

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА ЦИКЛОВ НАГРУЖЕНИЙ В ПОДШИПНИКАХ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

Ершов Д.Ю., Лукьяненко И.Н.

Ключевые слова: гидродвигатель, подшипник скольжения, цикл нагружения.

Аннотация. Приводится расчет числа циклов нагружения дорожек качения подшипника с учетом геометрических аномалий его элементов и условий работы. Приведенные данные позволяют повысить точность расчета ресурса гидродвигателей.

DETERMINING THE NUMBER OF LOAD CYCLES IN THE HYDRAULIC MOTOR BEARINGS

Ershov D.Yu., Lukyanenko I.N.

Keywords: gyro motor, sliding bearing, loading cycle.

Abstract: Calculation of the number of loading cycles of bearing raceways taking into account geometrical anomalies of its elements and operating conditions is given. The given data allow to increase the accuracy of the calculation of the hydraulic motors life.

Исследования показывают, что одной из причин выхода из строя гидродвигателей является нарушение их подшипниковых узлов, причем отказы по подшипниковым узлам составляют 95 — 98% от общего числа отказов. Для расчета ресурса работы шарикоподшипников наряду с другими факторами необходимо определить число циклов нагружения на дорожки качения. Анализ литературных источников [1 - 3] показывает, что в настоящее время расчет числа циклов нагружения колец проводится в предположении отсутствия геометрических аномалий, т. е. без учета неровностей на беговых дорожках его колец и характера распределения радиальной нагрузки на тела качения, что вносит определенные погрешности в расчеты. Последние обстоятельства оказывают влияние на характер движения шариков в процессе работы подшипника, а следовательно, и на число нагружений [4].

Для решения задачи рассмотрим кинематическую схему подшипника качения (рис. 1). Учитывая, что жесткость шарика значительно меньше жесткости колец и полагая амплитуды неровностей не превосходящими величины статической деформации, положение центра шарика определим как суммарное значение перемещения его за счет неровностей обоих колец. Скорость планетарного движения шариков при вращении кольца подшипника:

$$\omega_c = \frac{1}{2} \omega_{B(H)} \left(1 \pm \frac{d_{III}}{D_c} \cos \beta \right), \quad (1)$$

где d_{III} - диаметр шарика; β - угол контакта; D_c - диаметр подшипника по центрам шариков; d_B, d_H - диаметры внутреннего и наружного колец. Поэтому окружная скорость центров шариков:

$$V_c = \frac{1}{2} D_c \omega_c \quad (2)$$

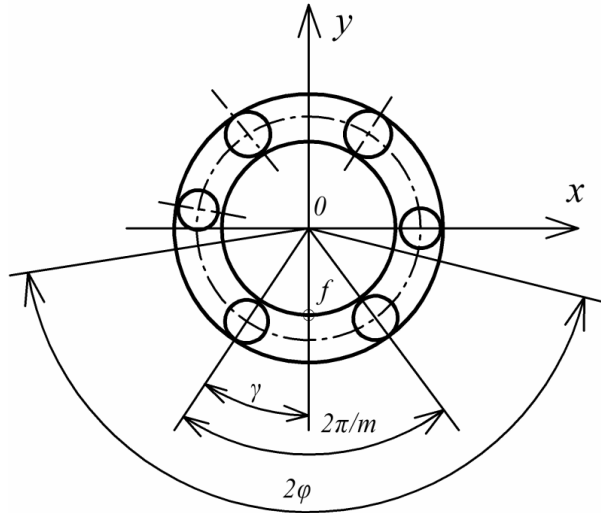


Рис. 1. Кинематическая схема подшипника качения

Радиальная нагрузка R на подшипник, которая вызывает относительный эксцентриситет колец (рис. 1), а также отклонение формы беговых дорожек внутреннего Δd_B и наружного Δd_H колец от номинальной, приводит к тому, что угловая скорость центров шариков будет отличной от ω_C , определяемой по формуле (1). Траектория движения шариков в этом случае определяется из формулы:

$$\Delta X_i = \int_0^t \Delta V_{Ci} dt \quad (3)$$

Так как отклонение скорости центра i -го шарика ΔV_{Ci} мало по сравнению с номинальным значением V_C , можно разложить величину ΔV_{Ci} в ряд Тейлора по степеням Δd_B , Δd_H и R . Ограничиваясь первыми членами разложения, получим:

$$\Delta X_i = \int_0^t \left[\frac{\partial V_{Ci}}{\partial \Delta d_B} \Delta d_B + \frac{\partial V_{Ci}}{\partial \Delta d_H} \Delta d_H + \frac{\partial V_{Ci}}{\partial (\Delta R)} \Delta R_i \right] dt \quad (4)$$

На изменение скорости центра шарика значительное влияние оказывает угол контакта, величина которого определяется:

$$\cos \beta_{B(H)} = \frac{r_B + r_H - 2r_{III} - \frac{\Delta}{2}}{r_B + r_H - 2r_{III}} \quad (5)$$

где $\Delta = d_H - 2d_{III} - d_B$ — радиальный зазор в подшипнике; в результате получим:

$$\omega_C = \frac{\omega_{B(H)}}{2} \left\{ 1 \pm \frac{d_{III}}{D_C} \left[1 - \frac{d_H - 2d_{III} - d_B}{2(r_B + r_H - d_{III})} \right] \right\} \quad (6)$$

и
$$V_C = \frac{\omega_{B(H)}}{2} \left\{ \frac{d_B + d_H}{2} \pm d_{III} \left[1 - \frac{d_H - 2d_{III} - d_B}{2(r_B + r_H - d_{III})} \right] \right\},$$

$$\frac{\partial V_C}{\partial \Delta d_{B(H)}} = \frac{\omega_{B(H)}}{8} \left(1 \pm \frac{d_{III}}{r_B + r_H - d_{III}} \right). \quad (7)$$

Для вычисления $\frac{\partial V_{Ci}}{\partial(\Delta R)} \Delta R_i$ воспользуемся тем, что при действии радиальной нагрузки на подшипник наружное кольцо смещается относительно внутреннего в радиальном направлении и изменяются радиусы беговых дорожек в точках контакта шариков с кольцами. Действительные радиусы $R'_B = \frac{d'_B}{2}$, $R'_H = \frac{d'_H}{2}$ в зависимости от номинальных радиусов $R_B = \frac{d_B}{2}$, $R_H = \frac{d_H}{2}$ и величины изменения радиусов колец ΔR_B и ΔR_H в зависимости от нагрузки ΔR равны:

- для наиболее нагруженного шарика $R'_B = R_B + \Delta R_B$, $R'_H = R_H + \Delta R_H$,
- для наименее нагруженного $R'_B = R_B - \Delta R_B$, $R'_H = R_H - \Delta R_H$.

Упругая деформация $\Delta R_{B(H)}$ равная сближению соответствующего кольца с шариком [3]:

$$\Delta R_{B(H)i} = \frac{3\Delta R}{4\alpha_i E} \int_0^\infty \frac{dz}{\sqrt{(1 + d_i^2 z^2)(1 + z^2)}} \quad (8)$$

после вычисления эллиптического интеграла и соответствующих преобразований, получим:

$$\Delta R_{B(H)i} = \frac{3\pi\Delta R}{8Eb_{B(H)i}} \quad (9)$$

Поскольку i -й шарик за половину оборота сепаратора перемещается из одного крайнего положения в другое (от наиболее нагруженной зоны к наименее), это эквивалентно гармоническому изменению радиальной нагрузки с амплитудой ΔR и частотой ω_c :

$$\frac{\partial V_C}{\partial(\Delta R)} \Delta R_i = \frac{\partial V_C}{\partial(\Delta R)} \Delta R \sin \left(\omega_c t + \frac{2\pi(i-1)}{m} \right)$$

или
$$\frac{\partial V_C}{\partial(\Delta R)} = \pm \frac{\omega_{B(H)} d_{III}}{8(r_B + r_H + d_{III})} \left[\frac{\partial(\Delta R_B)}{\partial(\Delta R)} + \frac{\partial(\Delta R_H)}{\partial(\Delta R)} \right] \quad (10)$$

Вычисляя в (4) частные производные с учетом (10), получим:

$$\frac{\partial(\Delta R_{B(H)})}{\partial(\Delta R)} = \frac{3\pi}{8E} \left[\frac{1}{b_B(A, \Delta R)} - \frac{\Delta R}{3(A + \Delta R)^{\frac{4}{3}}} \sqrt[3]{\frac{4}{d_{III}} \pm \frac{2}{d_B} - \frac{1}{r_B}} \right] \quad (11)$$

Представив отклонение профиля беговых дорожек колец в виде разложений Фурье, получим:

$$\Delta d_{Hi} = 2 \sum_{k=1}^{\infty} A_k^H \sin \left(k\varphi_H + k \frac{2\pi(i-1)}{m} + \varphi_{0k}^H \right), \quad (12)$$

$$\Delta d_{Bi} = 2 \sum_{k=2}^{\infty} A_k^B \sin \left(k\varphi_B + k \frac{2\pi(i-1)}{m} + \varphi_{0k}^B \right)$$

где $A_k^{H(B)}, \varphi_{0k}^{H(B)}$ — амплитуда и начальная фаза k -й гармоники; углы вращения гармоник относительно номинальных центров шариков при вращении внутреннего кольца $\varphi_H = \omega_C t$, $\varphi_B = (\omega_B - \omega_C)t$; при вращении наружного кольца $\varphi_B = \omega_C t$, $\varphi_H = (\omega_H - \omega_C)t$; выражение (4) получим в следующем виде:

$$\Delta X_i = \int_0^t \left\{ \frac{\partial V_C}{\partial \Delta d_B} 2 \sum_{k=2}^{\infty} A_k^B \sin \left(k\varphi_B + k \frac{2\pi(i-1)}{m} + \varphi_{0k}^B \right) + \right. \\ \left. + \frac{\partial V_C}{\partial \Delta d_H} 2 \sum_{k=2}^{\infty} A_k^H \sin \left(k\varphi_H + k \frac{2\pi(i-1)}{m} + \varphi_{0k}^H \right) + \frac{\partial V_{Ci}}{\partial (\Delta R)} \Delta R \sin \left(\omega_C t + \frac{2\pi(i-1)}{m} \right) \right\} dt = \quad (13)$$

$$= - \sum_{k=2}^{\infty} \left[T_k \cos \left(k\omega_1 t + \mu_k^{(i)} \right) + Q_k \cos \left(k\omega_2 t + \nu_k^{(i)} \right) \right]$$

где обозначено при вращении внутреннего кольца $\omega_1 = \omega_C$, $\omega_2 = \omega_H - \omega_C$, $\omega_C, T_1 = \frac{\partial V_C}{\partial (\Delta R)} \cdot \frac{\Delta R}{\omega_C}$, $\mu_1^{(i)} = \frac{2\pi(i-1)}{m}$,

$$T_k = \frac{\partial V_C}{\partial \Delta d_H} \cdot \frac{A_k^H}{k\omega_C}, \quad \mu_k^{(i)} = k \frac{2\pi(i-1)}{m} + \varphi_{0k}^H, \quad (14)$$

$$Q_k = \frac{\partial V_C}{\partial \Delta d_B} \cdot \frac{A_k^B}{k(\omega_B - \omega_C)}, \quad \nu_k^{(i)} = k \frac{2\pi(i-1)}{m} + \varphi_{0k}^B, k = 2, 3, \dots$$

При вращении наружного кольца: $\omega_2 = \omega_C$, $\omega_1 = \omega_H - \omega_C$,

$$T_k = \frac{\partial V_C}{\partial \Delta d_H} \cdot \frac{A_k^H}{k(\omega_B - \omega_C)}, \quad \mu_k^{(i)} = k \frac{2\pi(i-1)}{m} + \varphi_{0k}^H$$

$$Q_1 = \frac{\partial V_C}{\partial (\Delta R)} \cdot \frac{\Delta R}{\omega_C}, \quad \nu_1^{(i)} = \frac{2\pi(i-1)}{m} \quad (15)$$

$$Q_k = \frac{\partial V_C}{\partial \Delta d_B} \cdot \frac{A_k^B}{k\omega_C}, \quad \nu_k^{(i)} = k \frac{2\pi(i-1)}{m} + \varphi_{0k}^B, k = 2, 3, \dots$$

За один оборот внутреннего кольца некоторая точка f на поверхности его беговой дорожки будет воспринимать нагрузку при соприкосновении с телами колец, находящимися в нагруженной зоне. Если бы тела качения оставались неподвижными вместе с нагруженным кольцом (вращается

внутреннее кольцо), то за один оборот внутреннего кольца число нагружений точки f равнялось бы числу тел колец, расположенных в нагруженной зоне, т. е. $\frac{2\pi}{360^\circ} m$. Но комплект тел качения также вращается вокруг геометрической оси подшипника, причем скорость вращения их центров меньше скорости вращения внутреннего кольца в $\left(n_B \frac{D_C + d_{III}}{2D_C} \pm \frac{60\Delta X}{\pi D_C t} \right)$ раз.

Таким образом, число циклов нагружений точек беговой дорожки подшипника может быть подсчитано по выражению:

$$N_{B(H)} = m \frac{2\varphi}{360^\circ} \left(n_B \frac{D_C \pm d_{III}}{2D_C} \pm \frac{60\Delta X}{\pi D_C t} \right) \quad (16)$$

где $N_{B(H)}$ - время одного оборота вращающегося кольца; знак (+) для внутреннего кольца, (—) - для наружного.

$N_B \cdot 10^3$

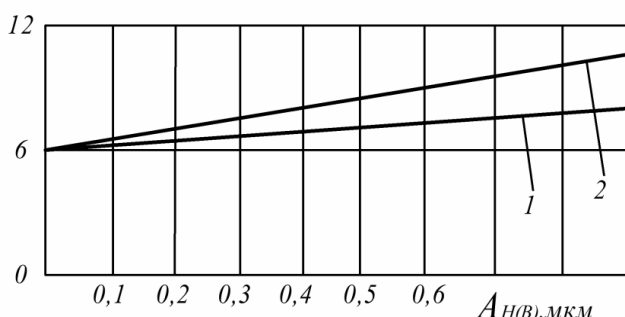


Рис. 2. Результаты расчетов по предложенной методике

Результаты расчетов, приведенные на рис. 2, показывают, что число циклов нагружения в большей степени зависит от геометрических аномалий внутреннего кольца подшипника (1), чем наружного (2).

Список литературы

1. Беляев С.Н., Щербак А.Г. Формирование профилированных функциональных элементов на прецизионных поверхностях узлов гироскопических приборов методом ионного травления // Вопросы материаловедения. - СПб: Изд-во: ЦНИИ констр. материалов "Прометей", 2014. № 3 (79) - С. 66-72.
2. Фомин В.И. Учет вращательной подвижности колец подшипников качения при определении их циклической нагруженности // Известия ТулГУ. Технические науки. Вып. 6. - Тула., 2018. - С.91-95.
3. Королев А.А., Королев А.В. Влияние геометрических параметров рабочих поверхностей шарикоподшипника на его работоспособность // Трение и износ. Т. 36, №2, - Гомель: Изд-во: Гос. науч. учр. Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого НАН Беларуси, 2015. - С.244-248.

4. Ершов Д.Ю., Лукьяненко И.Н. Влияние внешней вибрации на моменты сопротивления в шарикоподшипниках с зазорами. / Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 7-й международной научно-практической конференции / под ред. Евграфова А.Н. // - Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский политехнический университет им. Петра Великого, Т.1, 2018. - С. 293-300.

References

1. Belyaev, S.N.; Scherbak, A.G. Formation of the profiled functional elements on the precision surfaces of the gyroscopic device nodes by the ion etching method (in Russian) // Materials science issues. - St. Petersburg: Publishing House: Central Research Institute of Constructional Materials "Prometheus", 2014. № 3 (79) - pp. 66-72.
2. Fomin, V.I. Accounting for the rotational mobility of the rolling bearing rings in determining their cyclic load (in Russian) // News TulSU. Technical sciences. Issue. 6. - Tula; 2018. - pp.91-95.
3. Korolev, A.A.; Korolev, A.V. Influence of the geometrical parameters of the ball bearing working surfaces on its efficiency (in Russian) // Friction and wear. T. 36, No.2, - Gomel: Izd-in: State Scientific Institute of Mechanics of Metal-Polymeric Systems named after V.I. Lomonosov (in Russian) // Friction and wear. V.A. Bely National Academy of Sciences of Belarus, 2015. - pp.244-248.
4. Ershov D.Y., Lukyanenko I.N. Influence of external vibration on the moments of resistance in ball bearings with clearances. /Modern Mechanical Engineering: Science and Education: Proceedings of the 7th International Scientific and Practical Conference / Under the editorship of A.N. Evgrafov // - St. Petersburg: Peter the Great Polytechnic University of St. Petersburg, T 1, 2018.- pp. 293 - 300.

Ершов Дмитрий Юрьевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры машиностроения, Санкт-Петербургский горный университет; доцент кафедры высшей математики и механики, Государственный университет аэрокосмического приборостроения, г.Санкт-Петербург, Россия	Ershov Dmitriy Yurievich – candidate of technical sciences, associate Professor, associate Professor, Department of mechanical engineering, Saint-Petersburg mining University; associate Professor of the Department of mathematics and mechanics, State University of aerospace instrumentation, Saint-Petersburg, Russia
Лукьяненко Ирина Николаевна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры высшей математики и механики, Государственный университет аэрокосмического приборостроения, г.Санкт-Петербург, Россия, irina.n.lukyanenko@gmail.com	Lukyanenko Irina Nikolaevna – candidate of technical sciences, associate Professor, associate Professor of the Department of mathematics and mechanics, State University of aerospace instrumentation, Saint-Petersburg, Russia, irina.n.lukyanenko@gmail.com

Received 05.04.2019