

УДК 621.89:536.24

Влияние низких температур на асимметрию распределения теплоотвода в полимерном подшипнике скольжения

Н.П. Старостин, А.С. Кондаков, А.Е. Дедюкин

На основе математического моделирования нестационарного теплового процесса в подшипнике скольжения исследуется влияние температуры окружающего воздуха на распределение теплоотвода из зоны трения. Вычислительными экспериментами опровергнута известная гипотеза, объясняющая повышенный износ пар трения при низких климатических температурах увеличением асимметрии распределения теплоотвода.

Ключевые слова: подшипник скольжения, трение, износ, тепловой поток, температура, математическая модель, вычислительный эксперимент, теплоотвод.

On the basis of mathematical modeling of non-stationary thermal process in the sliding bearing influence of ambient temperature on distribution of a heat-conducting path from a friction zone is investigated. Computing experiments disproved the known hypothesis that explains the increased wear of friction pair at low climatic temperatures by increase of asymmetry of distribution of a heat-conducting path.

Key words: sliding bearing, friction, wear, heat flow, temperature, mathematical model, calculation experiment, heat removal.

Введение

Влияние низких температур окружающего воздуха (ОВ) на износ трущихся деталей машин и механизмов отмечают многие исследователи. Известно, что при низких температурах существенно увеличиваются коэффициент трения и износ. В то же время причины такого явления недостаточно изучены. В работе [1] выдвинута гипотеза и экспериментально показано, что в парах трения износ существенно зависит от распределения теплоотвода из зоны трения. При резкой асимметрии теплоотвода возрастает износ, наблюдаются увеличение коэффициента трения и его значительные колебания, что свидетельствует о неустойчивости процесса – происходит заедание. Отмечается, что возникновение заедания особенно опасно в узлах трения, работающих в окружающей среде с низкой температурой. Однако детальное исследование этой гипотезы до сих пор не проведено.

В парах трения «полимер–металл» имеется сильная асимметрия распределения теплового

потока. При низких температурах окружающего воздуха вследствие различия коэффициентов теплопроводности металла и полимера (до двух порядков) можно ожидать увеличения асимметрии распределения теплоотвода из зоны трения. Количественная оценка влияния низких климатических температур ОВ на асимметрию теплоотвода позволит определить ее роль на процесс изнашивания.

Отдельный научный интерес представляет исследование динамики температурного поля при различных температурах ОВ. Естественно, если в начальный момент времени температура в узле трения равна температуре ОВ, то температурные поля в трибосопряжении будут отличаться при различных температурах ОВ достаточно сильно в начале процесса трения. Со временем в окрестности зоны трения температуры практически сравниваются, а на удалении от зоны трения различие температур сохранится. Тем не менее, влияние низких температур на процессы трения и износа будет существенным ввиду зависимости свойств материалов от температуры. При этом большое значение имеет динамика температурного поля пары трения.

Экспериментальное исследование влияния низких температур окружающего воздуха на динамику температурного поля, а также на асимметрию распределения теплоотвода чрезвычайно трудоемко. Эффективным методом ис-

СТАРОСТИН Николай Павлович – д.т.н., зав. лаб. ИПНГ СО РАН, nikstar56@mail.ru; КОНДАКОВ Алексей Семенович – к.ф.-м.н., в.н.с. ИПНГ СО РАН, kondakov@inm.ysn.ru; ДЕДЮКИН Александр Евгеньевич – аспирант ИПНГ СО РАН, dedyukin@mail.ru.

следования таких процессов является метод математического моделирования, позволяющий получать температурное поле и распределения тепловых потоков, изменяющиеся во времени. В большинстве работ, посвященных определению температурного поля в подшипнике скольжения, вводят предположение о постоянстве коэффициента разделения теплового потока, рассматривают стационарный период трения, не учитывают зазор между валом и втулкой, а также зависимость теплофизических свойств материалов от температуры. Актуальной является разработка математической модели и методов расчета теплового режима без ограничений и допущений, заведомо искажающих процесс теплообмена.

Математическая модель расчета теплового режима. Рассмотрим математическую тепловую модель в полимерном подшипнике скольжения, расчетная схема которой представлена на рис.1. Вал с переменным сечением опирается на цилиндрическую втулку из антифрикционного полимерного материала. Втулка неподвижно запрессована в стальную обойму. В зоне контакта вала с втулкой ($|\varphi| \leq \varphi_o$) происходит тепловыделение с интенсивностью $Q(t)$. Кроме того, угол контакта $2\varphi_o$ известен и за время испытаний t_m изменяется незначительно, что позволяет считать его постоянным. Нестационарное температурное поле в подшипнике скольжения может быть определено из трехмерного уравнения теплопроводности с соответствующими граничными условиями. В данной работе не приводится описание полной трехмерной модели, которая подробно изложена в работе [2]. Анализ температурного поля полимерного подшипника скольжения с использованием полной трехмерной модели показывает, что распределение температуры по длине подшипника и обоймы практически однородно. Влияние теплоотдачи от их торцевых поверхностей незначительно. Кроме того, при вращательном движении вала с доста-

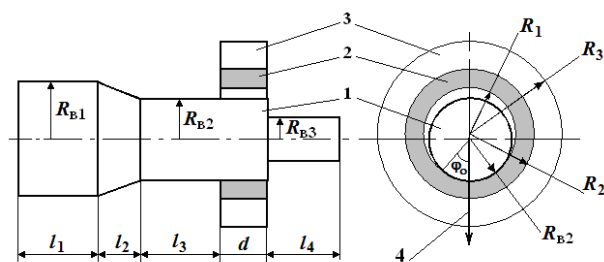


Рис.1. Схема подшипника скольжения: 1 – вал; 2 – полимерная втулка; 3 – обойма; 4 – ось нагружения подшипника

точно высокой скоростью (более 5 рад/с) тепловой поток по окружности становится однородным. Вследствие этого и высокой теплопроводности металла распределение температуры в поперечном сечении вала можно считать однородным. В связи с изложенным примем следующие основные допущения распределения температуры:

- 1) в подшипнике симметрично относительно оси нагружения;
- 2) по длине подшипника однородно;
- 3) в металлическом вале однородно по радиальной и угловой координатам.

При принятых допущениях построим упрощенную квазитрехмерную математическую тепловую модель для вала и подшипника.

Уравнение теплопроводности для вала запишем в виде:

$$C_b(U)S(z)\frac{\partial U}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left[S(z)\lambda_b(U)\frac{\partial U}{\partial z} \right] - P(z)\alpha_b(U - T_{cp}) + \Theta(z) \times \left[\frac{Q(t)}{d} + 2R_1 \int_0^{\varphi_o} \lambda(T) \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_1} d\varphi \right], \quad (1)$$

$$U = U(z, t), \quad 0 < z < L, \quad 0 < t \leq t_m,$$

$$\Theta(z) = \begin{cases} 1, & z \in A, \\ 0, & z \notin A, \end{cases}$$

где A – множество точек зоны контакта вала со втулкой; $C_b(U)$, $\lambda_b(U)$ – коэффициенты объемной теплоемкости и теплопроводности соответственно; α_b – коэффициент теплообмена поверхности вала со средой; L – длина вала; $S(z)$ и $P(z)$ – функции площади и периметра сечений вала, для схемы, приведенной на рис. 1, они имеют вид:

$$S(z) = \begin{cases} R_{b1}^2 \pi, & 0 \leq z < l_1; \\ \left(1 - \frac{z - l_1}{l_2 + l_3}\right)^2 R_{b1}^2 \pi, & l_1 \leq z < l_1 + l_2; \\ R_{b2}^2 \pi, & l_1 + l_2 \leq z < l_1 + l_2 + l_3 + d; \\ R_{b3}^2 \pi, & l_1 + l_2 + l_3 + d \leq z \leq l_1 + l_2 + l_3 + d + l_4, \end{cases}$$

$$P(z) = \begin{cases} 2R_{b1} \pi, & 0 \leq z < l_1; \\ 2R_{b1} \frac{1}{\cos \gamma} \left(1 - \frac{z - l_1}{l_2 + l_3}\right) \pi, & l_1 \leq z < l_1 + l_2; \\ 2R_{b2} \pi, & l_1 + l_2 \leq z < l_1 + l_2 + l_3; \\ 2R_{b2} \left(1 - \frac{\varphi_o}{\pi}\right) \pi, & l_1 + l_2 + l_3 \leq z < l_1 + l_2 + l_3 + d; \\ 2R_{b3} \pi, & l_1 + l_2 + l_3 + d \leq z < l_1 + l_2 + l_3 + d + l_4, \end{cases}$$

γ – полуугол конусности в области $l_1 \leq z < l_1 + l_2$,
 $\cos \gamma = l_k / \sqrt{l_k^2 + R_{b1}^2}$, $l_k = R_{b1} l_2 / (R_{b1} - R_{b2})$.

Уравнение теплопроводности для втулки с облойкой

$$C(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda(T) \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right), \quad (2)$$

$$0 < t \leq t_m, \quad R_1 < r < R_3, \quad 0 < \varphi < \pi,$$

где T – температура подшипника; $C(T)$, $\lambda(T)$ – соответственно удельная объемная теплоемкость и коэффициент теплопроводности, которые при $r = R_2$ терпят разрывы первого рода.

Условие сопряжения вала с втулкой

$$T(R_1, \varphi, t) = \frac{1}{d} \int_A U(z, t) dz, \quad |\varphi| \leq \varphi_o. \quad (3)$$

На концах вала задаются условия I или III рода: на левом конце

$$U(0, t) = T_{cp} \quad \text{или}$$

$$\lambda_b(U) \frac{\partial U}{\partial z} \Big|_{z=0} = \alpha_b [U(0, t) - T_{cp}]; \quad (4)$$

на правом конце

$$U(L, t) = T_{cp} \quad \text{или}$$

$$\lambda_b(U) \frac{\partial U}{\partial z} \Big|_{z=L} = -\alpha_b [U(L, t) - T_{cp}]. \quad (5)$$

Распределение температуры в системе в начальный момент времени однородное:

$$T(r, \varphi, 0) = U(z, 0) = T_0. \quad (6)$$

На свободных поверхностях подшипника происходит теплообмен по закону Ньютона

$$\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_1} = \alpha_1 [T(R_1, \varphi, t) - T_{cp}], \quad \varphi > \varphi_o, \quad (7)$$

$$\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_3} = -\alpha_3 [T(R_3, \varphi, t) - T_{cp}], \quad 0 < \varphi < \pi. \quad (8)$$

По линии приложения нагрузки записываются условия симметрии по углу

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} \Big|_{\varphi=0} = \frac{\partial T}{\partial \varphi} \Big|_{\varphi=\pi} = 0. \quad (9)$$

Задача (1)–(9) решалась численно методом конечных разностей. Двумерное уравнение теплопроводности приводилось к цепочке одномерных уравнений, которые решались при помощи безусловных устойчивых разностных схем [3].

Результаты расчета. Алгоритм программно реализован в среде «Delphi». Проведены расчеты динамики температурного поля в подшипнике скольжения. Получены распределения температуры по пространственным переменным и времени при следующих данных:

- радиус вала – 12,5 мм,
- внутренний радиус вкладыша – 13,0 мм,
- наружный радиус вкладыша – 16,0 мм,
- наружный радиус корпуса – 30,0 мм,
- длина подшипника – 20,0 мм,
- длина вала – 200,0 мм,
- длина вала слева от подшипника – 50,0 мм,
- коэффициент трения – 0,04,
- угол контакта вала с вкладышем – 20,0°,
- коэффициент теплоотвода:
 - от вала в окружающую среду – 22,0 Вт/м²·°С,
 - от корпуса в окружающую среду – 10,0 Вт/м²·°С,
 - от вкладыша в зазор подшипника – 10,0 Вт/м²·°С.

	Вал	Корпус	Вкладыш
Коэф. теплопроводности, Вт/м·°С	25,50	25,50	0,39
Удельная теплоемкость, Дж/кг·°С	450,0	450,0	17400,00
Удельная плотность, кг/м ³	7671,0	7671,0	2160,00
Расчетное время, мин	20,0		
Шаг по времени при расчете, мин	1,0		

Интенсивность тепловыделения задается формулой $Q(t) = fPV$, где f – коэффициент трения; V – скорость скольжения; P – нагрузка.

Вычислительными экспериментами исследовано влияние температуры окружающей среды на распределение интенсивности фрикционного тепловыделения во втулку и вал, а также на температурное поле в полимерном подшипнике скольжения. При этом коэффициент теплообмена на поверхности вращающегося вала со средой рассчитывался по формуле [4]:

$$\alpha_b = Nu \frac{\lambda_{окр}}{2r_1},$$

где $\lambda_{окр}$ – коэффициент теплопроводности окружающей среды;

$$Nu = 0,095(2Re^2 + Gr)^{0,35},$$

Re – критерий Рейнольдса; Gr – критерий Грасгофа.

Коэффициенты теплообмена $\alpha_{вт}$ для втулки, $\alpha_{об}$ для облойки в зависимости от скорости движения воздуха можно найти в работе [5]. В проведенных расчетах принято $\alpha_{вт} = 1,2$ Вт/м²·°С, $\alpha_{об} = 7$ Вт/м²·°С.

Для численных расчетов общая интенсивность фрикционного тепловыделения $Q(t)$ в зоне контакта вала со втулкой бралась в виде графика, приведенного на рис.2. При этом в общем уравнении (1) теплопроводности для вала член

$$2R_1 \int_0^{\varphi_0} \lambda(T) \frac{\partial T}{\partial r} \bigg|_{r=R_1} d\varphi \text{ с обратным знаком вы-}$$

ражает интенсивность тепловыделения, отводимую во втулку.

На рис. 2 приведены результаты расчетов, проведенных при температурах ОВ, равных 20°C и -40°C. Скорость вращения вала в обоих случаях бралась равной 300 оборотов в минуту. Как видно из графиков, влияние значения температуры окружающей среды на величины коэффициентов теплообмена вала со средой и, соответственно, на долю интенсивности тепловыделения, отводимого во втулку, незначительно.

Для выявления влияния скорости вращения вала на величину коэффициента теплообмена проведены расчеты при постоянной температуре окружающей среды при различных значениях скорости вращения. Из рис. 3 видно, что коэффициент теплообмена существенно зависит от значения величины скорости вращения вала. Заметим, что ввиду увеличения коэффициента теплообмена вращающегося вала уменьшается доля теплоты трения, уходящей во втулку. Это объясняется тем, что при больших скоростях вращения вала улучшается теплоотвод вала в среду. Это может сыграть негативную роль в работоспособности подшипника, т.к. втулка на протяжении значительного времени будет оставаться недостаточно прогретой. При этом удаленные от зоны трения области втулки будут иметь отрицательные температуры (рис. 4–5), что может спровоцировать увеличение интенсивности износа, заедание и даже хрупкое разрушение полимерной втулки при низких температурах.

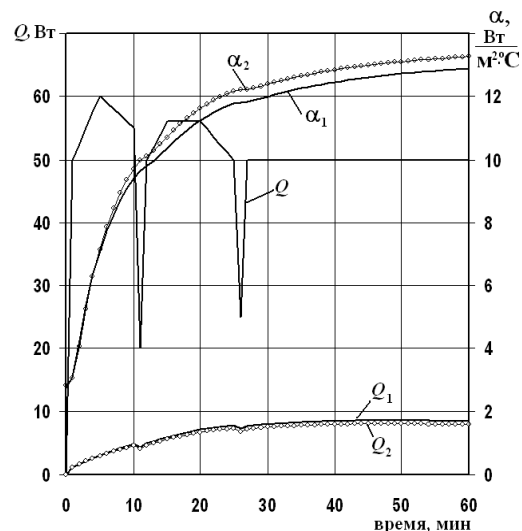


Рис. 2. Сравнение интенсивностей тепловыделения, отводимых во втулку, и коэффициентов теплообмена вала при различных температурах среды: Q – общая мощность тепловыделения в зоне контакта вала со втулкой; Q_1 , Q_2 – части от общей мощности Q , отводимые во втулку α_1 , α_2 – коэффициенты теплообмена с поверхности вала (индекс «1» при температуре среды, равной 20°C, «2» – -40°C)

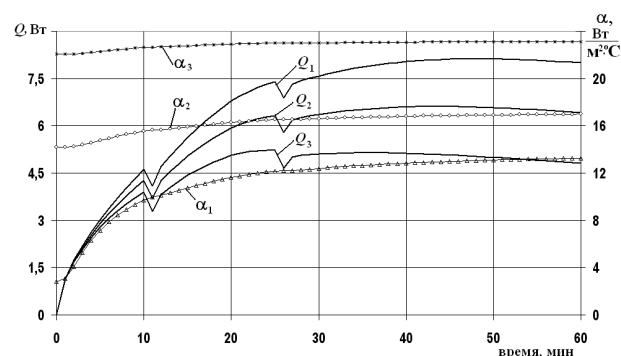


Рис. 3. Сравнение частей интенсивностей тепловыделения, отводимых во втулку при различных скоростях вращения вала при температуре среды, равной -40°C: Q_1 , Q_2 , Q_3 – части мощности тепловыделения, отводимые во втулку; α_1 , α_2 , α_3 – коэффициенты теплообмена поверхности вала (индекс «1» при скорости вращения вала, равной 30 об./мин, «2» – 300 об./мин, «3» – 600 об./мин)

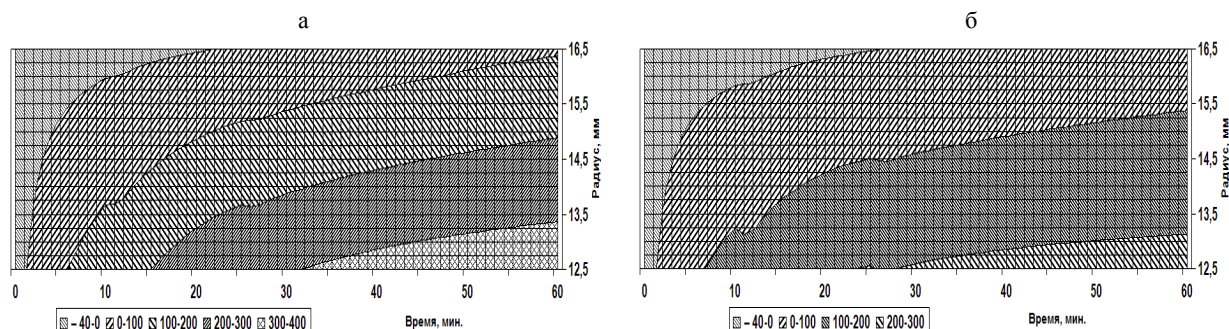


Рис. 4. Диаграмма изменения температуры во втулке под зоной контакта по радиусу и по времени: а – при скорости вращения вала 300 об./мин; б – при скорости вращения вала 600 об./мин

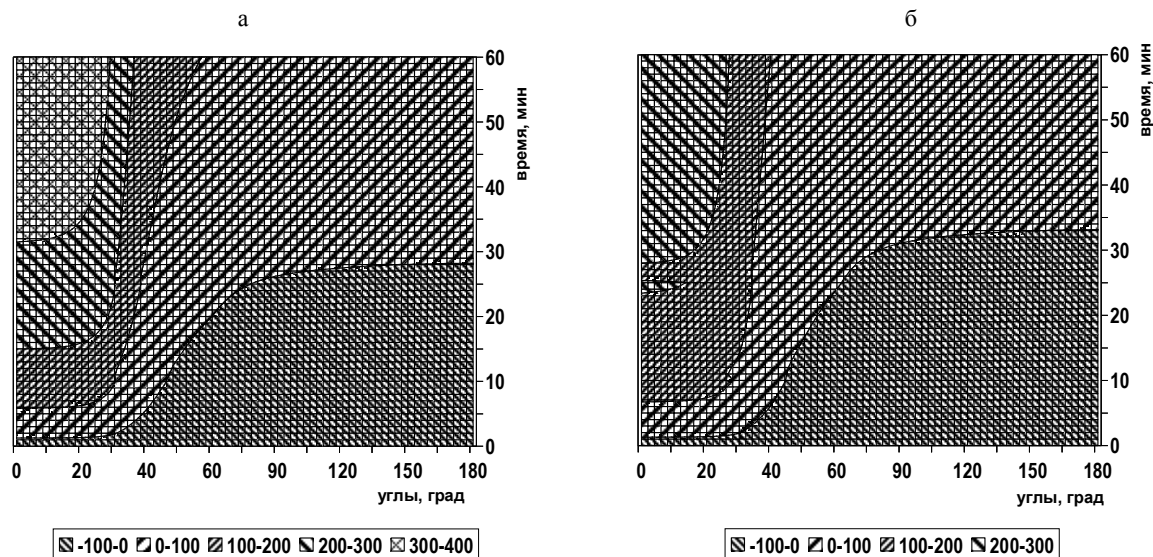


Рис. 5. Диаграмма изменения температуры во внутренней поверхности втулки по углу и по времени: а – при скорости вращения вала 300 об./мин; б – при скорости вращения вала 600 об./мин

Проведен численный эксперимент, имитирующий работу узла трения в условиях низких температур (в зимнее время) с подогревом и запуском в теплом помещении (например, в гараже) с последующим выходом на открытый воздух. Начальная температура бралась равной 5°C и в течение 5 мин после запуска температура ОВ поддерживалась на этом уровне, затем после выхода на открытый воздух задавалась равной -40°C . Результаты расчета показаны на рис. 6 и 7. Как видно из диаграмм, температуры на внутренней поверхности втулки (рис. 6) и самой отдаленной от зоны трения части подшипника (рис. 7) остаются положительными и после выхода узла трения на открытый воздух с отрица-

тельной температурой. Расчеты показывают на целесообразность использования теплых помещений для техники, работающей на открытом воздухе в зимнее время, для предотвращения аварийных ситуаций при работе техники с узлами трения из полимерных подшипников в условиях низких температур.

Выводы

1. Расчетами установлено, что распределение теплоты, выделившейся в результате трения между валом и полимерной втулкой, существенно зависит от скорости вращения вала и мало – от температуры окружающего воздуха. Следовательно, в подшипниках скольжения из полимер-

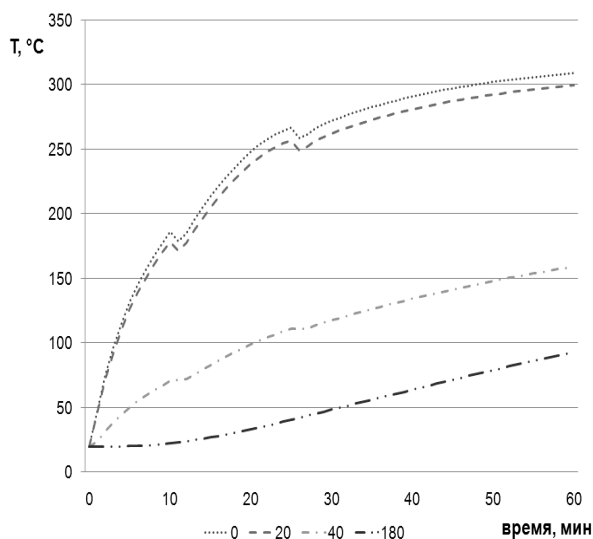


Рис. 6. Изменение температуры на внутренней поверхности втулки по времени при различных углах

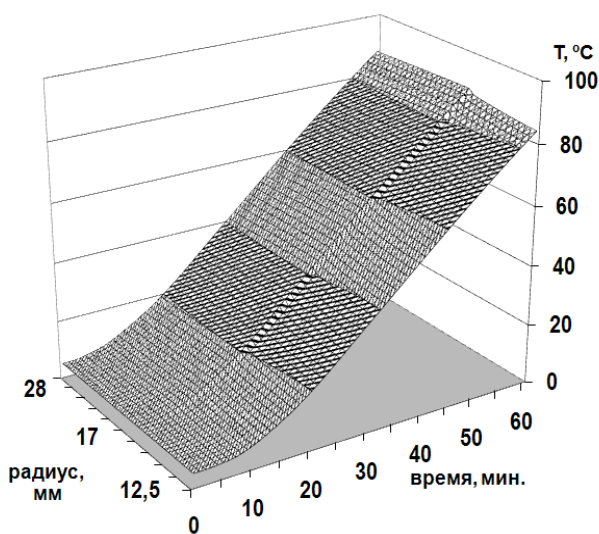


Рис. 7. Изменение температуры по времени при различных радиусах ($\varphi=180^{\circ}$)

ных материалов, эксплуатируемых при низких температурах, чрезмерный износ не связан с асимметрией теплоотвода.

2. Во избежание аварийных ситуаций, при работе техники с узлами трения из полимерных подшипников в условиях низких температур, целесообразно предварительно подогревать узел трения путем запуска и работы в течение 5 мин в теплом помещении.

Литература

1. Протасов Б.В. Энергетические соотношения в трибосопряжении и прогнозирование его долговечности. – Саратов: Изд-во Сарат. ун-та, 1979. – 152 с.

2. Старостин Н.П. Граничные обратные задачи теплообмена систем для контроля и диагностики технического состояния узлов трения // Идентификация динамических систем и обратные задачи: докл. Международной конф. – М.; СПб., 1998. – С. 272–286.

3. Самарский А.А. Теория разностных схем. – М.: Наука, 1977. – 656 с.

4. Dropkin D., Karmi A. Natural – convection heat transfer from a horizontal cylinder rotating in air // Trans: ASME. – 1957. – V. 59, № 4. – P. 19–27.

5. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.

Поступила в редакцию 17.01.2012

УДК 622.413.4:551.34

Закономерности формирования температурного режима подземного криохранилища в условиях вечной мерзлоты

А.С. Курилко, Ю.А. Хохолов, Е.К. Романова, В.В. Киселев

Разработана методика прогноза температурного режима камеры хранения подземного криохранилища. Приведены результаты исследования закономерностей формирования температурного режима подземного криохранилища в зависимости от различных технологических и конструктивных параметров.

Ключевые слова: вечная мерзлота, подземное криохранилище, температурный режим, математическая модель, холодильное оборудование, тепловые нагрузки.

The technique of the underground cryostorage chamber temperature regime forecast is worked out. The results of the study of regularities of the underground cryostorage temperature regime formation depending on various technological and constructive parameters are presented.

Key words: permafrost, underground cryostorage, temperature regime, mathematical model, refrigeration equipment, thermal loads.

В настоящее время во всем мире наблюдается повышенный интерес к использованию недр и имеющегося подземного выработанного пространства для размещения различных объектов складского назначения, в том числе в регионах криолитозоны, где функционируют два самых крупных подземных криохранилища мирового банка семян, получившего неофициальное название «Ноева ковчега для семян». Исследованиями,

проведенными ИМЗ и ИБПК СО РАН, подтверждена возможность использования подземных сооружений в качестве криохранилищ семенного фонда [1, 2].

Климатические условия Севера, наличие мощной толщи многолетнемерзлых пород и неограниченных запасов холода благоприятны для строительства подземных холодильников и криохранилищ, эксплуатируемых с отрицательным температурным режимом на территории Северо-Востока РФ, включая РС(Я). Среднегодовая температура наружного воздуха колеблется от -5,7 (южные регионы) до -16,5°C (северные). При этом суточные колебания температур весьма резкие и могут составлять более 15°C. Число морозных дней в году доходит до 300. Мощность толщи мерзлотных пород возрастает от

КУРИЛКО Александр Сардокович – д.т.н., зав. лаб. ИГДС СО РАН, a.s.kurilko@igds.ysn.ru; ХОХОЛОВ Юрий Аркадьевич – д.т.н., в.н.с. ИГДС СО РАН, khokholov@igds.ysn.ru; РОМАНОВА Елена Константиновна – к.т.н., м.н.с. ИГДС СО РАН, helconst@mail.ru; КИСЕЛЕВ Валерий Васильевич – к.т.н., с.н.с. ИГДС СО РАН, khokholov@igds.ysn.ru.