

负游隙对高速高温薄壁圆柱滚子 轴承动态性能的影响分析

毛宇泽, 王黎钦, 古 乐

(哈尔滨工业大学 机电工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 计算了圆柱滚子轴承径向游隙为负值时的等效径向预紧载荷,并考虑等效径向预紧载荷下的套圈弹性变形,通过求解包含套圈弹性变形-接触变形-等效径向预紧载荷的非线性方程组,得到负游隙圆柱滚子轴承内部的载荷分布情况,以及负径向游隙带来的套圈周向应力.以此分析了负游隙对轴承承载性能及疲劳寿命的影响.结果表明:负径向游隙能够有效降低轴承打滑率,但同时也会降低轴承疲劳寿命,因此在负游隙设计时需同时考虑打滑率和轴承寿命,选择恰当的负游隙.

关 键 词: 圆柱滚子轴承; 负游隙; 弹性变形; 动态特性; 载荷分布; 疲劳寿命

中图分类号: V231

文献标志码: A

Effect of negative clearance on dynamic characteristics of high-speed high-temperature thin-walled cylindrical roller bearings

MAO Yu-ze, WANG Li-qin, GU Le

(School of Mechatronics Engineering,

Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: A equivalent radial preload analytical model was developed by taking negative clearances and elastic deformation of cylindrical roller bearings into account. Loading characteristics and internal hoop stress of rings were calculated by this model. Results showed that negative clearances decreased the maximum contact pressure and cage sliding ratio, but made the fatigue life decline at the same time. So it's necessary to take cage sliding ratio and fatigue life both into account when designing negative clearance roller bearings

Key words: cylindrical roller bearing; negative clearances; elastic deformation; dynamic characteristics; loading distribution; fatigue life

高速旋转的圆柱滚子轴承,常常由于内部拖动力不足导致轴承打滑,为了降低打滑率,有时会采用负径向游隙设计.但是负径向游隙设计并非将轴承初始游隙设计为负值,而是在初始游隙基础上,考虑装配过盈量、温升、旋转离心力的综合作用后,轴承径向游隙会变为负值^[1],即轴承带有等效径向预紧载荷.近年来薄壁轴承应用越来越广泛,而薄壁轴承外圈往往采用间隙配合安装在轴承座内,若薄壁轴承内出现径向负游隙,其内部

的等效径向预紧载荷会使外套圈发生弹性变形,对轴承性能将有较大影响.

近年来国内外大量学者都对球轴承的轴向游隙与轴向预紧进行过研究^[2-3],得到轴向游隙对轴承回转精度及刚度的影响;王硕桂等^[4]研究了装配过盈量对径向游隙的影响;冷钢等^[5]和田毅等^[6]研究了负径向游隙圆柱滚子轴承的寿命及动刚度;王燕霜等^[7-9]研究了负轴向游隙四点接触球轴承的承载特性及刚度.目前对轴承负径向游隙

收稿日期:2015-02-07

基金项目:国家重点基础研究发展计划(2013CB632305);国家自然科学基金(51375108)

作者简介:毛宇泽(1988—),男,河北邯郸人,博士生,主要从事滚动轴承动力学研究.

的研究仅考虑装配过盈、温升及旋转离心力,没有考虑径向负游隙导致套圈的弹性变形。

本文计算了负游隙圆柱滚子轴承的等效径向预紧载荷,研究了薄壁轴承套圈受等效径向预载荷作用的弹性变形规律,并采用拟动力学法分析了负径向游隙对薄壁圆柱滚子轴承承载性能的影响。

1 不考虑套圈弹性变形的负游隙滚子轴承等效径向预载荷计算

高速运转中的滚子轴承,其径向游隙是初始游隙、装配过盈量、温升、旋转离心力的综合作用结果,其中温升和旋转离心力不仅直接影响轴承游隙,而且会改变装配过盈量进而对游隙有间接影响。通常采用的径向游隙计算公式如下^[1]:

$$\delta_w = \delta_w + \Delta\delta_{pd} + \Delta\delta_t + \Delta\delta_f \quad (1)$$

采用该方法求得的径向游隙可能为负值。这种情况下即使不施加工作载荷,轴承内部滚子滚道之间也存在接触变形,也就存在等效径向预紧载荷。

对于圆柱滚子轴承,Hertz与Palmgren先后给出了滚子-外滚道接触处载荷 Q_{bo} 与弹性趋近量 δ_{bo} 以及滚子-内滚道接触处载荷 Q_{bi} 与弹性趋近量 δ_{bi} ,可由下式计算^[10]:

$$\delta_{bi} = 1.36 \frac{\left[\left(\frac{1 - \mu_i^2}{E_i} + \frac{1 - \mu_b^2}{E_b} \right) \cdot Q_{bi} \right]^{0.9}}{l_e^{0.8}} \quad (2)$$

$$\delta_{bo} = 1.36 \frac{\left[\left(\frac{1 - \mu_o^2}{E_o} + \frac{1 - \mu_b^2}{E_b} \right) \cdot Q_{bo} \right]^{0.9}}{l_e^{0.8}} \quad (3)$$

忽略各元件的自重,则施加工作载荷之前,在等效径向预紧载荷作用下,轴承内、外套圈处于同心状态,轴承上各个滚子的受载情况完全相同,如图1所示,滚子受到外圈载荷 Q_{bo} 、内圈载荷 Q_{bi} 及旋转离心力 F_c 的作用。由力的平衡有式(4)及式(5)。

$$Q_{bo} - Q_{bi} - F_c = 0 \quad (4)$$

$$F_c = \frac{1}{2} m d_m \omega_m^2 \quad (5)$$

按照内圈套圈圆心重叠且各个滚子受载情况相同的假设,每一个滚子处,滚子与内、外滚道的弹性趋近量 δ_{bi} 、 δ_{bo} 之和必定恰好抵消式(1)计算所得的负游隙,即

$$\delta_{bi} + \delta_{bo} + \frac{1}{2} \delta_w = 0 \quad (6)$$

联立式(2)~式(5)即可解出由于负游隙产生的轴承等效径向预紧载荷 Q_{bi} 和 Q_{bo} 。

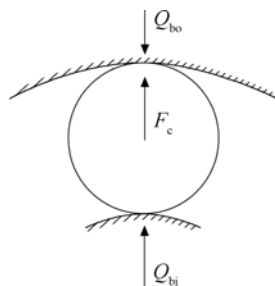


图1 负游隙情况下单个滚子载荷

Fig. 1 Forces on the roller with negative clearances

2 套圈弹性变形对轴承径向游隙的影响分析

通常情况下,轴承外圈会采用过盈配合安装在轴承座内。此时,外套圈在等效径向预紧载荷的作用下会发生弹性变形。图2所示为轴承外圈受到等间距相同大小的载荷 Q 作用的示意图,若外圈-轴承座之间存在间隙,则外圈会向外扩张。

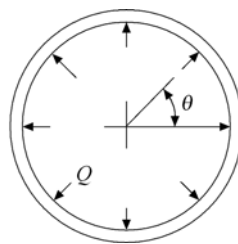


图2 等间距相同大小载荷作用的薄壁圆环

Fig. 2 Equidistant isometric loads on thin-walled ring

将套圈视作均匀薄壁圆环,Young在Timshenko^[11]的弹性理论上计算了薄壁圆环在径向等距相同大小载荷作用下的弹性变形^[12]

$$\Delta R_o = \frac{Q_{bo} R_o^3}{E_o} \left[\frac{A \left(\sin \frac{\theta}{2} - \theta \cdot \cos \frac{\theta}{2} \right)}{4 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right)^2} - \frac{B}{2 \sin \frac{\theta}{2}} + \frac{B^2}{2 \cos \frac{\theta}{2}} \right] \quad (7)$$

$$\Delta R_i = \frac{Q_{bi} R_i^3}{E_i} \left[\frac{A \left(\sin \frac{\theta}{2} - \theta \cdot \cos \frac{\theta}{2} \right)}{4 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right)^2} - \frac{B}{2 \sin \frac{\theta}{2}} + \frac{B^2}{2 \cos \frac{\theta}{2}} \right] \quad (8)$$

式中 A 、 B 均是由套圈结构尺寸及材料特性求得的参数。

当套圈半径发生变化时,轴承实际径向游隙也会随之变化,径向游隙变为

$$\delta_w = \delta_0 + \Delta\delta_{pd} + \Delta\delta_t + \Delta\delta_i + \Delta R_o + \Delta R_i \quad (9)$$

式(7)~式(9)必须和式(2)~式(5)同时成立,这样得到含有 $\delta_w, \Delta R_i, \Delta R_o, Q_{hi}, Q_{bo}, \delta_{hi}, \delta_{bo}$ 这 7 个未知数的 7 个方程,解此微分方程组,即可得到装配过盈量、温升、旋转离心力及套圈弹性变形综合作用的轴承径向游隙和等效径向预紧载荷。

3 套圈弹性变形对轴承寿命的影响分析

按照 Lundberg-Palmgren(L-P)寿命理论,轴承的疲劳失效是由次表层剪应力引起的^[13],轴承的寿命与最大次表层剪应力 $\tau_{\max}$ 的 n 次方成反比,经 Lundberg 与 Palmgren 研究得到 n 的取值范围在 6.9~9.3 之间,目前的多数研究中将 n 取值为 9^[14]。

$$L \propto \frac{1}{\tau_{\max}^n} \quad (10)$$

Poplawski 等^[15]对次表层剪应力的大小做了研究,得到了最大剪应力与表面 Hertz 接触应力 $S_{\max}$ 有如下关系:

$$\tau_{\max} = -0.30028 S_{\max} \quad (11)$$

若轴承套圈受径向预紧载荷发生了弹性变形,将会在套圈内部产生周向应力。根据 Young 的研究,等间距相同大小载荷作用下,薄壁圆环上任意角度 ϕ 处的周向内力可以由式(12)计算^[9]。如果套圈截面积用 S 表示,则套圈内部在滚子-滚道接触位置下方的周向应力可以由式(13)计算

$$Q_h = \frac{Q_{bo} \cos \phi}{2 \sin \frac{\theta}{2}} \quad (12)$$

$$\sigma_1 = \frac{Q_h \cos \frac{\theta}{2}}{2 S \cdot \sin \frac{\theta}{2}} \quad (13)$$

另外,装配过盈的挤压作用也会在套圈内部产生周向应力,可由式(14)计算^[16]。

$$\sigma_2 = \frac{p_i D_{ii}^2}{(D_{io}^2 - D_{ii}^2) \left\{ 1 + \left[\frac{3.146(1 - \nu^2)}{E \left(\frac{D_{io}}{D_b} + 1 \right)} \right] \right\}} \quad (14)$$

因此,套圈弹性变形带来的周向应力由上述两部分组成

$$\sigma_h = \sigma_1 + \sigma_2 \quad (15)$$

根据材料力学,由套圈弹性变形引起周向应

力 σ_h 产生的 $\tau_{\max}$ 增量 $\Delta\tau_{\max}$ 为 $-\frac{1}{2}\sigma_h$ 。

则在考虑弹性变形下的次表层最大剪应力变为

$$\tau'_{\max} = -0.30028 S_{\max} - \frac{1}{2}\sigma_h \quad (16)$$

因此,通过考虑套圈弹性变形产生的周向应力,计算出改变后的剪应力,便可得到修正后的轴承寿命为

$$L' = \left(\frac{\tau_{\max}}{\tau'_{\max}} \right) \cdot L \quad (17)$$

4 实例计算结果

4.1 套圈弹性变形对轴承径向游隙的影响分析

以某圆柱滚子轴承为例,轴承的结构参数、材料参数及实际工作温度如表 1~表 3 所示,工作载荷为 6000 N,外圈转速为 15000 r/min,内圈转速为 5000 r/min,润滑方式为油润滑,工作温度为 200 ℃。

表 1 轴承结构参数(单位:mm)

Table 1 Parameters of bearing (unit:mm)

参数	数值/mm
轴承外径 D_o	164.064
轴承内径 D_i	118.94
轴内径 D_s	84
轴承座外径 D_h	181.8
滚子数量	30
滚子直径 D_w	12
滚子长度 l	14
初始径向游隙 δ_0	0.09
内圈-轴装配过盈量 U_{ih}	0.077
外圈-轴承座装配过盈量 U_{ob}	-0.129

表 2 轴、轴承及轴承座的材料参数

Table 2 Material parameters of shaft, bearing and block

零件名称	弹性模量/GPa	泊松比	密度/(kg/m ³)	热膨胀系数
轴	179	0.281	8240	0.0138
内圈	203	0.28	7850	0.0112
滚子	209	0.3	7860	0.0119
外圈	203	0.28	7850	0.0112
轴承座	179	0.281	8240	0.0138

表3 轴、轴承及轴承座的工作温度

Table 3 Working temperature of shaft, bearing and block

零件名称	工作温度/℃	零件名称	工作温度/℃
轴	230	轴承外圈	218
轴承内圈	220	轴承座	240
滚子	226		

表4中是对该轴承径向游隙及等效径向预紧载荷的计算结果, U_{ib} 和 U_{ob} 分别表示轴承与轴和座孔的装配过盈量. 在不考虑套圈弹性变形的情况下, 仅考虑初始装配过盈量、温升及旋转离心力的作用, 计算得到该轴承工作游隙为 $\delta_w = -0.0122 \text{ mm}$; 考虑外圈弹性变形的影响后, 计算得到该轴承工作游隙 $\delta_w = -0.01003 \text{ mm}$.

表4 轴承径向游隙及等效径向预紧载荷计算结果

Table 4 Results of radial clearance and equivalent radial preload

参数	初始状态	弹性变形	
		不考虑套圈	考虑套圈
δ_w/mm	0.09	-0.0122	-0.01003
U_{ib}/mm	0.077	0.1128	0.1128
U_{ob}/mm	-0.1285	-0.4176	-0.4154
Q_{00}/N	0	1355.4	1086.7

图3所示为轴承节圆直径及初始装配过盈量不变的情况下, 轴承外圈壁厚不同时该轴承的工作时的径向游隙及等效径向预紧载荷, 可以看出, 若不计算套圈弹性变形, 则壁厚对径向游隙及等效径向预紧载荷大小几乎没有影响; 若考虑套圈受等效径向预紧载荷的变形量, 则随着壁厚的减小, 轴承工作时的径向游隙随之出现较大变化, 等效径向预紧载荷大小也发生相应变化.

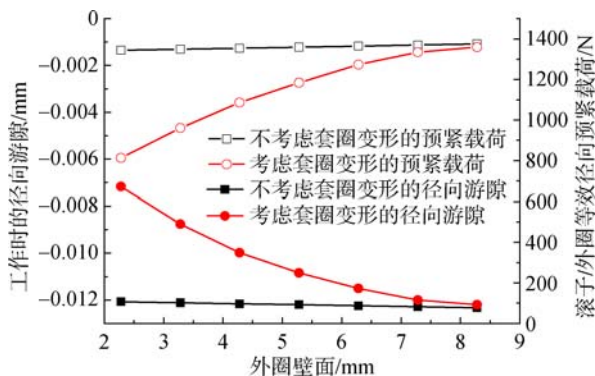


图3 外圈壁厚对径向游隙及等效径向预紧载荷的影响

Fig. 3 Radial clearance and equivalent radial preload with different ring thickness

图4所示为该轴承不同工作温度时的径向游隙, 由于轴承各个零件材料参数不同, 导致温度变化时轴承的径向游隙呈现出非线性变化规律.

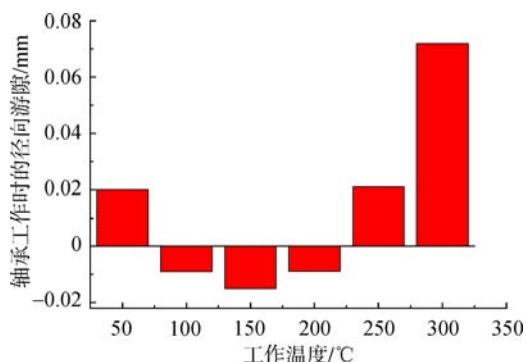


图4 工作温度对径向游隙影响

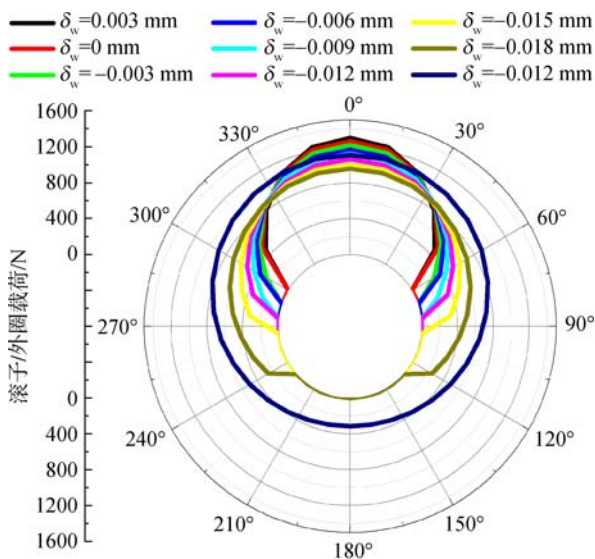
Fig. 4 Effect of working temperature on radial clearance

4.2 负游隙圆柱滚子轴承承载性能分析

采用拟动力学方法, 分析负径向游隙对该滚子轴承的承载性能影响. 图5所示为该轴承径向游隙在 $0.003 \sim -0.021 \text{ mm}$ 之间变化时轴承的载荷分布情况. 由图可以看出, 径向游隙在 $0 \sim 0.018 \text{ mm}$ 之间变化时, 随着径向游隙的减小, 承载区不断扩大, 最大载荷值不断减小, 在径向游隙达到 -0.015 mm 时, 承载区的方位角范围开始大于 180° . 径向游隙达到 -0.021 mm 时, 轴承内所有滚子均承受载荷.

图6所示为不同径向游隙下轴承内部最大接触应力, 当径向游隙达到 -0.018 mm 时, 轴承内部最大接触应力值达到最小值, 此时, 30个滚子中共有21个滚子受载.

图7所示为不同径向游隙时轴承打滑率的变



(a) 滚子/外圈载荷分布

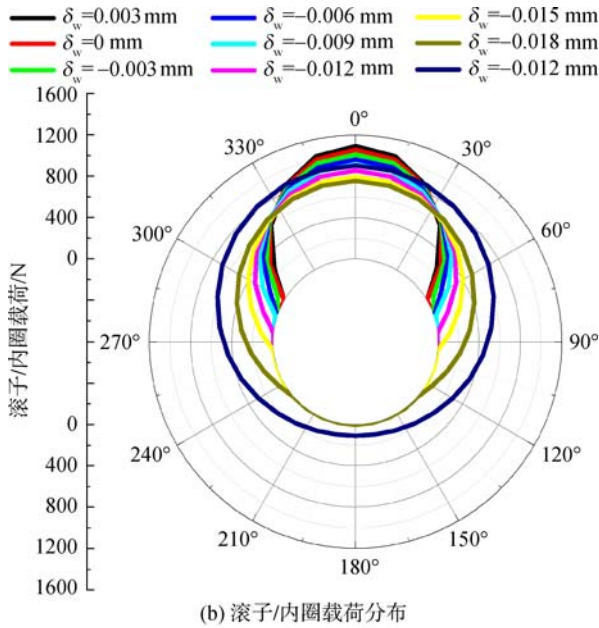


图 5 负径向游隙对轴承内部载荷分布的影响

Fig. 5 Effect of negative radial clearance on load distribution inside the bearing

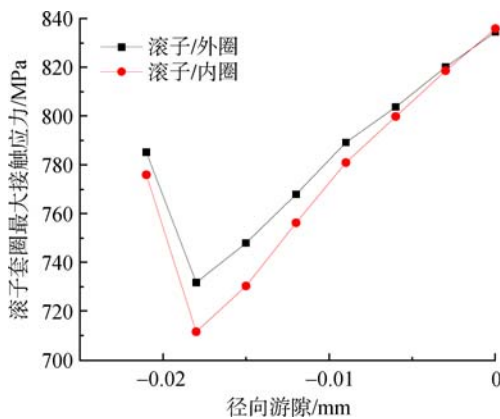


图 6 负径向游隙对轴承内部最大接触应力的影响

Fig. 6 Effect of negative radial clearance on maximum contact stress inside the bearing

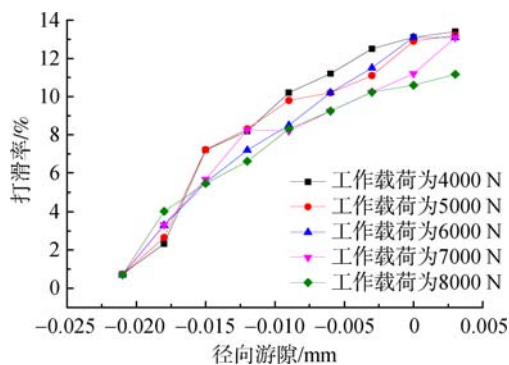
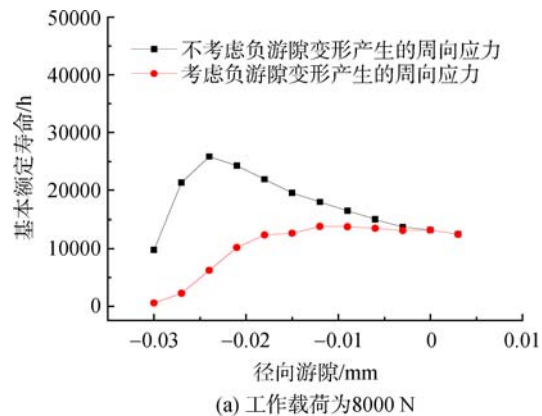


图 7 径向负游隙对轴承打滑率影响

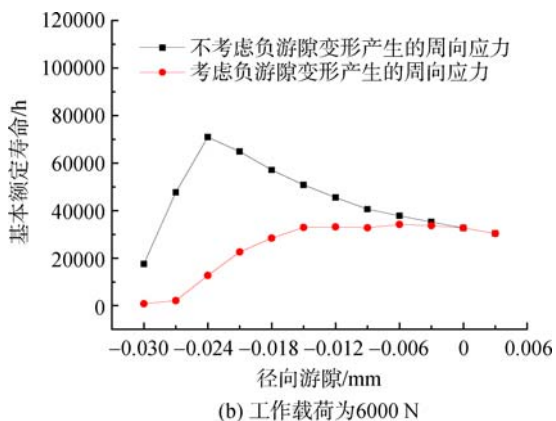
Fig. 7 Effect of negative radial clearance on cage sliding ratio of bearing

化规律, 可以看出随着径向游隙减小, 轴承打滑率下降很快。

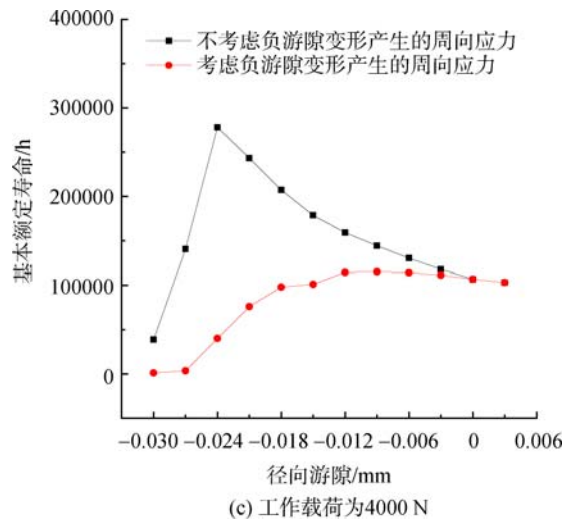
图 8 所示为轴承寿命计算结果, 当不考虑套圈弹性变形产生的内部周向应力时, 由于径向负游隙使得轴承内部载荷分配更加均匀, 因此轴承寿命先有增加; 而考虑套圈弹性变形产生的内部周向应力影响后的修正寿命, 则比修正前减小很多。



(a) 工作载荷为8000 N



(b) 工作载荷为6000 N



(c) 工作载荷为4000 N

图 8 负径向游隙对轴承疲劳寿命影响

Fig. 8 Effect of negative radial clearance on bearing fatigue life

5 结 论

1) 在考虑装配过盈量、旋转离心力及温升影响的轴承游隙计算方法上,加入了轴承套圈弹性变形量的影响,结果表明套圈的弹性变形对负游隙轴承的径向游隙及等效径向预紧载荷有较大影响。

2) 对负游隙圆柱滚子轴承的拟动力学分析结果表明,负径向游隙能够明显降低轴承打滑率,但是如果负游隙过大,产生的套圈周向应力会减少轴承寿命。

3) 需要采用负径向游隙降低滚子轴承打滑率时,应该综合考虑装配过盈量、温升、旋转离心力及套圈弹性变形的影响,以及负游隙对轴承寿命的影响,选择恰当的负径向游隙,使轴承打滑率有效降低,同时使轴承寿命能够满足要求。

参考文献:

- [1] Harris T A. Rolling bearing analysis[M]. New York: John Wiley & Sons Incorporation, 2007.
- [2] Lacalle L N, Lamikiz A. Machine tools for high performance machining[M]. London: Springer, 2005.
- [3] XU Tao, XU Guanghua. A preload analytical method for ball bearings utilising bearing skidding criterion[J]. Tribology International, 2013, 67: 44-50.
- [4] 王硕桂, 夏源明. 过盈配合量和预紧力对高速角接触球轴承刚度的影响[J]. 中国科学技术大学学报, 2006, 36(12): 1314-1320.
WANG Shuogui, XIA Yuanming. Effect of the interference fit and axial preload in the stiffness of the high-speed angular contact ball bearing[J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2006, 36(12): 1314-1320. (in Chinese)
- [5] 冷钢, 王黎钦, 郑德志, 等. 复杂工况下滚子轴承寿命的修正计算方法[J]. 轴承, 2012(12): 1-5.
LENG Gang, WANG Liqin, ZHENG Dezhi, et al. Modified calculation method for life of roller bearings under complex working condition[J]. Bearing, 2012(12): 1-5. (in Chinese)
- [6] 田毅, 张欣. 预载荷空心圆柱滚子轴承的动态刚度分析[J]. 轴承, 2008(5): 27-30.
TIAN Yi, ZHANG Xin. Analysis on dynamic stiffness of preloaded hollow cylindrical roller bearing[J]. Bearing, 2008(5): 27-30. (in Chinese)
- [7] 王燕霜, 袁倩倩. 负游隙对特大型双排四点接触球轴承载荷分布的影响[J]. 机械工程学报, 2012, 48(21): 110-115.
WANG Yanshuang, YUAN Qianqian. Influence of negative clearance on load distributions of large-size double row four-point-contact ball bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(21): 110-115. (in Chinese)
- [8] 徐绍仁, 杨友中, 白宇光, 等. 特大型负游隙四点接触球轴承拟静力学分析[J]. 轴承, 2009(9): 1-3, 7.
XU Shaoren, YANG Youzhong, BAI Yuguang. Quasi-static analysis on large-size four point contact ball bearings with negative axial internal clearance[J]. Bearing, 2009(9): 1-3, 7. (in Chinese)
- [9] 岳纪东, 李文超, 李建华, 等. 负游隙四点接触球轴承的刚度计算[J]. 轴承, 2014(4): 20-22.
YUE Jidong, LI Wenchao, LI Jianhua, et al. Stiffness calculation of four-point contact ball bearings with negative clearance[J]. Bearing, 2014(4): 20-22. (in Chinese)
- [10] 崔立. 航空发动机高速滚动轴承及转子系统的动态性能研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2008.
CUI Li. Research on dynamic performances of high-speed rolling bearing and rotor system of aeroengine[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2008. (in Chinese)
- [11] Timoshenko S, Young D H, Weaver W J. Vibration problems in engineering[J]. Mechanical Engineering, 1990, 47(8): 100-107.
- [12] Young W C. Roark's formulas for stress and strain[M]. 6th ed. Toulouse: Cepadues Editions, 1984.
- [13] Harris T A. Prediction of ball fatigue life in a ball/V-ring test rig[J]. Journal of Tribology, 1997, 119(3): 365-374.
- [14] Oswald F B, Zaretsky E V, Poplawski J V. Interference-fit life factors for ball bearings[J]. Tribology Transactions, 2010, 54(1): 1-20.
- [15] Poplawski J V, Peters S M, Zaretsky E V. Effect of roller profile on cylindrical roller bearing life prediction: Part I comparison of bearing life theories[J]. Tribology Transactions, 2001, 44(3): 339-350.
- [16] Zaretsky E V. STLE life factors for rolling bearings[M]. 2nd ed. Park Ridge: Society of Tribologists and Lubrication Engineers(STLE) Publication, 1999.

(编辑: 王碧琚)