

С.П. МАНУКЯН

ИНЖЕНЕРНАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА СОСТАВЛЯЮЩЕЙ ОБЩЕГО МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ В ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКАХ, ОБУСЛОВЛЕННОЙ УПРУГИМ ГИСТЕРЕЗИСОМ

Рассматриваются вопросы определения одной из составляющих общего момента сопротивления качению в шариковых подшипниках, обусловленной упругим гистерезисом. В шарикоподшипниках гистерезисные потери являются наибольшими из составляющих общего момента сопротивления и основным источником тепловыделения в подшипниках качения. Величиной этого выделенного тепла обусловлены надежность и долговечность подшипников.

Ключевые слова: шариковый подшипник, упругий гистерезис, инженерная модель, общий момент сопротивления качению.

До начала реального процесса качения соприкасающихся и взаимно перемещающихся тел под действием нагрузки происходит сближение (упругая деформация) соприкасающихся поверхностей в местах контакта, и практически качение происходит в упруго-деформированном состоянии этих поверхностей, вследствие чего появляются контактные пятна определенных форм и размеров между сжатыми и катящимися телами вместо условных точек или линий контактов, которые рассматриваются при качении абсолютно твердых тел.

В подшипниках качения при движении шарика по желобу все время происходит нагружение и разгрузка тел качения и желобов колец в местах контакта. При нагружении и последующем снятии напряжения, что характерно для элементов подшипников качения, в металлах возникает упругий гистерезис, даже при напряжениях, намного меньших напряжения предела упругости, что объясняется несовершенством упругих свойств материалов.

В [1, 2] и др. было показано, что реальные тела качения обладают несовершенными упругими свойствами, вследствие чего процесс деформирования слоев материала в зоне контакта при их нагружении и разгрузении протекает неодинаково, образуя известную петлю упругого гистерезиса.

Явление гистерезиса объясняется внутренним вязким трением частиц материала в зоне деформации, упругим последствием и другими факторами реологического характера. Внутреннее трение возникает вследствие непрерывного изменения деформаций и напряженного состояния поверхностных слоев тела качения, так как при движении за нагружением элементов следует их разгрузение [4].

Экспериментальные и теоретические исследования [1-3] установили зависимость сил трения от гистерезисных потерь, которые составляют постоянную долю α от всей затраченной работы на упругое деформирование (сжатие) контактирующих поверхностей при качении сферы или цилиндра по другой поверхности.

Если обозначить работу упругой деформации при качении на единицу пути через Φ и умножить ее на α , то получим величину работы, затраченной при качении на единицу пути. Численно эта величина равна силе сопротивления качению F [2] и определяется выражением

$$F = \alpha \Phi, \quad (1)$$

где α - коэффициент потерь на упругий гистерезис; Φ - работа, затраченная на упругую деформацию контактирующих поверхностей на единицу пути качения.

При определении работы упругой деформации, затрачиваемой шариком при качении, влиянием касательной силы, действующей в направлении качения, можно пренебречь, так как оно незначительно сказывается на результатах расчетов [2, 5].

Для определения работы упругой деформации при качении жесткой сферы (шарика) по прямой канавке на единицу пути в [2] приведена формула

$$\Phi = \frac{3}{16} \frac{Pb}{R}, \quad (2)$$

где Φ – работа упругой деформации на единицу пути качения; P - нагрузка на шарик; b - малая полуось контактного эллипса.

Формула (2) справедлива, когда шарик принимается как жесткое тело (не деформируемое по сравнению с контртелом – кольцом) и деформируется только контртело [2]. Если шарик не абсолютно жесткий, то общая работа расходуется на деформацию как шарика, так и контртела, что не учтено в работе [6], и полученная окончательная формула неверна, так как неполностью определяет общую величину сопротивления качению, обусловленного упругим гистерезисом.

Чтобы учесть и деформацию шарика и получить полную величину гистерезисных потерь в шарикоподшипнике, нужно в (2) подставить значение b , выраженное через упругие константы (E, μ) шарика и контртела на основании формулы Герца и теории упругости [7].

Под радиальной нагрузкой зона контакта шарика с тороидальным желобом кольца подшипника представляет собой эллипс с большой полуосью a и малой полуосью b (рис.1). В наших обозначениях выражения для a и b имеют вид [7,8]

$$a = n_a \cdot \sqrt[3]{\frac{3\pi}{4} \cdot \frac{P(K_1 + K_2)}{A + B}}, \quad (3)$$

$$b = n_b \cdot \sqrt[3]{\frac{3\pi}{4} \cdot \frac{P(K_1 + K_2)}{A + B}}, \quad (4)$$

где P - сжимающая сила (нагрузка на шарик); K_1, K_2 - коэффициенты: $K_1 = \frac{1 - \mu_1^2}{\pi E_1}$;

$K_2 = \frac{1 - \mu_2^2}{\pi E_2}$; μ_1 и μ_2 - коэффициенты Пуассона для шарика и контртела (кольца); A и

B - постоянные, зависящие от величины главных

кривизн соприкасающихся поверхностей и от угла между плоскостями главных кривизн для этих поверхностей.

Согласно [8] :

$$A + B = \frac{1}{2} \sum \rho = \frac{1}{2} (\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}), \quad (5)$$

где $\rho_{11}, \rho_{12}, \rho_{21}, \rho_{22}$ - радиусы главных кривизн соприкасающихся тел в начальной точке касания шарика с желобом в двух главных плоскостях. Эти плоскости в подшипниках качения обычно перпендикулярны друг другу.

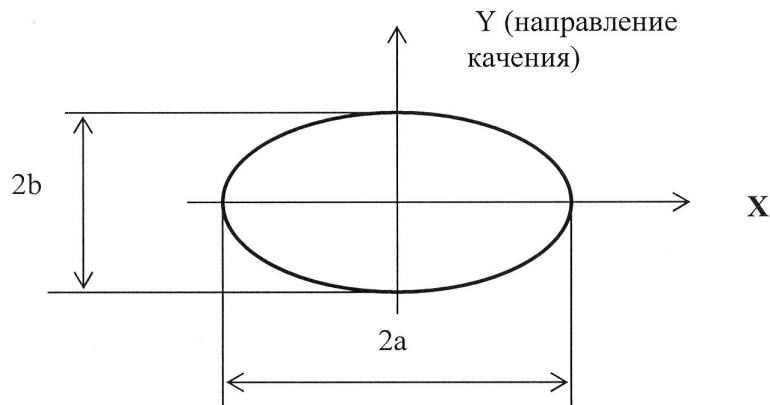


Рис.1. Эллипс контакта шарика по желобу кольца подшипника

Если принять $E_1 = E_2 = E$, $\mu_1 = \mu_2 = \mu$, что вполне допустимо для шарикоподшипников, получим [8]

$$a = n_a \cdot \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)}{E \sum \rho} P}, \quad (6)$$

$$b = n_b \cdot \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)}{E \sum \rho} P}, \quad (7)$$

где n_a и n_b - коэффициенты, являющиеся числами, зависящими от вспомогательной величины (параметра) $\cos \tau$, определяемой из соотношения [8]

$$\cos \tau = (B - A) / (B + A). \quad (8)$$

В [8] даны значения величин n_a и n_b как функции параметра $\cos \tau$, а также формулы для определения A и B для основных случаев контакта упругих тел.

Из (2) и (7) получим

$$\Phi = \frac{3}{16} \frac{P}{R} n_b^3 \sqrt{\frac{3(1-\mu^2)}{E \sum \rho}} P. \quad (9)$$

В шарикоподшипнике силы, действующие на тела качения при радиальной нагрузке подшипника, распределяются неравномерно. При вертикальном направлении внешней радиальной нагрузки F_r (рис.2) на внутреннее кольцо последняя будет восприниматься лишь шариками, расположенными ниже горизонтальной оси подшипника на дуге, не превышающей 180° , тогда как шарики, расположенные выше этой оси, будут незагруженными. Наиболее нагруженным является шарик, расположенный по направлению действия нагрузки (силы) на подшипник. Нормальная нагрузка на наиболее нагруженный шарик определяется по формуле [8]

$$P_0 = K \frac{F_r}{Z}, \quad (10)$$

где $K = \frac{Z}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma}$; Z - общее число шариков; $\gamma = \frac{360}{Z}$ - угол между шариками.

Для подшипников с числом шариков $Z=10...20$ принимается $K=4,37(0,01)$.

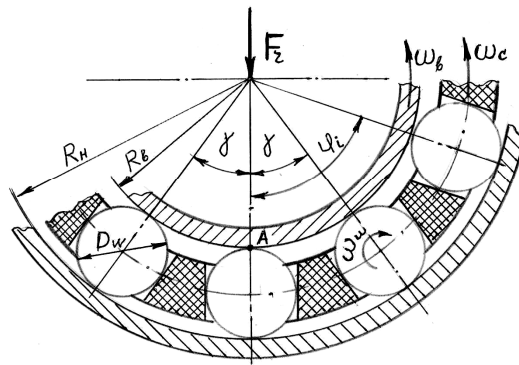


Рис.2. Схема определения распределения радиальной нагрузки между телами качения в радиальном шарикоподшипнике: R_b и R_n - радиусы по дну желоба внутреннего и наружного колец; $r_R = D_w / 2$, $d_m = 2(R_b + (D_w / 2))$ -средний диаметр подшипника

В реальных подшипниках, работающих в обычных условиях с радиальным зазором, в работе под нагрузкой принимают участие шарики на дуге, меньшей 180° , и наиболее нагруженный шарик сжимается силой, большей

примерно на 10 %. В соответствии с этим для однорядных шарикоподшипников принимают $K=5$ [9], тогда

$$P_o = 5 \frac{F_r}{Z}. \quad (11)$$

Нормальная нагрузка на i -й шарик, расположенный в нагруженной зоне под углом $i\gamma$ ($i=1,2,\dots,n$), отсчитываемым от направления внешней нагрузки (F_r), определяется формулой [4]

$$P_i = P_o \cos^{3/2} i\gamma = P_o \cos^{3/2} \varphi_i, \quad (12)$$

$$\varphi_i = i\gamma; \varphi_i = n\gamma \leq \frac{\pi}{2},$$

где φ_i - угловой шаг.

Из (12) видно, что сила P_i на каждый шарик (в зоне нагружения) меняется от нуля до P_o и обратно в зависимости от положения (φ_i) шарика.

Потеря энергии (работы) в i -ом шарике на единицу пути качения на участке зон нагружения, согласно (9) и (12), будет

$$\Phi_i = \frac{3}{16} \frac{P_o}{R_{ш}} n_b^3 \sqrt{\frac{3(1-\mu^2)}{E \sum \rho}} P_o \cos^2 \varphi_i. \quad (13)$$

Чтобы рассчитать общие потери энергии на упругое сжатие в шарикоподшипнике при его работе, необходимо определить пройденный путь шарика под меняющейся нагрузкой по внутреннему и наружному кольцам шарикоподшипника. Пройденный шариком путь (ℓ) за единицу времени зависит от частоты вращения сепаратора относительно внутреннего кольца (принимаем условно в наших расчетах, что наружное кольцо подшипника неподвижно, $n_n = 0$) и от геометрических размеров элементов шарикоподшипника.

Принимая допущение, что в зонах контакта шарика с внутренним и наружным кольцами отсутствует проскальзывание, определим скорость сепаратора:

$$V_c = \omega_c \frac{d_m}{2} = (R_b + r_R) \omega_c, \quad (14)$$

где ω_c - угловая скорость сепаратора, 1/с.

С другой стороны, из плана скоростей можно написать

$$V_c = \frac{V_b}{2} = \frac{\omega_b R_b}{2}, \quad (15)$$

где ω_b - угловая скорость внутреннего кольца, 1/с.

Из (14) и (15) имеем

$$\omega_c(R_b + r_R) = \frac{\omega_b R_b}{2}, \quad \omega_c = \frac{\omega_b R_b}{d_m}. \quad (16)$$

Скорость перемещения шарика по внутреннему (или по наружному) кольцу определяем, принимая допущение об отсутствии проскальзывания в местах контакта, что означает равенство линейных скоростей начальной точки А (рис.2) касания (контакта) шарика в соответствующей точке дорожки качения внутреннего кольца. Скорость перемещения шарика равна линейной скорости наружной точки (поверхности) шарика, когда он вращается вокруг своей геометрической оси (центра).

Перемещение шарика по внутреннему (ℓ_b) или наружному (ℓ_n) кольцу за единицу времени определяется выражениями [5]

$$\ell_b = 2\pi R_b n_{c_b}, \quad (17)$$

$$\ell_n = 2\pi R_n n_{c_n} \quad (18)$$

или

$$\ell = \omega_{ш} r_R,$$

где n_{c_b} , n_{c_n} – частота вращения сепаратора относительно внутреннего и наружного колец, об/с; $\omega_{ш}$ – частота вращения шарика вокруг своей собственной оси (относительно сепаратора) (при $n_n = 0$):

$$\omega_{ш} = \frac{2\omega_b R_b R_n}{d_m D_w}. \quad (19)$$

Частота вращения сепаратора относительно внутреннего кольца определяется выражением [8]

$$n_{c_b} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{D_w}{d_m} \right) (n_n - n_b), \quad (20)$$

где n_b , n_n – частота вращения внутреннего и наружного колец.

При $n_n = 0$ имеем

$$n_{c_b} = \frac{1}{2} \left(\frac{d_m + D_w}{d_m} \right) (-n_b) = -n_b \frac{D_n}{2d_m}. \quad (21)$$

Знак «минус» в (21) означает, что сепаратор отстает от внутреннего кольца.

Частота вращения сепаратора относительно наружного кольца равна

$$n_{c_n} = n_{cen} - n_n. \quad (22)$$

Согласно [8]:

$$n_{\text{cen}} = \frac{1}{2} \left[n_{\text{B}} \left(1 - \frac{D_{\text{w}}}{d_{\text{m}}} \right) + n_{\text{H}} \left(1 + \frac{D_{\text{w}}}{d_{\text{m}}} \right) \right]. \quad (23)$$

Подставляя в равенство (22) значение из (23), получим

$$n_{\text{c}_\text{H}} = \frac{1}{2d_{\text{m}}} (d_{\text{m}} - D_{\text{w}}) (n_{\text{B}} - n_{\text{H}}) = \frac{D_{\text{B}}}{2d_{\text{m}}} (n_{\text{B}} - n_{\text{H}}). \quad (24)$$

При $n_{\text{H}} = 0$ имеем

$$n_{\text{c}_\text{H}} = \frac{D_{\text{B}} n_{\text{B}}}{2d_{\text{m}}}. \quad (25)$$

Подставляя полученные значения n_{c_H} и n_{c_B} в (17) и (18) (при $n_{\text{H}} = 0$), получим перемещение шарика (путь контакта качения) по внутреннему или наружному кольцам за единицу времени (за 1 с):

$$\ell = \ell_{\text{B}} = \ell_{\text{H}} = \omega_{\text{B}} \frac{R_{\text{B}} R_{\text{H}}}{d_{\text{m}}}. \quad (26)$$

При $n_{\text{H}} \neq 0$ имеем

$$\ell_{\text{B}} = \frac{2\pi R_{\text{B}} \cdot R_{\text{H}}}{d_{\text{m}}} (n_{\text{H}} - n_{\text{B}}), \quad (27)$$

$$\ell_{\text{H}} = \frac{2\pi R_{\text{B}} \cdot R_{\text{H}}}{d_{\text{m}}} (n_{\text{B}} - n_{\text{H}}). \quad (28)$$

В этом случае также получаем

$$\ell = |\ell_{\text{B}}| = |\ell_{\text{H}}| = \frac{2\pi R_{\text{B}} \cdot R_{\text{H}}}{d_{\text{m}}} (n_{\text{B}} - n_{\text{H}}). \quad (29)$$

Следовательно, пройденный шариком путь по внутреннему кольцу равен пути, пройденному по наружному кольцу, т.е. пути, пройденные шариком за единицу времени по внутреннему и наружному кольцам, равны.

Потери энергии или работы упругой деформации (сжатия), затрачиваемой при качении одного шарика по внутреннему и наружному кольцам за единицу времени (т.е. мощность), соответственно будут [6]

$$\Phi_{\text{B}} = \ell \Phi_{\text{I}}^{\text{B}} = \frac{\omega_{\text{B}} R_{\text{B}} R_{\text{H}}}{d_{\text{m}}} \cdot \frac{3}{16} \frac{P_{\text{i}}}{r_{\text{R}}} n_{\text{B}} \cdot \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)}{E \sum \rho_{\text{B}}}} P_{\text{i}}, \quad (30)$$

$$\Phi_{\text{H}} = \ell \Phi_{\text{I}}^{\text{H}} = \frac{\omega_{\text{B}} R_{\text{B}} R_{\text{H}}}{d_{\text{m}}} \cdot \frac{3}{16} \frac{P_{\text{i}}}{r_{\text{R}}} n_{\text{H}} \cdot \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)}{E \sum \rho_{\text{H}}}} P_{\text{i}}, \quad (31)$$

где $\sum \rho_B$ и $\sum \rho_H$ – сумма главных кривизн шарика с желобами внутреннего и наружного колец в начальной точке касания в двух главных плоскостях.

Из (30) и (31) видно, что в радиальном шарикоподшипнике потери энергии (работы) Φ_B и Φ_H при качении шарика на участке зон нагружения не являются постоянной величиной, а меняются от нуля до максимального значения и обратно, так как в зависимости от положения шарика φ_i (рис.2) по отношению к направлению радиальной нагрузки F_r величина P_i меняется, $P_i = f(\varphi_i)$, $\varphi_i = f(t)$, $-\frac{\pi}{2} \leq \varphi_i \leq \frac{\pi}{2}$.

Изменение угла φ_i по времени можно выразить через частоту (угловую скорость) вращения сепаратора, так как шарики перемещаются вместе с сепаратором по отношению к кольцам, совершая орбитальное движение вокруг оси подшипника:

$$\omega_c = d\varphi_i / dt; dt = d\varphi / \omega_c. \quad (32)$$

Потери энергии (работы) на упругое сжатие при качении одного шарика за один оборот внутреннего кольца в зоне $-\frac{\pi}{2} \leq \varphi_i \leq \frac{\pi}{2}$ будут:

- по внутреннему кольцу:

$$\begin{aligned} \Phi'_B &= \int_0^t \Phi_B dt = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \Phi_B \frac{d\varphi_i}{\omega_c} = \frac{3R_H P_o}{16r_R} n_B \cdot \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)P_o}{E \sum \rho_B}} \cdot \frac{\pi}{2}, \\ \Phi'_B &= \frac{3\pi R_H P_o}{32r_R} n_B \cdot \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)P_o}{E \sum \rho_B}}; \end{aligned} \quad (33)$$

- по наружному кольцу ($n_H = 0$):

$$\Phi'_H = \int_0^t \Phi_H dt = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \Phi_H \frac{d\varphi_i}{\omega_c}.$$

После преобразования получим

$$\Phi'_H = \frac{3\pi R_H P_o}{32r_R} n_H \cdot \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)P_o}{E \sum \rho_H}}. \quad (34)$$

Если количество шариков в подшипнике равно Z , то в зоне нагружения (между $-\pi/2$ и $\pi/2$) имеется $Z/2$ шариков, тогда общая потеря энергии (E) на упругое сжатие будет

$$E = \frac{Z}{2}(\Phi'_B + \Phi'_H) =$$

$$= \frac{3\pi R_H P_o Z}{64 r_R} \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)}{E}} \cdot \left(n_B \cdot \sqrt[3]{\frac{P_o}{\sum \rho_B}} + n_H \cdot \sqrt[3]{\frac{P_o}{\sum \rho_H}} \right). \quad (35)$$

Подставляя в (35) значение $P_o = \frac{5F_r}{Z}$, путем несложных преобразований получим

$$E = \frac{30\pi R_H F_r}{64 D_w} \sqrt[3]{\frac{15(1-\mu^2)}{E \cdot Z}} F_r \left(n_B \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{\sum \rho_B}} + n_H \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{\sum \rho_H}} \right). \quad (36)$$

Согласно [8]:

$$\sum \rho_B = \frac{2}{r_R} + \frac{1}{R_B} - \frac{1}{r_{ж_B}}, \quad (37)$$

$$\sum \rho_H = \frac{2}{r_R} - \frac{1}{R_H} - \frac{1}{r_{ж_H}}, \quad (38)$$

где $r_{ж_B}$, $r_{ж_H}$ – радиусы желобов внутреннего и наружного колец.

Учитывая, что для стандартных шарикоподшипников принято $r_{ж_B} = r_{ж_H} = 0,515 D_w = 1,03 r_R$, получим

$$\sum \rho_B = \frac{2}{r_R} + \frac{1}{R_B} - \frac{1}{r_{ж_B}} = \frac{1,0291 R_B + r_R}{R_B r_R}, \quad (39)$$

$$\sum \rho_H = \frac{2}{r_R} - \frac{1}{R_H} - \frac{1}{r_{ж_H}} = \frac{1,0291 R_H - r_R}{R_H r_R}. \quad (40)$$

В уравнении (36), где $\sum \rho_B$ и $\sum \rho_H$ находятся под кубическим корнем, при инженерных расчетах для подшипников с наружным диаметром до 150 мм считаем допустимым в равенствах (39) и (40) принять $1,0291 R_B \approx R_B$ и $1,0291 R_H \approx R_H$.

Тогда для $\sum \rho_B$ и $\sum \rho_H$ получим более простые выражения:

$$\sum \rho_B = \frac{R_B + r_R}{R_B r_R} = \frac{d_m}{2 R_B r_R} = \frac{d_m}{R_B D_w}, \quad (41)$$

$$\sum \rho_H = \frac{R_H - r_R}{R_H r_R} = \frac{d_m}{2 R_H r_R} = \frac{d_m}{R_H D_w}. \quad (42)$$

Подставляя полученные значения $\sum \rho_B$ и $\sum \rho_H$ в (36), получим

$$E = \frac{30\pi R_H F_r}{64D_w} \sqrt[3]{\frac{15(1-\mu^2)}{E \cdot Z}} F_r \left(n_B \cdot \sqrt[3]{\frac{D_w \cdot R_B}{d_m}} + n_H \sqrt[3]{\frac{D_w \cdot R_H}{d_m}} \right). \quad (43)$$

Из (43) следует, что при одинаковых значениях контактных напряжений при $D_B = \text{const}$ потери энергии увеличиваются с увеличением диаметра шариков. Если частота вращения внутреннего кольца в единицу времени (в секунду) равна n_B , то общие потери энергии на упругое сжатие в подшипнике за единицу времени (потери мощности) будут

$$E' = \frac{n_B}{2} E, \quad (44)$$

где E определяется по формуле (43).

Так как гистерезисные потери составляют постоянную долю (α) от всей затраченной работы (энергии) при упругом сжатии [2], то потери энергии (ε) на гистерезис за единицу времени (потери мощности) в подшипниках будут

$$\varepsilon = \alpha E'. \quad (45)$$

Момент трения в подшипнике, обусловленный упругим гистерезисом ($M_{\text{уг}}$), определяется из следующих соотношений:

$$\varepsilon = M_{\text{уг}} \omega_B, \quad (46)$$

$$\alpha \cdot E' = M_{\text{уг}} 2\pi n_B, \quad M_{\text{уг}} = \frac{\alpha E'}{2\pi n_B}. \quad (47)$$

В [2,5] указывается, что для подшипниковых сталей коэффициент α можно с достаточной для расчетов точностью принять равным 1 %:

$$M_{\text{уг}} = \frac{\alpha E'}{2\pi n_B} = \frac{\alpha n_B E}{2\pi n_B \cdot 2} = \frac{E}{4\pi \cdot 100}, \quad M_{\text{уг}} = \frac{E}{400\pi}. \quad (48)$$

Подставляя в (48) значение E из (43), получим

$$M_{\text{уг}} = \frac{R_H F_r}{853,3D_w} \sqrt[3]{\frac{15(1-\mu^2)}{E \cdot Z}} F_r \cdot \left(n_B \cdot \sqrt[3]{\frac{D_w R_B}{d_m}} + n_H \cdot \sqrt[3]{\frac{D_w R_H}{d_m}} \right).$$

Выводы

1. Получены формулы, определяющие потери энергии (мощности) на упругий гистерезис и момент сопротивления вращению в радиальном шарикоподшипнике, обусловленные гистерезисными потерями.

2. Показано, что для уменьшения потерь на гистерезис, особенно в высокоскоростных и приборных шарикоподшипниках, целесообразно уменьшить диаметр шариков с увеличением их количества при сохранении допускаемых контактных напряжений между контактирующими поверхностями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Крагельский И.В.** Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – С.53-102, 266-274.
2. **Боден Ф.П., Тейбор Д.** Трение и смазка твердых тел. / Пер. с англ. Н.М.Михина и А.А.Силина. – М.: Машиностроение, 1968. – 542 с.
3. **Пинегин С.В.** Трение качения в машинах и приборах. – М.: Машиностроение, 1976. – 264 с.
4. **Спицын Н.А., Машнев М.М., Красовский Е.Д.** и др. Опоры осей и валов машин и приборов. – М.: Машиностроение, 1970. – 519 с.
5. **Спицын Н.А., Атрас С.Г., Цыплянова Н.С., Ган К.Г., Кальван В.А.** Потери на трение в подшипниках качения. – М.: НИИНавтопром, 1968. – 103 с.
6. **Chu P.S.Y.** Research note: hysteresis loss in ball and roller bearings // The Journal of Mechanical Engineering Science. – 1976. – Vol.18, № 5. – P.254-255.
7. **Тимошенко С.П., Гудвер Дж.** Теория упругости / Пер. с англ. М.И.Рейтмана. – М.: Наука, 1975. – 576 с..
8. **Ковалев М.П., Народецкий М.З.** Расчет высокоточных шарикоподшипников. – М.: Машиностроение, 1975. – 280 с.
9. **Решетов Д.Н.** Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

ГИУА. Материал поступил в редакцию 18.12.2003.

Ս.Պ. ՄԱՆՈՒԿՅԱՆ

ԳՆԴԻԿԱՎՈՐ ԱՌԱՆՅՔԱԿԱԼՆԵՐՈՒՄ ԳԼՈՐՄԱՆԸ ԴԻՄԱԴՐՈՂ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ՍՈՄԵՆՏԻ ԱՌԱՋԳԱԿԱՆ ՀԻՍՏԵՐԵԶԻՍՈՎ ՊԵՅՄԱՆԱՎՈՐՎԱԾ ԲԱՂԱԴՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ԻՆՃԵՆԵՐԱԿԱՆ ՍՈՒԵԼԸ

Դիտարկվում է գնդիկավոր առանցքակալների գլորմանը դիմադրող ընդհանուր մոմենտի բաղադրիչներից մեկի՝ առաձգական հիստերեզիսային կորուստներով պայմանավորված բաղադրիչի որոշումը: Գնդիկավոր առանցքակալներում հիստերեզիսային կորուստները գլորմանը դիմադրող ընդհանուր մոմենտի բաղադրիչներից ամենամեծն են և գլորման առանցքակալներում տեղի ունեցող ջերմասանջատման հիմնական աղբյուրը: Այդ անջատված ջերմության մեծությամբ են պայմանավորված առանցքակալների հուսալիությունը և երկարակեցությունը:

S.P. MANUKIAN

ENGINEERING CALCULATION MODEL OF ONE CONSTITUENT PART OF GENERAL RESISTANCE TO THE ROCKING MOMENT IN BALL-BEARINGS DUE TO ELASTIC HYSTERESIS

Ball-bearing mechanics of, in particular, figuring out the constituent part from general resistance moment to rocking in ball-bearings due to the elastic hysteresis is considered. Hysteresis losses being basic part of constituent parts of resistance moment to the rocking in ball-bearings are the main losses of heat transfer in rolling-bearings which defines the viability and reliability of the ball-bearings.