

ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ СТРАХОВОЧНЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ РОТОРНЫХ МАШИН НА МАГНИТНОМ ПОДВЕСЕ

А.П. Воловик
(ФГУП «НПП ВНИИЭМ»)

Предлагается методика поверочного расчёта работоспособности страховочного подшипника (СП) на примере стандартного шарикового подшипника. Вопросы динамики роторов на СП при выбеге остаются за рамками данного рассмотрения. Силовой расчёт представлен при максимальной и номинальной нагрузках с различными значениями начального радиального зазора. Целью расчёта является определение зависимости уменьшения рабочего радиального зазора в СП от величины температурного перепада.

Ключевые слова: страховочный подшипник, магнитный подвес.

Современные мощные газоперекачивающие компрессоры и их приводы всё чаще выполняются на магнитных опорах. Как правило, в качестве страховочного элемента в них используются подшипники качения (ПК). Однако методы оценки работоспособности страховочных подшипников (СП) в период аварийных выбегов роторов агрегатов в настоящее время практически не разработаны.

Одним из главных факторов, определяющих работоспособность СП, является его температурный режим.

Предлагается методика поверочного расчёта работоспособности СП на примере стандартного шарикового подшипника типа 6-1000928Л ГОСТ 8338, установленного в электродвигателе (ЭД) мощностью 6,3 МВт с максимальной частотой вращения 8610 1/мин. СП – однорядный, сверхлегкой серии диаметров 9,

серии ширины 1. СП с внутренним диаметром 140 мм установлены блоком из двух ПК. Наружные кольца сдвоенных СП размещены в щитах ЭД по посадке $\varnothing 190 \text{ Js6}$ и зафиксированы по оси ЭД с двух сторон. Внутренние кольца блоков СП имеют зазор по отношению к валу ЭД равный 0,6 мм на диаметр. СП смазывается пластичной смазкой (ПС) ЦИАТИМ-221 ГОСТ 9433-80. Вопросы динамики роторов на СП при выбеге остаются за рамками данного рассмотрения.

Силовой расчёт СП

Для оценки величины рабочего зазора СП ниже представлен силовой расчёт СП при максимальной и номинальной нагрузках с различными значениями начального радиального зазора, определены нормальные усилия в СП от внешней радиальной нагрузки по несущим шарикам, установлена величина упругих деформаций в зонах нагружения СП,

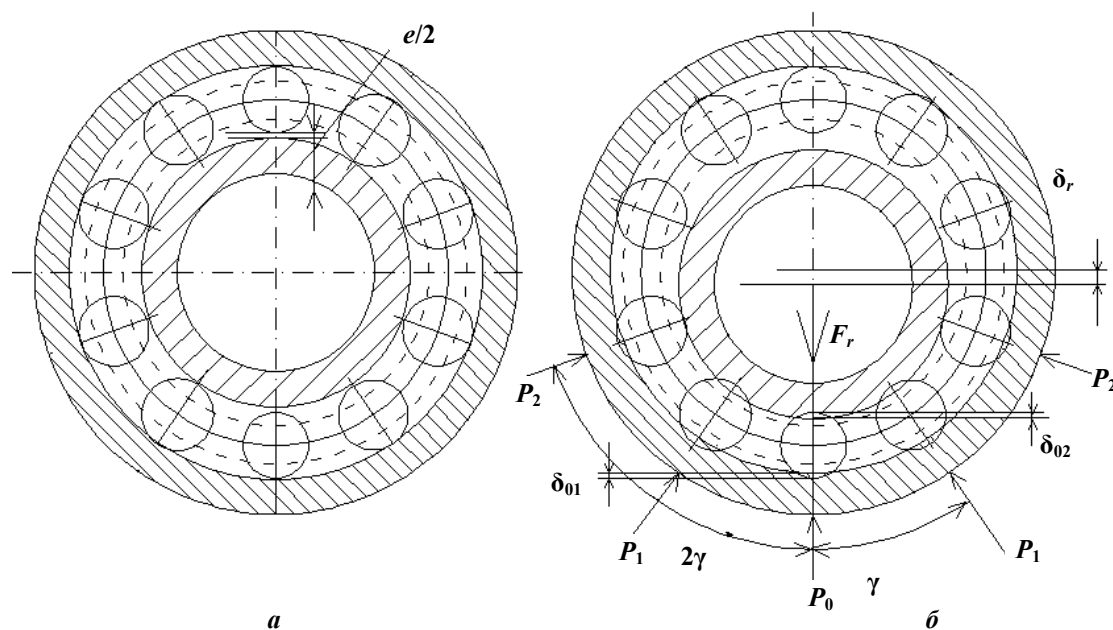


Рис.1. Схема однорядного радиального шарикоподшипника: *а* – с концентрически расположенными кольцами и внутренним радиальным зазором равным e ; *б* – внутреннее кольцо СП

а также общее сближение внутреннего и наружного колец, проанализированы режимы трения в СП с учетом влияния смазки, произведен расчет расхода мощности на преодоление трения в СП.

На рис.1, а показана схема однорядного радиального шарикоподшипника с концентрически расположенными кольцами и внутренним радиальным зазором равным e . На рис.1, б показано внутреннее кольцо СП, смещенное под действием радиальной нагрузки F_r , относительно наружного кольца. Действие нагрузки F_r проходит в нагруженной зоне через центр одного из шариков. Общая упругая деформация (сближение) наиболее нагруженного шарика с дорожками качения (желобами) колец равна $\delta_r = \delta_{n0} + \delta_{v0}$.

Для двух соседних шариков сближение $\delta_1 = \delta_{n1} + \delta_{v1}$, и для шариков, расположенных под углом $i\gamma$, $\delta_i = \delta_{ni} + \delta_{vi}$. Общее смещение внутреннего кольца относительно наружного

$$\omega = e/2 + \delta_0. \quad (1)$$

Сближение δ_i выразим через общее смещение ω , радиальный зазор e и угол $i\gamma = (i360^\circ)/z$:

$$\begin{aligned} \delta_0 &= \omega - e/2; \quad \delta_1 = \omega \cos \gamma - e/2; \\ \delta_2 &= \omega \cos 2\gamma - e/2; \quad \delta_i = \omega \cos i\gamma - e/2. \end{aligned}$$

Нагрузка P_i связана со сближением δ_i зависимостью $P_i = C_\delta (\omega \cos i\gamma - e/2)^{3/2}$, где C_δ – коэффициент Герца. Составляющая в направлении смещения $P_{i\gamma} = C_\delta (\omega \cos i\gamma - e/2)^{3/2} \cos i\gamma$. Внешняя нагрузка F_r равна сумме всех составляющих P_{ir} :

$$F_r = C_\delta \left[\begin{aligned} & \left(\omega - \frac{e}{2} \right)^{3/2} + 2 \left(\omega \cos \gamma - \frac{e}{2} \right)^{3/2} \cos \gamma + \\ & + 2 \left(\omega \cos 2\gamma - \frac{e}{2} \right)^{3/2} \cos 2\gamma + \\ & + 2 \left(\omega \cos 3\gamma - \frac{e}{2} \right)^{3/2} \cos 3\gamma + \dots \end{aligned} \right]. \quad (2)$$

При этом суммируются все слагаемые, для которых $\delta_i = (\omega \cos i\gamma - e/2) > 0$, т. е. все нагруженные шарик. Заменив в равенстве (2) смещение ω его выражением (1) получим

$$\frac{F_r}{Z C_\delta} = \frac{1}{Z} \left\{ \begin{aligned} & \delta_0^{3/2} + 2 \left[(\delta_0 + e/2) \cos \gamma - e/2 \right]^{3/2} \cos \gamma + \\ & + 2 \left[(\delta_0 + e/2) \cos 2\gamma - e/2 \right]^{3/2} \cos 2\gamma + \dots \end{aligned} \right\}. \quad (3)$$

Разделив правую и левую части уравнения (3) на $e/2^{3/2}$ получим

$$\sum_i \left[(\bar{\delta}_0 + 1) \cos i\gamma - 1 \right]^{3/2} \cos i\gamma - \frac{F_r}{(e/2)^{3/2} C_\delta} = 0, \quad (4)$$

где $\bar{\delta}_0 = 2/l\delta_0$.

Суммирование в равенстве (4) распространяется на те значения i , для которых выполняется условие $\left[(\bar{\delta}_0 + 1) \cos i\gamma - 1 \right] > 0$.

$$\text{Пусть } \bar{\delta}_0 = \bar{\delta}_{00} + x, \text{ где } \delta_{00} = \frac{2}{e} \left(\frac{F_r}{k C_\delta} \right)^{2/3}. \quad (5)$$

При этом $k = z/4,37$ при умеренных зазорах и $k = 1$ при больших зазорах.

Введем в равенство (4) замену (5) и рассмотрим функцию

$$\begin{aligned} f(x) &= \sum_i \left[(\bar{\delta}_{00} + x + 1) \cos i\gamma - 1 \right]^{3/2} \cos i\gamma - \\ & - \frac{F_r}{(e/2)^{3/2} C_\delta} = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Равенство (6) решаем методом Ньютона. Дифференцируя его по x , получим

$$f'(x) = 3/2 \sum_i \left[(\bar{\delta}_{00} + x + 1) \cos i\gamma - 1 \right]^{0,5} \cos^2 i\gamma.$$

Пусть $\bar{\delta}_{0k+1} = \bar{\delta}_{0k} + x_k$;

$$a_{0k} = \sum \left[(\bar{\delta}_{0k} + 1) \cos i\gamma - 1 \right]^{3/2} \cos i\gamma - \frac{F_r}{(e/2)^{3/2} C_\delta};$$

$$a_{1k} = 3/2 \sum_i \left[(\bar{\delta}_{0k} + 1) \cos i\gamma - 1 \right]^{0,5} \cos^2 i\gamma \text{ при ограничении } \left[(\bar{\delta}_{0k} + 1) \cos i\gamma - 1 \right] > 0.$$

Тогда для x_k имеем $a_{1k} x_k + a_{0k} = 0$. Определив величину x с помощью (5), найдем $\bar{\delta}_0$. Нагрузки P_i на i -й шарик при заданном радиальном зазоре e [1]

$$P_{ie} = C_{\delta} (e/2)^{3/2} \left[\left(\overline{\delta_0} + 1 \right) \cos i\gamma - 1 \right]^{3/2}.$$

В расчете кривизн соприкасающихся тел и коэффициентов, определяющих напряженное состояние СП, данные по ПК 6-1000928Л взяты из [1]. Для расчёта сближения колец определим вспомогательные табличные величины μ_b , ν_b , $2K/\pi\mu_b$, μ_n , ν_n , $2K/\pi\mu_n$.

Сумма главных кривизн при точечном контакте шарика с внутренним кольцом СП

$$\sum p_b = \frac{1}{d_w} \left(4 - \frac{1}{f_e} + \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right),$$

где d_w – диаметр шарика; $f_b = \frac{r_b}{d_w}$, r_b – радиус дорожки качения внутреннего кольца СП;

$$\begin{aligned} \gamma &= d_w/D_0; D_0 \approx (d + D)/2 = 165 \text{ мм}; \\ \gamma &= 0,091; \sum p_b = 0,1511 \text{ мм}^{-1}. \end{aligned}$$

Разность главных кривизн при точечном контакте шарика с внутренним кольцом СП

$$\cos \tau_b = \frac{\frac{1}{f_b} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}{4 - \frac{1}{f_b} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}} = 0,932.$$

Тогда из [1] $\mu_b = 3,63$; $\nu_b = 0,423$; $2K/\pi\mu_b = 0,622$.

Сумма главных кривизн при точечном контакте шарика с наружным кольцом СП

$$\sum p_n = \frac{1}{d_w} \left(4 - \frac{1}{f_n} - \frac{2\gamma}{1+\gamma} \right) = 0,1267 \text{ мм}^{-1},$$

где r_n – радиус дорожки качения наружного кольца СП; $f_n = r_n/d_w$.

Разность главных кривизн при точечном контакте шарика с наружным кольцом СП

$$\cos \tau_n = \frac{\frac{1}{f_n} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}}{4 - \frac{1}{f_n} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}} = 0,919.$$

Тогда из [1] $\mu_n = 3,37$; $\nu_n = 0,44$; $2K/\pi\mu_n = 0,65$.

Величины сближений и нормальных усилий по шарикам для СП 6-1000928Л, имеющего различные начальные радиальные зазоры, рассчитаны для нагрузок равных 600 кг (номинальное значение) и 1200 кг (максимальное значение).

Расчёт показал, что у СП 6-1000928Л, имеющего начальный радиальный зазор по основному ряду как при номинальном значении, так и при максимальном, нагружаются семь шариков. При этом нормальные усилия, воспринимаемые наиболее нагруженным шариком, не превышают 332,6 кг (при максимальной радиальной нагрузке). Максимальное смещение внутреннего кольца подшипника с учетом упругой деформации в зонах нагружения относительно наружного при номинальном значении радиальной нагрузки 0,0533 мм, а при максимальной радиальной нагрузке 0,0668 мм.

Таким образом, силовой расчет СП 6-1000928Л подтверждает, что даже при максимальном значении радиальной нагрузки СП 6-1000928Л является «нормально» нагруженным и имеет значительный запас по своей грузоподъемности.

Оценка режима трения в СП 6-1000928Л

Очевидно, что потери на трение в рабочей зоне СП (и, соответственно, нагрев и уменьшение рабочего зазора СП) зависят от режима трения. Режим трения контактных пар при скоростном факторе $nD_0 > 10000$ мм·об/мин характеризуется параметром $\lambda = h_0 / \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}$, где h_0 – фактическая толщина масляного слоя, мкм; R_{a1} и R_{a2} – средние отклонения неровностей трущихся поверхностей, мкм.

Оценим работоспособность применённой смазки ЦИАТИМ-221 ГОСТ 9433-80 в данных СП. Областью применения смазки ЦИАТИМ – 221:

– легко- и средненагруженные ПК при скоростном факторе $nD_0 \leq 350000$ мм·об/мин;

– рабочий интервал температур для ПС от -60°C до $+150^\circ \text{C}$.

Воспользуемся формулой [2]:

$$\lambda = C_0 \frac{0,125}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}} D_0^{0,55} (D_0 n_1)^{0,75} \nu Q_{cr}^{-0,15},$$

где C_0 – конструктивный коэффициент, зависящий от типа ПК; R_{a1} и R_{a2} – среднеарифметические

отклонения шероховатости трущихся поверхностей, определяемых классом частоты, мкм; n_1 – частота вращения внутреннего кольца ПК, об/мин; $Q_{ст}$ – эквивалентная статическая нагрузка, кг; $\nu = \mu_0^{0,75} n^{0,6}$ – параметр масла в зависимости от температуры, где μ_0 – вязкость масла, кгс/м²; n – пьезокоэффициент вязкости масла.

Оценим в первом приближении режим смазывания СП при выбеге ротора при номинальной радиальной нагрузке и при температуре 100° С; $C_0 = 70$ для шарикового радиального ПК; $\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2} = 0,125$ для класса точности 6; $Q_{ст} = F_r$ – нагрузка на ПК. В связи с тем, что значения пьезокоэффициента вязкости для дисперсионной среды пластичной смазки ЦИАТИМ-221 (жидкость 132-24) неизвестны, оценка может быть произведена по имеющимся данным для синтетического масла 50-1-4Ф близкого по своим свойствам к жидкости 132-24. При этом параметр ν будет равен $1,23 \cdot 10^{-7}$. В итоге расчетная величина при номинальной нагрузке $\lambda_{100}^H = 2,23$.

При $\lambda_{100}^H = 2,23$ режим смазывания «смешанный» с преобладанием разделения трущихся поверхностей слоем масла. При максимальной радиальной нагрузке и температуре СП 100° С $\lambda_{100}^M = 2,02$. Отсюда можно сделать вывод, что нагрузка мало влияет на режим смазывания.

Дополнительно оценим режим трения при максимальной температуре СП 150° С при номинальной и максимальной радиальных нагрузках соответственно. В этом случае $\nu \approx 6,3 \cdot 10^{-8}$; $\lambda_{150}^H = 1,15$; $\lambda_{150}^M = 1,03$.

Таким образом, приближенная оценка режима смазывания СП пластичной смазкой ЦИАТИМ-221 показывает, что даже при температуре 150° С показатель λ не снижается меньше 1, т. е. режим смазывания во всех случаях следует определять как «смешанный». И смазка ЦИАТИМ-221 не обеспечивает гидродинамического режима смазывания.

Оценка теплового состояния СП при выбеге ротора ЭД

Будем условно считать, что установившаяся температура СП равна 80° С, допустимый перепад температур в СП не превышает 50° С, а повышение температуры СП свыше 80° С определяется только потерями на трение в СП при выбеге ротора. Оценка момента трения СП6-1000928Л по приведённому коэффициенту трения в соответствии с формулой $M_{тр} = f_{пр} F_r d/2$, где F_r – радиальная нагрузка

на ПК, кг; d – внутренний диаметр ПК, мм; $f_{пр} = 0,0018$ – приведенный коэффициент трения для шарикового ПК, даёт следующие результаты: $M_{тр}^H = 113$ кг·мм; $M_{тр}^M = 227$ кг·мм.

Уточним величину момента трения в СП путем вычисления его составляющих

$$M_{тр}^* = M_{гис} + M_{ск} + M_{сеп} + M_{н.сеп} + M_{с.ц} + M_{см},$$

где $M_{гис}$ – момент трения от упругого гистерезиса; $M_{ск}$ – момент от проскальзывания тел качения; $M_{сеп}$ – момент трения тел качения о сепаратор; $M_{н.сеп}$ – момент трения сепаратора о направляющий борт; $M_{с.ц}$ – момент трения от действия центробежных сил; $M_{см}$ – момент трения в смазочном слое.

При работе ПК шарики и кольца в нагруженной зоне испытывают упругие деформации в зонах контакта. Несовершенство упругости реальных тел приводит к наличию упругого гистерезиса, при котором одной и той же деформации при возрастании и убывании нагрузки соответствуют различные напряжения. Распределение напряжений на площадке контакта перекрывающихся тел при этом асимметрично относительно оси площадки контакта. Затрачиваемая при этом энергия, которую можно охарактеризовать моментом трения, расходуемым на преодоление гистерезисных потерь

$$M_{гис} = 1,25 \cdot 10^{-4} D_0 d_w^{-2/3} \sum F_{ni}^{4/3},$$

где F_{ni} – нормальные усилия на нагруженных шариках (табл. 1); D_0 – диаметр по центрам шариков в СП; d_w – диаметр шарика в СП. При номинальной радиальной нагрузке $M_{гис}^H = 11,34$ кг·мм. При максимальной радиальной нагрузке $M_{гис}^M = 28,3$ кг·мм. Момент от проскальзывания тел качения

$$M_{ск} = \frac{9,7 \cdot 10^{-4}}{d_w} \mu \left[\frac{D_2}{2} \left(\frac{\mu_H}{\nu_H} + 2,3 \frac{\nu_H}{\mu_H} \right) \sum \frac{F_{ni}}{b_{2i}} + \frac{D_1}{2} \left(\frac{\mu_B}{\nu_B} + 2,3 \frac{\nu_B}{\mu_B} \right) \sum \frac{F_{ni}}{b_{1i}} \right],$$

где $\mu_H, \nu_H, \mu_B, \nu_B$ – коэффициенты силового расчета ПК; D_2 – диаметр по центру желоба наружного кольца ПК; D_1 – диаметр по центру желоба внутреннего кольца

ПК; F_{ni} – нормальные усилия на загруженных шариках ПК; b_{2i} и b_{1i} – малая полуось площадки контакта загруженных шариков с наружным и внутренним кольцами ПК соответственно; $\mu = 0,2$ – коэффициент трения проскальзывания. При контакте стальных тел с модулем Юнга $E_1 = E_2 = 2,12 \cdot 10^4$ кг/мм² и коэффициентом Пуассона $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,33$ малая полуось площадки деформации в ПК

$$2b_{н,в} = 0,101 v_{н,в} \sqrt[3]{\frac{F_n}{\sum p_{н,в}}}$$

где $v_{н,в}$ – коэффициенты силового расчета ПК; F_n – нормальное давление в точках контакта шарика с кольцом; $\sum p_{н,в}$ – сумма главных кривизн при контакте шарик/дорожка качения наружного, внутреннего колец ПК. Результаты расчета малой полуоси площадок деформации и нормальных усилий на загруженных шарах представлены в табл. 1.

Таблица 1

Радиальная нагрузка, кг	Зона контакта	Нормальные усилия F_{ni} , кг	Размер малой полуоси, мм
600	Наружное кольцо	180,3	0,500
		152	0,472
		79,8	0,381
		5,7	0,158
	Внутреннее кольцо	180,3	0,453
		152	0,428
1200	Наружное кольцо	332,6	0,613
		289	0,585
		174,6	0,495
		41,4	0,306
	Внутреннее кольцо	332,6	0,556
		289	0,530
		174,6	0,448
		41,4	0,277

Момент трения при номинальной радиальной нагрузке $M_{ск}^н = 27,9$ кг·мм, а при максимальной радиальной нагрузке $M_{ск}^м = 51,8$ кг·мм.

Момент трения тел качения о сепаратор

$$M_{сеп} = \frac{D_0}{4} \left(1 - \frac{d_w^2}{D_0^2} \right) G_{сеп} \mu,$$

где $\mu = 0,2$ – коэффициент трения скольжения шарика с поверхностью латунного сепаратора; D_0 – диаметр по центрам шариков ПК; d_w – диаметр шарика ПК; $G_{сеп} = 0,482$ кг – вес сепаратора ПК6-1000928Л; $M_{сеп} = 3,9$ кг·мм.

Момент трения сепаратора о направляющий борт

$$M_{н.сеп} = 1,38 \cdot 10^{-4} G_{сеп} \mu D_2 n_{сеп} e_{сеп} \left(1 - \frac{d_w^2}{D_0^2} \right),$$

где $\mu = 0,2$ – коэффициент трения скольжения; $n_{сеп}$ – частота вращения сепаратора, об/мин; $e_{сеп}$ – эксцентриситет центра сепаратора по отношению к оси СП (зависит от класса точности ПК).

Частота вращения сепаратора

$$n_{сеп} = n_b \frac{D_0 - d_w}{2D_0} = 3912 \text{ об/мин},$$

где n_b – частота вращения ротора, об/мин. Эксцентриситет СП 1000928Л для 6 класса точности равен $e_{сеп} = 0,5$ мм.

Таким образом момент трения $M_{н.сеп} = 4,48$ кг·мм.

Момент трения, учитывающий влияние центробежной силы при повышенных частотах вращения

$$M_{с.ц} = 1,3 f F_r \frac{D_0}{d_w} + 0,5 f z F_{ц} (1 + f_1) \left(\frac{D_0}{d_w} - 1 \right),$$

где $f = 0,001$ – коэффициент трения качения при применении пластичной смазки; $f_1 = 0,2$ – коэффициент трения скольжения; F_r – внешняя радиальная нагрузка; z – количество шариков в СП. Центробежная сила

$$F_{ц} = 5,75 \cdot 10^{-9} n^2 D_0 d_w^3 \left(1 - \frac{d_w^2}{D_0^2} \right)^2 = 20 \text{ кг},$$

где n – частота вращения внутреннего кольца ПК. При номинальной радиальной нагрузке $M_{с.ц}^н = 10,83$ кг·мм. Таким образом, при максимальной радиальной нагрузке $M_{с.ц}^м = 19,35$ кг·мм.

Момент трения в смазочном слое

$$M_{\text{см}} = 10^{-8} f_0 (\nu n)^{2/3} D_0^3,$$

где $f_0 = 0,8$ при применении пластичной смазки в шариковом радиальном СП; ν – кинематическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре. Для СП с пластичной смазкой (ЦИАТИМ-221) $M_{\text{см}} = 44 \text{ кг} \cdot \text{мм}$.

Недогруженный радиальный ПК при работе с высокими скоростями вращения в зонах контакта может иметь верчение шариков, приводящее к дополнительному увеличению момента трения, которое необходимо учитывать. Минимально необходимая нагрузка, устраняющая это явление

$$F_{\text{min}} = K_r \left(\frac{\nu n}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{D_0}{100} \right)^2,$$

где $K_r = 20$ – коэффициент минимальной нагрузки для шарикового ПК; ν – кинематическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре; n – частота вращения внутреннего кольца ПК; $F_r = 600 \text{ кг}$ – номинальная радиальная нагрузка на ПК. В рассматриваемом случае $F_r > F_{\text{min}}$, следовательно, трение верчения в СП отсутствует.

Таким образом, суммарный момент трения от всех составляющих момента трения при номинальной радиальной нагрузке $M_{\text{тр}}^* = 102,45 \text{ кг} \cdot \text{мм}$, при максимальной радиальной нагрузке $M_{\text{тр}}^{\text{м}} = 151,83 \text{ кг} \cdot \text{мм}$.

С учётом результатов расчёта по приведённому коэффициенту трения в дальнейших расчетах усредним величины моментов трения до значений $M_{\text{тр}}^{\text{н}} = 113 \text{ кг} \cdot \text{мм}$; $M_{\text{тр}}^{\text{м}} = 190 \text{ кг} \cdot \text{мм}$.

Изменение теплового состояния СП зависит от величины мощности затрачиваемой на преодоление трения в СП при выбеге ротора. Мощность, затрачиваемая на преодоление трения в СП при номинальной радиальной нагрузке,

$$N_{\text{тр}}^{\text{н}} = 1,047 \cdot 10^{-3} M_{\text{тр}}^{\text{н}} n = 1019 \text{ Вт},$$

где n – частота вращения. Соответственно мощность, затрачиваемая на преодоление трения в СП при максимальной радиальной нагрузке, $N_{\text{тр}}^{\text{м}} = 1713 \text{ Вт}$.

При оценке теплового состояния допустим распределение и направление теплового потока согласно рис. 2, где 1 – вал; 2 – подшипниковый щит

ЭД; 3 – внутреннее кольцо СП; 4 – наружное кольцо СП; 5 – шарики; 6 – сепаратор; F_r – внешняя радиальная нагрузка. На рис. 2 стрелками А и Б указано направление теплотока из зон контакта в СП.

Примем распределение тепловых потоков от $N_{\text{тр}}$ в следующей пропорциональной зависимости: 10% тепла, выделившегося в зонах трения, отводится в шарики и сепаратор; 90% тепла поровну отводится в наружное и внутреннее кольцо. С периферийной поверхности вал ЭД рассматривается как термосопротивление.

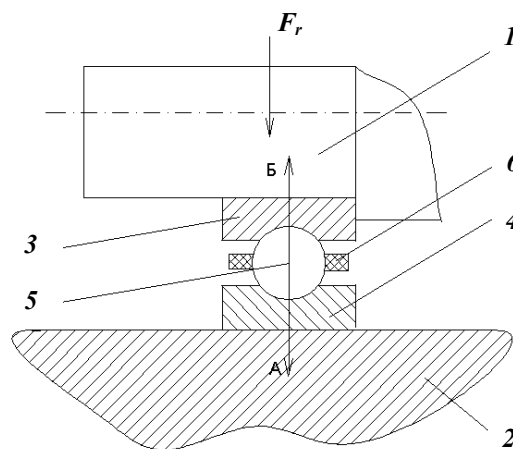


Рис. 2. Схема распределения и направления теплового потока

Теплофизические свойства тел принимаем в первом приближении независимыми от температуры, а режим как стационарный. Тогда средняя скорость нарастания температуры в объеме

$$V_{\text{сп}} = \frac{N_{\text{тр}}}{cG},$$

где $c = 470$ – теплоемкость стали, $(\text{Вт} \cdot \text{с})/(\text{кг} \cdot \text{град})$ [1]; G – вес объема, кг; $N_{\text{тр}}$ – мощность, расходуемая на преодоление трения в СП, Вт. Средняя скорость нарастания температуры в объеме внутреннего кольца СП:

– при номинальной радиальной нагрузке

$$V_{\text{сп}}^{\text{н}} = 1,59 \text{ град/с};$$

– при максимальной радиальной нагрузке

$$V_{\text{сп}}^{\text{м}} = 2,68 \text{ град/с}.$$

Изменение размера по дорожке качения внутреннего кольца СП

$$\Delta d_1 = \lambda D_1 \Delta T,$$

где $\lambda = 11,6 \cdot 10^{-6}$ – коэффициент линейного расширения для стали ШХ15ВВ; D_1 – диаметр по дорожке качения внутреннего кольца; ΔT – температурный перепад. Очевидно, что изменение размера D_1 внутреннего кольца СП в сторону его увеличения приводит к устранению радиального зазора в СП.

Рабочий радиальный зазор в СП типа 1000928Л для ПК с различными начальными зазорами по рядам зазоров при номинальной и при максимальной нагрузках представлен в табл. 2.

Таблица 2

Радиальная нагрузка F_r , кг	Величина радиального зазора с учетом допусков	Ряд начального радиального зазора, мм		
		основной	7	8
Номинальное значение 600	минимальная	0,0361	0,0493	0,0660
	максимальная	0,0533	0,0715	0,0895
Максимальное значение 1200	минимальная	0,0494	0,0628	0,0800
	максимальная	0,0668	0,0857	0,1040

На рис. 3 показана зависимость уменьшения рабочего радиального зазора в СП от величины температурного перепада. Задаваясь ΔT , можно установить пределы изменения радиального зазора в СП 1000928 вплоть до полного его устранения при различных рядах начальных радиальных зазоров. Так, например, при температурном перепаде равном $57,5^\circ \text{C}$ уменьшение рабочего зазора от перво-

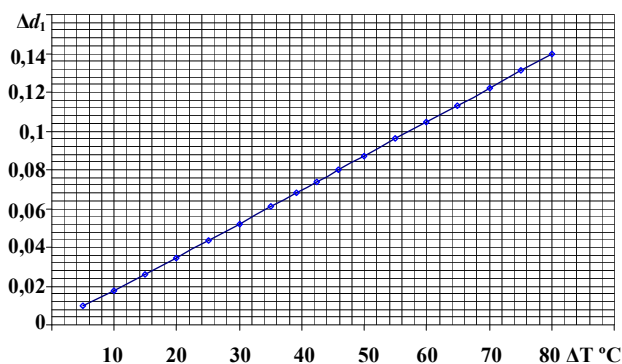


Рис. 3. Зависимость уменьшения рабочего радиального зазора в СП от величины температурного перепада

начального в соответствии с рис. 3 составляет 0,1мм. При стационарном режиме можно оценить время выбега СП (при заданном температурном перепаде) до полного устранения радиального зазора в ПК за счет потерь на трение. Прогрев доли массы внутреннего кольца ПК

$$G'_k = \frac{N_{тр}}{cV_{cp}},$$

где G'_k – доля прогреваемой массы кольца ПК; c – теплоемкость материала кольца; V_{cp} – средняя скорость нарастания температуры; $N_{тр}$ – мощность, расходуемая на преодоление трения в ПК.

Если среднюю скорость нарастания температуры принять равной задаваемому температурному перепаду и получив долю прогреваемой массы, то можно установить время прогрева внутреннего кольца ПК до задаваемой температуры. Например, из табл. 2 видно, что СП 1000928Л по основному ряду начального зазора имеет значение зазора при номинальной радиальной нагрузке 0,0533 мм.

Из рис. 3 следует, что устранение зазора наступит при температурном перепаде равным 31°C . Тогда $G'_k = 0,031$ кг, а время прогрева внутреннего кольца $\tau = G'_k / G'_k = 20$ с.

Оценка теплового состояния СП и время выбега проведены при условии стационарного процесса, т. е. при постоянной частоте вращения. Реально частота вращения при выбеге падает, и дать уточненную оценку теплового состояния СП во время выбега возможно только на основании фактического графика выбега ЭД.

Выводы

1.Стандартные СП типа 1000928Л с увеличенными начальными радиальными зазорами по 7 и 8 ряду в заданных рабочих условиях могут сохранять свою работоспособность до температур в СП равных $120 \div 125^\circ \text{C}$.

2.Без учета уменьшения частоты вращения ротора при выбеге с высокой степенью вероятности можно предположить, что при перепаде температуры порядка 50°C между внутренним и наружным кольцами ПК 1000928Л, имеющего радиальный зазор менее 0,07 мм, кинематика СП может быть нарушена.

3.Смазывание СП пластичной смазкой ЦИАТИМ-221 ГОСТ 9433-80 не является оптимальным. Режим смазывания СП при выбеге ротора

– смешанный с преобладанием разделения контактирующих поверхностей слоем смазки. Количество закладываемой смазки в СП не должно превышать 0,3 свободного объема СП.

4. Наиболее рациональным в заданных рабочих условиях может быть применение в качестве СП стандартного подшипника 1000928Л класса точности не ниже 5 с увеличенным начальным радиальным зазором.

5. При аварийном выбеге роторов на СП следует осуществлять их быстрое торможение.

6. Целесообразно рассмотреть применение в качестве СП бессепараторных подшипников с керамическими шарами и сухой смазкой на основе дисульфида молибдена.

Литература

1. Перель Л.Я. Подшипники качения: справочник / Л.Я. Перель, А.А. Филатов. – М.: Машиностроение, 1992. – 606 с.
2. Коднир Д.С. Контактная гидродинамическая смазки деталей машин / Д.С. Коднир. – М.: Машиностроение, 1976 – 360 с.

Поступила в редакцию 21.01.2009

Анна Петровна Воловик, инженер, т. 366-33-56, e-mail: vniiem@vniiem.ru.