

Рис. 1 – Схема сил в безззорном подшипнике при опережающем нагреве внутреннего кольца

Приняв приращение температуры тел качения равным среднему приращению температуры колец, т.е. $\Delta t_T = 0,5(\Delta t_G + \Delta t_H)$, учтя, что исходная температура колец и тел одинакова и $\Delta t_G - \Delta t_H = t_G - t_H$; обозначив толщину кольца Δ , откуда следует, что $d_{G_0} = d + 2\Delta$; $d_{H_0} = d_H - 2\Delta = d_{G_0} + 2d_T$ и, сделав соответствующие подстановки в уравнение (1), после преобразований получим выражение для температурного натяга:

$$U = 0,5(d_G + d_T + 2\Delta) \cdot (t_G - t_H) \quad (2)$$

В результате возникшего температурного натяга в точках касания колец с телами вращения возникают усилия P , сжимающие внутреннее кольцо и растягивающих наружное кольцо. Под действием этих же усилий происходит изгиб колец, а также деформация беговых дорожек и тел качения в местах их контакта.

Деформация кольца от напряжений изгиба и растяжения как радиальное смещение точки приложения силы P при нагружении кольца равномерно распределенными силами согласно работе [1] будет для внутреннего сжимаемого кольца:

$$U_G = \frac{PR_G^3}{EJ} \times \frac{1}{2 \sin^2 \frac{\pi}{n}} \left(\frac{\pi}{2n} + \frac{1}{4} \sin \frac{2\pi}{n} - \frac{n}{\pi} \sin^2 \frac{\pi}{n} \right) \quad (3)$$

где R_G – радиус центра тяжести сечения внутреннего кольца; n – число тел качения; E – модуль упругости; I – момент инерции сечения кольца.

Для наружного (растянутого) кольца смещение

$$U_H = -\frac{PR_H^3}{EJ} \times \frac{1}{2 \sin^2 \frac{\pi}{n}} \left(\frac{\pi}{2n} + \frac{1}{4} \sin \frac{2\pi}{n} - \frac{n}{\pi} \sin^2 \frac{\pi}{n} \right) \quad (4)$$

где R_H – радиус центра тяжести сечения наружного кольца.

Суммарное смещение колец численно равно сумме модулей смещений

$$|U_G| + |U_H| = -\frac{P(R_G^3 + R_H^3)}{EJ} \times \frac{1}{2 \sin^2 \frac{\pi}{n}} \left(\frac{\pi}{2n} + \frac{1}{4} \sin \frac{2\pi}{n} - \frac{n}{\pi} \sin^2 \frac{\pi}{n} \right) \quad (5)$$

Рассматривая сечение кольца как прямоугольник размером Δ и b (толщина и ширина кольца), т.е. без учета площади канавок беговых дорожек, получим значения $R_G = 0,5(d_G + \Delta)$; $R_H = 0,5(d_H - \Delta)$ и момента инерции сечения $J = 1/12b\Delta^3$ что для радиальных шарикоподшипников уменьшает величину суммарного смещения на 9-10%. Для роликовых подшипников влияние канавок еще меньше. Поэтому формула (5) может быть использована для подсчета смещений как в шариковых, так и в роликовых подшипниках.

Для определения контактной деформации воспользуемся выводами теории упругости.

При точечном контакте имеющем место в радиальном шарикоподшипнике величина смещения соприкасающихся тел δ в центре эллипса деформации (при $E = 2,12 \cdot 10^{-4} \text{ кгс} / \text{мм}^2$ и $\varepsilon = 0,3$) согласно [2] определяется выражением

$$\delta = 1,28 \cdot 10^{-3} \left(\frac{2K}{\pi\mu} \right) (P^2 \cdot \sum \rho)^{\frac{1}{3}}, \text{ мм} \quad (6)$$

где $\sum \rho$ – сумма кривизн соприкасающихся тел в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, мм^{-1} ; $(2K/\pi\mu)$ – безразмерный коэффициент, выбираемый в зависимости от разности кривизн, определяемой величиной $\cos \tau$ [2, гл. 5].

При линейном контакте тел, как в роликоподшипниках суммарное сближение под действием силы P [2] будет

$$\delta = 3 \cdot 10^{-3} \frac{l^{0,9}}{l^{0,8}}, \quad (7)$$

где l – длина ролика, мм; контактирующие материалы – сталь с $E = 2,12 \cdot 10^{-4} \text{ кгс} / \text{мм}^2$; $\varepsilon = 0,3$. Выражение (7) с допустимой погрешностью может быть принято для подсчета суммарного сближения ролика как с наружным, так и внутренним кольцом.

Суммарное радиальное смещение от всех видов деформаций в подшипнике равное величине температурного натяга можно представить в виде:

$$U = |U_{\varepsilon}| + |U_H| + |\delta_{\varepsilon}| + |\delta_H| = 0,5(d_{\varepsilon} + d_T + 2\Delta)(t_{\varepsilon} - t_H) \quad (8)$$

Подставив в (8) из выражений (5) и (6) значение $|U_{\varepsilon}|, |U_H|, |\delta_{\varepsilon}|$ и $|\delta_H|$, обозначив в них P_0 как предельно допустимое значение силы P , и, проведя преобразования, получим выражение для предельного перепада температур между кольцами радиального шарикоподшипника:

$$t_{\varepsilon} - t_H = \frac{2}{\alpha(d_{\varepsilon} + d_T + 2\Delta)} \left\{ \frac{P_0(R_{\varepsilon}^3 + R_H^3)}{EJ2 \sin^2 \frac{\pi}{n}} \left(\frac{\pi}{2n} + \frac{1}{4} \sin \frac{2\pi}{n} - \frac{n}{\pi} \sin^2 \frac{\pi}{n} \right) + 1,28 \cdot 10^{-3} P_0^{\frac{2}{3}} \left[\left(\frac{2K}{\pi\mu} \right)_{\varepsilon} (\sum \rho_{\varepsilon})^{\frac{1}{3}} + \left(\frac{2K}{\pi\mu} \right)_H (\sum \rho_H)^{\frac{1}{3}} \right] \right\}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9)$$

Используя выражения (5) и (7) и проведя подстановки и преобразование формулы (8), получим значение предельного перепада температур для радиального роликового подшипника:

$$t_{\varepsilon} - t_H = \frac{2}{\alpha(d_{\varepsilon} + d_T + 2\Delta)} \left[\frac{P_0(R_{\varepsilon}^3 + R_H^3)}{EJ2 \sin^2 \frac{\pi}{n}} \left(\frac{\pi}{2n} + \frac{1}{4} \sin \frac{2\pi}{n} - \frac{n}{\pi} \sin^2 \frac{\pi}{n} \right) + 6 \cdot 10^{-4} \frac{P_0^{0,9}}{l^{0,8}} \right], \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10)$$

Смещения точек приложения силы P в подшипнике возникают в результате изгиба от

растяжения колец – $|U_e|, |U_H|$, и деформации в точках контакта тел качения с кольцами – $|\delta_e|$ и $|\delta_H|$. Для этих видов нагружения с учетом допускаемых напряжений и найдем предельное значение силы P_0 .

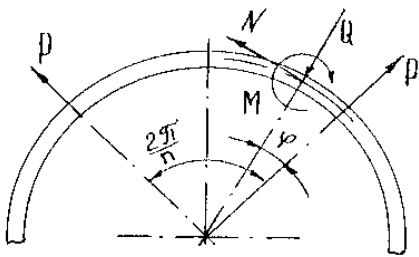


Рис. 2 – Силы, действующие в сечении колец под воздействием внешних сил P

При изгибе кольца внешними силами P (рис. 2) в его сечении действуют перерезывающая сила Q, нормальная сила N и изгибающий момент M. Под действием силы Q возникают касательные напряжения $\tau = \frac{Q}{F}$, где F – площадь сечения кольца, мм²; нормальная сила N и изгибающий момент M создают нормальные напряжения $\sigma = \frac{M}{W} + \frac{N}{F}$.

Сохранив ранее принятое допущение – ослабление сечения кольца канавкой беговой дорожки не учитывается – получим выражения для F и W: $F = b\Delta$; $W = \frac{b\Delta^2}{6}$.

При плоском напряженном состоянии условие прочности можно записать в виде (внутреннее кольцо сжато):

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (11)$$

где $[\tau]$ – допускаемое напряжение при изгибе.

Для кольца, нагруженного равномерно распределенными сосредоточенными радиальными силами теория упругости [2] дает следующие значения величин Q, N, M:

$$N = \frac{P}{2 \sin \frac{\pi}{n}} \times \cos \left(\frac{\pi}{n} - \varphi \right) \quad (12)$$

$$Q = -\frac{P}{2 \sin \frac{\pi}{n}} \times \sin \left(\frac{\pi}{n} - \varphi \right) \quad (13)$$

$$M = PR \left[\frac{n}{2\pi} - \frac{\cos \left(\frac{\pi}{n} - \varphi \right)}{2 \sin \frac{\pi}{n}} \right] \quad (14)$$

Приняв в формулах (11), (12) и (13) $\varphi = 0$, когда как показывает анализ левая часть выражения (11) приобретает максимальное значение, определив значения τ, σ , после их подстановки в (11) и соответствующих преобразований получим выражение для определения допускаемой силы из условия напряженного состояния колец:

$$P_0 \leq \frac{[\sigma] b \Delta}{\sqrt{\left[0,5 \operatorname{ctg} \frac{\pi}{n} - \frac{3R}{\Delta} \left(\frac{n}{\pi} - \operatorname{ctg} \frac{\pi}{n} \right) \right]^2 + \frac{3}{4}}}, \text{ кгс} \quad (15)$$

Предельную силу P_0 , допускаемую из условий ограничения контактных деформаций можно определить по статической грузоподъемности C_0 , значение которой приводится в каталоге для каждого подшипника. Соотношение грузоподъемности C_0 и наибольшей силы, действующей на одно тело согласно [2] для шарикового подшипника $C_0 = \frac{nP_0}{4,37}$ и роликового подшипника

$C_0 = \frac{nP_0}{4}$, где n – число тел качения, откуда значение P_0 для шарикового подшипника

$$P_0 = \frac{1}{n} 4,37 C_0 \quad (16)$$

и роликового

$$P_0 = \frac{1}{n} 4,37 C_0 \quad (17)$$

Расчеты показывают, что значения силы P_0 , подсчитанные по формулам (16) и (17) значительно меньше величины P_0 , найденной по формуле (15). Например, для подшипника 316 величина P_0 , подсчитанная по формуле (15) при значениях $\sigma_m = 170 \text{ кгс} / \text{мм}^2$ (сталь ШХ15) и $[\sigma] = 45 \text{ кгс} / \text{мм}^2$ равна 20000 кгс. Та же величина P_0 , найденная из выражения (16), т.е. из условия допустимых контактных деформаций равна $P_0 = 8160$ кгс. Поэтому в качестве предельной силы P_0 следует принимать ее значения, подсчитанные для шариковых подшипников по формуле (16), для роликовых - по формуле (17).

По изложенной выше методике были найдены предельно допустимые перепады температур между внутренним и наружным кольцом $\Delta t = t_e - t_H$. Так для шарикового подшипника 316 перепад $\Delta t = 240^\circ\text{C}$; для роликового подшипника 2316 перепад $\Delta t = 106^\circ\text{C}$.

Выводы

1. Разработана и научно обоснована методика выбора критериев и расчета величины предельно допустимого перепада температур между внутренним и наружным кольцом радиальных подшипников при их индукционном нагреве.

2. Отдельные расчеты допустимого перепада температур свидетельствуют, что принятые в настоящее время представления о допустимой величине перепада нуждаются в существенном пересмотре.

Список использованных источников:

1. Прочность, устойчивость, колебания : справочник / под ред. И. Л. Биргера, Я.Г. Пановко. – М. : Машиностроение, 1968.

2. Подшипники качения: справочник-каталог / О. Н. Черменский, Н. Н. Федотов. – М. : Машиностроение, 2003.

3. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 2001.

Кравцов М.К., Оболенская Т.А., Серeda Н.В., Белецкая И.В. «Исследование перепада температур в кольцах радиальных подшипников при нагреве в индукторе».

В статье рассмотрены вопросы расчета величины предельно допустимого перепада температур между кольцами радиальных подшипников при их индукционной нагревании.

Ключевые слова: радиальные подшипники, индукционный нагрев, перепад температур, допустимый предел.

Кравцов М.К., Оболенська Т.О., Серeda Н.В., Білецька І.В. «Дослідження перепаду температур в кільцях радіальних підшипників при нагріві в індукторах».

У статті розглянуті питання розрахунку величини гранично допустимого перепаду температур поміж кільцями радіальних підшипників при їх індукційному нагріванні.

Ключові слова: радіальні підшипники, індукційний нагрів, перепад температур, допустима границя.

M.K. Kravtsov, Obolenskaya T.A., Sereda N.V., Beletskaya I.V. “The investigation of over temperature in ball-bearing rings by heating in inductor”.

The problems of calculation of limit possible value between ball-bearing ring by their induction heating are examined in the article.

Key words: ball-bearings, induction heating, over temperature, possible limit.

Стаття надійшла до редакції 30 вересня 2013 р.