

ВЛИЯНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ НА ВИБРОАКТИВНОСТЬ ПЕРЕДАЧИ

Мухитдинов А.С.

ТАДИ, Ташкент, Узбекистан, eakr.info@gmail.com

Аннотация: Показано влияние нагруженности шарикоподшипников на виброактивность передачи.

Ключевые слова: зазор, подшипник, координата, виброактивность узла, качение, колец, плоскость перекоса, шарикоподшипник.

THE INFLUENCE OF THE LOADING BALL BEARINGS ON VIBROACTIVITY OF THE TRANSMISSION

Mukhitdinov A.S.

Tashkent automobile and road institute, Tashkent, Uzbekistan

Annotation: The influence of ball bearing loading on the vibration activity of the transmission is shown.

Key words: clearance, bearing, coordinate, vibration activity of the node, rolling, rings, skew plane, ball bearing.

Геометрия контакта опор качения при наличии зазора между кольцами подшипника изучена с необходимой полнотой в работах [1,2] и др. Поле зазоров между телами качения и кольцами подшипника изменяется в соответствии с зависимостью

$$S_i = S_0(\cos\varphi_1 - \cos\varphi_i) \quad (1)$$

где φ_i - координата i -го тела качения, по отношению к сечению, где приложена внешняя сила P , $s=e$ - радиальный зазор между кольцами подшипника.

В опорах качения имеет место фактор, влияющий на виброактивность узла, заключающийся в периодическом изменении жесткости подшипника при вращении вала. В том случае, когда первый элемент качения находится в сечении приложения внешней силы $P(\varphi_1=0)$ зазоры между телами качения и кольцами подшипника изменяются согласно (1) по зависимости

$$S_i = S_0(\cos \pi/2 - \cos\varphi_i) \quad (1a)$$

где $\varphi_i = 2\pi/z(i-1)$, z - число тел качения в подшипнике. В этом случае число тел качения z , воспринимающих внешнюю силу P будет минимальным, а сближение колец подшипника α - максимальным.

В том случае, когда сечение приложения внешней силы P будет находится между двумя элементами качения ($\varphi_i = \pi/z$) зазоры между телами качения и кольцами подшипника изменяются согласно (1) по зависимости

$$S_i = S_0(\cos \pi/2 - \cos\varphi_i) \quad (1б)$$

где $\varphi_i = \pi/z + 2\pi/z(i-1) = \pi/z(2i-1)$

В этом случае число тел качения z , воспринимающих внешнюю силу P будет максимальным, а сближение колец подшипника α - минимальным.

Таким образом при вращении вала в процессе перемещения первого тела

качения из положения $\varphi_i = 0$ в положение $\varphi_i = \pi/z$ происходит периодическое изменение жесткости подшипника от минимальной до максимальной величины, что может явиться причиной возникновения параметрических колебаний в системе. Кроме того, за это же время работы узла произойдет относительное смещение колец на величину

$$\delta S \approx S_i/S_0 \sin^2 \pi/z \quad (2)$$

связанное с изменением зазора между первым элементом качения и кольцами подшипника. Такое кинематическое возмущение, действующее в системе, также является дополнительным источником повышенной виброактивности системы, содержащей опору качения.

Совместное проявление деформативного δa и кинематического δS смещений колец подшипника равно их разности $\delta a - \delta S$ и поэтому имеется принципиальная возможность их взаимной компенсации. Другими словами, имеется такая внешняя сила P , при которой величина δa будет равна δS и поэтому в двух предельных положениях любого элемента качения $\varphi_1=0$ и $\varphi_1=\pi/z$ кольцо по отношению к другому кольцу будет занимать неизменное положение т.е. будет исключен рассмотренный источник повышенной виброактивности в системе.

Рассмотренные две особенности работы подшипников качения - периодическое изменение упругого δa и кинематического δS смещения колец подшипника, происходящее с частоты zf_c (где $f_{o\delta} = n_c/50$ оборотная частота вращения вала, n_c - частота вращения сепаратора), является общим для любых подшипников качения, независимо от формы элементов качения (шарики или ролики). Поэтому для количественной оценки этого явления необходимо исследовать жесткость подшипников качения для двух значений угла $\varphi_1=0$ и $\varphi_1=\pi/z$.

Если между кольцами шарикоподшипника имеет место перекося колец на угол φ , то, как показано в работе [2], изменение зазора подчиняется зависимости

$$\delta S_i = \delta S_1 + \delta S_2 = \sum_{K=1}^2 \frac{(r_K \varphi)^2}{2\rho_K} \cos^2 \varphi \quad (3)$$

где r_K - радиус дорожки K -го кольца подшипника, ρ_K - радиус кривизны K -ой дорожки качения или

$$\delta S_i = \delta S_o (\cos 2\varphi_1 + \cos 2\varphi_i) \quad (3a)$$

$$\text{где } \delta S_o = \sum_{k=1}^2 \frac{(2_K \varphi)^2}{\rho_K^2}; \varphi_i - \text{координата } i\text{-го тела качения.}$$

Из формулы (3a) следует, что в шарикоподшипнике перекося колец приводит, во-первых, к уменьшению постоянной составляющей зазора δS и, во-вторых, к появлению переменной составляющей, изменяющейся по закону $\cos 2\varphi_i$ эквивалентной эллиптичности дорожки качения [3]. В приведенных зависимостях принято, что плоскость перекося колец подшипника совпадает с вертикальной плоскостью ($\varphi_i=0$).

Таким образом, объединяя зависимости (1) и (3a), получим, что зазор между элементами качения и кольцами подшипника, связанный с наличием радиального зазора и перекося между кольцами подшипника изменяется по зависимости

$$S_i = S_o f_i + \delta S_o \delta f_i \quad (4)$$

где
$$S_o = l/2; \delta S = \sum_{k=1}^2 \left(\frac{r_k^2 \gamma}{2} \right)^2 / \rho_k; f_i = \cos \varphi_1 - \cos \varphi_i; \delta f_i = \cos 2\varphi_1 - \cos 2\varphi_i,$$

которая может использоваться при статическом расчете шарикоподшипника по полученным выше зависимостям.

Сближение колец подшипника для определения связи между N и P примет вид (т.к. $K_i=K_1=K$, $n=2/3$).

$$\bar{P} = PK / S_o^{2/3} = \sum_{i=1}^N (\bar{\alpha} \cos \varphi_i - f_i)^{3/2} \cos \varphi_i \quad (5)$$

Что касается суммирования по i, то в зависимости от того $\varphi_1 = 0$ или $\varphi_1 = \pi/z$, оно будет иметь вид

$$\sum_{i=1}^N = F_1 + 2 \sum_{i=2}^{N^{1/2}} F_i \quad (6a)$$

либо
$$\sum_{i=1}^N = 2 \sum_{i=2}^{N/2} F_i \quad (6б)$$

Результаты расчета параметров нагружения шарикоподшипников обобщены в виде зависимости безразмерного сближения колец подшипника α/S_o от безразмерной

радиальной силы в опоре $\bar{P}/z = PK_1 / S_o^{3/2} z$. Отсюда следует связь между α/S_o и $\bar{P}/z$ подчиняется степенной зависимости

$$\alpha/S_o = a(\bar{P}/z)^{0,6} \quad (7)$$

где $a = 2,855$ при $\varphi_1=0$ и $a=2,773$ при $\varphi_1=\pi/z$, причем независимо от числа шариков в подшипнике зависимость (7) с высокой точностью соответствует результатам расчета, в практически важном диапазоне изменения радиальной силы в опоре $P/z \geq 0,1$.

Как следует из зависимости (7) разность сближения колец шарикоподшипника при вращении вала в процессе перемещения тела качения из положения $\varphi_1=0$ в положение $\varphi_1=\pi/z$ составляет $\delta\alpha/$

$$S_o = 0,076(\bar{P}/z)^{0,6} \quad (8)$$

Объединяя (8) и (2), найдем связь между нагрузочными и геометрическим параметрами, при которых вал при $\varphi_1=0$ и $\varphi_1=\pi/z$ будет занимать неизменное положение.

$$\sin^2 \pi/z = 0,152(P/z)^{0,6} \quad (9)$$

Таким образом, можно найти необходимую величину радиального зазора в подшипнике, где при заданной радиальной силе, действующей на подшипник, будет обеспечено условие $\delta S = \delta\alpha$.

Использованная литература

1. Расчет высокоточных шарикоподшипников. – М.: Машиностроение, 1980. – 375с.
2. Айрапетов Э.Л. Генкин М.Д и др. Опоры качения зубчатых передач. – М.: Наука, 1984. – 185с.

