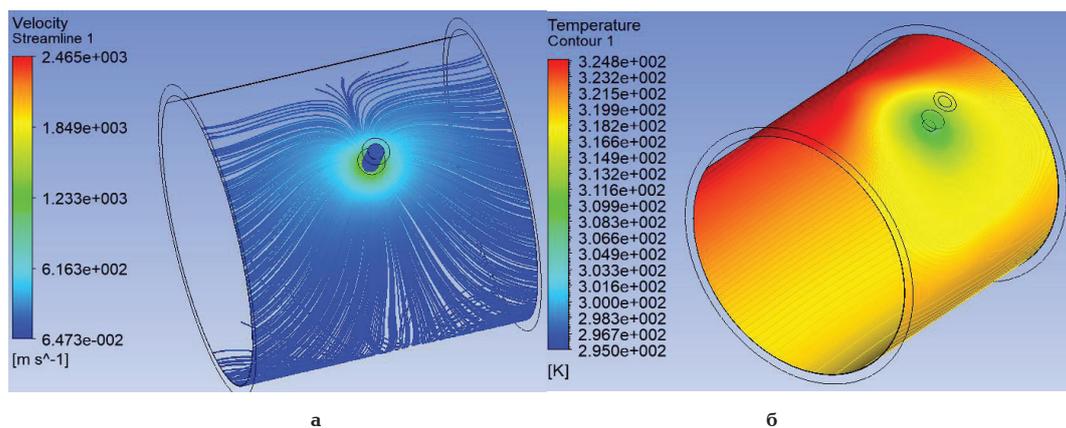


Рис. 2. Сеточная модель: а — охлаждающий поток; б — подшипниковый узел

Рис. 3. Результаты расчета при расходе охлаждающей среды 0,1 кг/мин при скорости трущейся поверхности ротора 60 м/с:
а — линии тока охлаждающей среды; б — температурное поле охлаждающей среды

плоемкость охлаждающей среды; $t_{\text{вых}}^{cp}$ — средняя температура охлаждающей среды на выходе из серповидного канала; $t_{\text{вх}}$ — температура охлаждающей среды на входе в серповидный канал; L — длина подшипника (серповидного канала); $L_{\text{окр}}$ — окружная длина серповидного канала; t_p^{cp} — средняя температура трущейся поверхности ротора; $t_{n,n}^{cp}$ — средняя температура внутренней поверхности подшипника в пределах серповидного зазора; $t_{o,c}^{cp}$ — средняя температура охлаждающей среды в серповидном канале; $t_{c,k}^{cp}$ — средняя температура поверхностей, формирующих серповидный канал.

Это актуально для получения данных о теплоотдаче, которые в дальнейшем удобно использовать в инженерных методах проектирования подшипниковых узлов, содержащих систему охлаждения серповидного зазора.

Методика и стенд экспериментального исследования теплоотдачи в серповидном канале несмазываемого подшипника. Разработка численной методики предполагает проверку адекватности результатов расчетов результатам физического эксперимента. Ниже рассмотрена методика и стенд, позволяющие выполнить экспериментальные исследования по определению теплоотдачи в серповидном канале самосмазывающегося подшипникового узла при различных режимах его функционирования.

В экспериментальном подшипниковом узле трения (рис. 1) теплота, выделяющаяся в процессе

трения, распространяется по поверхностям ротора и подшипника. Экспериментальное значение коэффициента теплоотдачи, приведенного к поверхностям, образующим серповидный канал, можно определить по уравнениям (16–18), причем

$$t_{n,n}^{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{20} t_{n,n}^i}{20}, \quad (19)$$

$$t_p^{cp} = \frac{\sum_{i=1}^4 t_p^i}{4}, \quad (20)$$

где $t_{n,n}^{cp}$ — средняя температура внутренней поверхности подшипника, за пределами поверхности трения; t_p^{cp} — средняя температура трущейся поверхности ротора; $t_{n,n}^i$, t_p^i — температура в i -ой точке на поверхности серповидного канала со стороны подшипника и ротора соответственно.

Средняя погрешность экспериментального определения коэффициента теплоотдачи равна 8,26 %.

На рис. 4 представлен общий вид экспериментального стенда. На линии подачи охлаждающего воздуха установлены образцовый манометр МО-1227, счетчик газа типа RVG и датчик температуры Pt100; на выходе охлаждающей среды установлены 14 датчиков температуры Pt100 по 7 с каждого торца подшипника. Сигнал со всех датчиков направляется в программу SCADA на персональный компьютер для дальнейшей математической обработки.

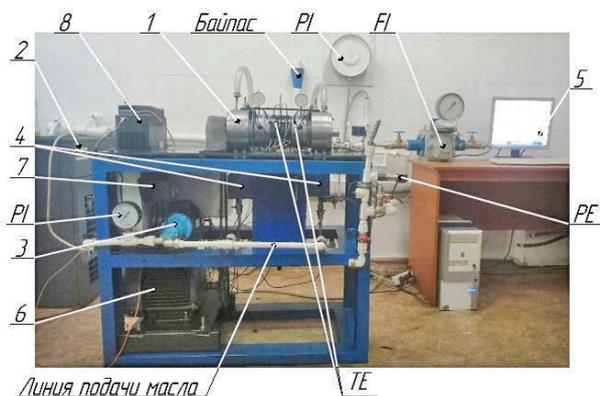


Рис. 4. Общий вид экспериментального стенда:

- 1 — экспериментальный узел; 2 — компрессор;
- 3 — масляный насос; 4 — масляный бак; 5 — ПК;
- 6 — электродвигатель с ременной передачей;
- 7 — частотный преобразователь для масляного насоса;
- 8 — частотный преобразователь для привода ротора

Экспериментальный ротор содержит систему измерения температуры поверхности трения в четырех точках посредством термометров сопротивления и беспроводную передачу данных по инфракрасному каналу на персональный компьютер.

В самосмазывающемся подшипнике на расстоянии 0,2 мм от внутренней поверхности установлено 20 датчиков температуры типа Pt100 (5 сечений по 4 шт. в каждом). Данные с датчиков температур, установленных в самосмазывающемся подшипнике, выводятся в программу SCADA на персональный компьютер.

Верификация численной методики. Ниже представлены результаты верификации приведенного значения коэффициента теплоотдачи от величины расхода охлаждающего воздуха и скорости скольжения поверхности ротора при следующих конструктивных условиях: диаметральный зазор — 0,22 мм; диаметр трущейся поверхности ротора — 100 мм; длина подшипника — 100 мм; угол трения — 32 °; угол установки патрубка подачи охлаждающего воздуха относительно вертикали — 40 °.

Рассмотрены две модели расчета теплового состояния: thermalenergy и totalenergy (рис. 5, 6).

В целом, полученные численным методом расчеты приведенного коэффициента теплоотдачи показали достаточно высокую адекватность результатам, полученным в ходе экспериментальных исследований при различных режимах эксплуатации охлаждаемого подшипникового узла. При этом среднее расхождение между экспериментальным и численным методами моделирования теплоотдачи в серповидном зазоре самосмазывающегося подшипникового узла с применением модели thermalenergy не превышает 7 %.

Заключение. В результате выполненной работы разработана численная методика определения приведенного коэффициента теплоотдачи в серповидном канале самосмазывающегося подшипникового узла. Результаты верификации разработанной численной методики с применением модели thermalenergy подтвердили ее адекватность, причем расхождение расчетной величины коэффициента теплоотдачи с результатами экспериментальных исследований в среднем не превышает 7 %.

В ходе моделирования было установлено, что в диапазоне исследований скорость скольжения трущейся поверхности ротора оказывает несущее

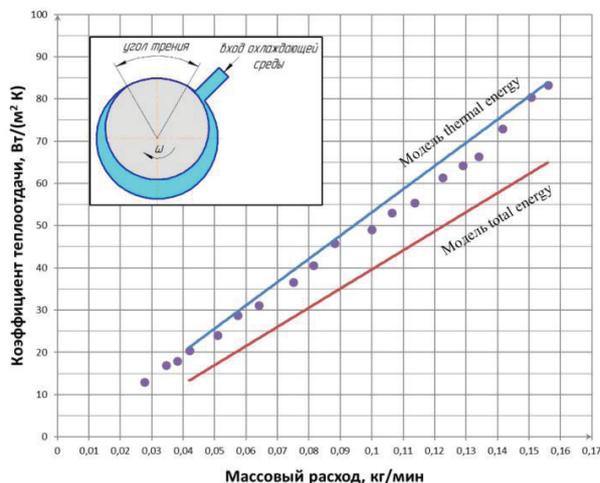


Рис. 5. Результат верификации, в части приведенного коэффициента теплоотдачи для сонаправленного движения ротора и потока воздуха при скорости скольжения трущейся поверхности ротора 37 м/с

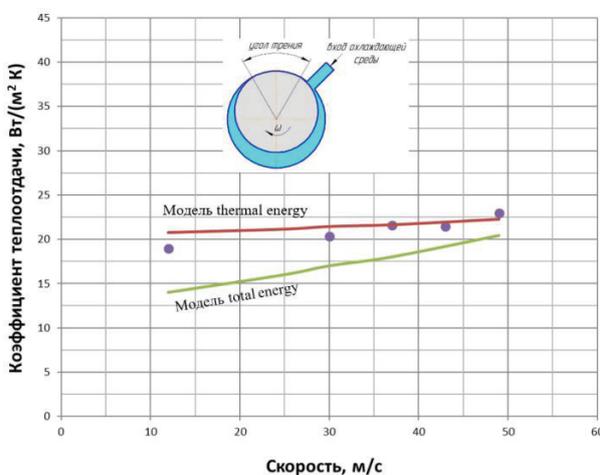


Рис. 6. Результат верификации, в части приведенного коэффициента теплоотдачи для сонаправленного движения ротора и потока воздуха при массовом расходе охлаждающей среды 0,045 кг/мин

влияние на значение коэффициента теплоотдачи. При этом с увеличением массового расхода охлаждающего воздуха в 5 раз коэффициент теплоотдачи увеличился в 6 раз. В целом, в ходе моделирования установлено, что при реализации определенных конструктивных и режимных условий функционирования самосмазывающегося подшипникового узла возможно обеспечить значения коэффициента теплоотдачи в серповидном зазоре, превышающие 90 Вт/м²·К.

Библиографический список

1. Полимеры в узлах трения машин и приборов: справочник / Под ред. А. В. Чичинадзе. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1988. 328 с. ISBN 5-217-00239-5.
2. Справочник по триботехнике. В 3 т. Т. 3. Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств. Методы и средства триботехнических испытаний / Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 1992. 730 с. ISBN 5-217-01919-0.
3. Машков Ю. К., Овчар З. Н., Суриков В. И. [и др.]. Композиционные материалы на основе политетрафторэтилена.

Структурная модификация. М.: Машиностроение, 2005. 240 с. ISBN 5-217-03288-X.

4. Райковский Н. А., Юша В. Л., Сухов Е. В. Исследование теплового состояния несмазываемых охлаждаемых подшипников. Математическое моделирование и анализ результатов: моногр. LAP Publ., 2013. 152 с. ISBN 978-3-659-35101-3; 3659351016.

5. Habibi M., Pop I. Numerical Study of Mixed Convection Heat Transfer of a Nanofluid in an Eccentric Annulus // Numerical Heat Transfer Applications. 2014. No. 65 (1). P. 84–105. DOI: 10.1080/10407782.2013.812000.

6. El-Maghlany W., Elazm M. A., Shahata A., Eldrainy Y. Mixed Convection in an Eccentric Annulus Filled by Copper Nanofluid // Thermal Science. 2016. Vol. 20, no. 5. P. 1597–1608.

7. Chung S. Y., Sung H. J. Large-Eddy Simulation of Turbulent Flow in a Concentric Annulus // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2005. Vol. 26 (2). P. 191–203. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.08.006.

8. Naser J. A. Prediction of Newtonian and Non-Newtonian Flow Through Concentric Annulus with Centerbody Rotation // Int. Conf. on CFD in Mineral and Metal Processing and Power Generation. CSIRO, 1997. P. 273–278.

9. Ooms G., Kampman-Reinhartz B.E. Influence of Drillpipe Rotation and Eccentricity on Pressure Drop Over Borehole With Newtonian Liquid During Drilling // SPE Drilling and Completion. 2000. Vol. 15, no. 4. P. 249–253.

10. Escudier M. P., Gouldson I. W., Oliveira P. J., Pinho F. T. Effects of inner cylinder rotation on laminar flow of a Newtonian fluid through an eccentric annulus // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2000. Vol. 21 (1). P. 92–103. DOI: 10.1016/S0142-727X(99)00059-4.

11. Tao L. N., Donawan W. F. Through-Flow in Concentric and Eccentric Annuli of Fine Clearance with and without Relative Motion of the Boundaries // Transactions of the ASME. 1955. Vol. 77. P. 1291–1301.

12. Nouri J. M., Whitelaw J. H. Flow of Newtonian and non-Newtonian Fluids in an Eccentric Annulus with Rotation of

the Inner Cylinder // International Journal of Heat and Fluid Flow. 1997. Vol. 18, Issue 2. P. 236–246. DOI: 10.1016/S0142-727X(96)00086-0.

13. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче. М.: Изд-во ГЭИ, 1958. 418 с.

14. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. 2-е изд., стер. М.: Энергия, 1977. 343 с.

15. Kreith F., Boehm R. F. [et. al.]. Mechanical Engineering Handbook / Ed. F. Kreith. Boca Raton: CRC Press LLC, 1999. 2466 p.

РАЙКОВСКИЙ Николай Анатольевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета.

SPIN-код: 9140-9356

AuthorID (РИНЦ): 684470

AuthorID (SCOPUS): 57190974742

ЗАХАРОВ Владислав Александрович, инженер департамента управления строительством ПАО «ОНХП», г. Омск.

SPIN-код: 3883-1785

ORCID: 0000-0001-9936-3845

AuthorID (SCOPUS): 57191039323

Адрес для переписки: n_raykovskiy@mail.ru

Для цитирования

Райковский Н. А., Захаров В. А. Численное определение коэффициента теплоотдачи в охлаждаемом серповидном зазоре самосмазывающегося подшипникового узла // Омский научный вестник. 2019. № 5 (167). С. 15–20. DOI: 10.25206/1813-8225-2019-167-15-20.

Статья поступила в редакцию 26.08.2019 г.

© Н. А. Райковский, В. А. Захаров