

双层滚动轴承转速分配比

俞成涛 徐龙祥 蒋鹏 金超武 朱益利

(南京航空航天大学机电学院, 南京, 210016)

摘要: 针对双层滚动轴承, 分别采用纯滚动理论和摩擦力矩理论推导出转速分配比的理论计算公式, 并对不同结构和不同润滑方式下的转速分配比进行了试验研究。研究表明: 根据摩擦力矩理论计算得到的转速分配比比根据纯滚动理论计算得到的转速分配比更接近于试验测得的结果。双层滚动轴承的转速分配比与内、外层轴承的节径比有关, 节径比越大, 转速分配比越好。当工作转速为 10 000 r/min 时: 节径比为 0.59 时, 转速分配比为 0.038; 节径比为 0.75 时, 转速分配比可达 0.17。转速分配比还与内、外层轴承的润滑方式和润滑粘度有关, 内、外层轴承都采用油润滑比都采用脂润滑得到的转速分配比更加稳定。

关键词: 滚动轴承; 双层轴承; 转速分配比; 节径比

中图分类号: TH113.2; TH133.33

文献标识码: A

文章编号: 1005-2615(2012)03-0285-05

Speed Distribution Ratio of Double-Decker Rolling-Element Bearings

Yu Chengtao, Xu Longxiang, Jiang Peng, Jin Chaowu, Zhu Yili

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics,
Nanjing, 210016, China)

Abstract: The speed distribution ratio formulas of double-decker ball bearings (DDBB) are respectively derived based on pure rolling theory and friction torque theory. And then the speed distribution ratio for different structures and lubricating methods are experimentally studied. The results show that the ratio calculated using friction torque theory is closer to the experimental results. The speed distribution ratio is mainly determined by the pitch diameter ratio of the inner and outer bearings. Better speed distribution ratio performance can be obtained from bigger pitch diameter ratio. When the rotor rotates at the speed of 10 000 r/min, the speed distribution ratio equals 0.038 for relatively smaller pitch diameter ratio 0.59, while the distribution ratio becomes 0.17 for larger pitch diameter ratio 0.75. The speed distribution is also influenced by lubricating methods and lubricant viscosity. Adopting oil to lubricate both inner and outer bearings is more stably than grease lubrication.

Key words: rolling-element bearings; double-decker ball bearings; rolling speed distribution ratio; pitch diameter ratio

疲劳点蚀和塑性变形通常是轴承失效的主要形式, 随着现代机械科技的发展, 越来越多的轴承需要工作在高转速、高温和高应力的条件下, 使得有必要对轴承结构进行改进。为了解决这一问题, Prashad 提出了一种双层高精度滚动轴承的结构^[1]。但是目前这种双层滚动轴承的精度难以满足高速旋转的要求, 而且制造困难。文献[2]中提出用

两个高精度滚动轴承嵌套组合成为一个双层滚动轴承作为磁悬浮轴承的保护轴承的设计, 结构简单而且制造方便。

双层滚动轴承通过内、外两层滚动轴承将内圈的转速以一定的比例分配到两个轴承上, 这很大程度上提高了整个轴承的极限转速, 使之满足高转速场合的需求。目前双层滚动轴承的研究主要集中在

基金项目: 国家自然科学基金(50975134)资助项目。

收稿日期: 2011-08-31; **修订日期:** 2012-01-09

通讯作者: 徐龙祥, 男, 教授, 博士生导师, 1959 年出生, E-mail: fqp@nuaa.edu.cn。

刚度、阻尼、塑性变形和温升等方面。研究发现,双层滚动轴承相对于普通滚动轴承具有较高的阻尼、较低的应力集中、温升低和寿命长等优点^[3-7]。文献[8]运用拟动力学方法计算了双层滚动轴承的刚度,文献[9]研究了载荷对双层滚动轴承的接触角及变形的影响,而关于双层滚动轴承转速分配比方面的研究只有文献[3]中推导了双层滚动轴承的中圈转速计算公式,并给出了0~2 500 r/min的试验结果,更高转速时的试验数据未见公布。国内关于双层滚动轴承转速分配比的研究未见报道。

1 双层滚动轴承的结构

如图1所示,两个滚动轴承和一个中间层组合成双层滚动轴承。内层轴承的外圈,中间层和外层轴承的内圈三者构成中圈。双层滚动轴承工作时,由于摩擦力作用,内圈会带动中圈沿着同一方向转动,即中圈能够分担一部分转速,相当于提高了整个轴承的极限转速。双层滚动轴承中圈转速 n_z 与内圈转速 n_i 之比为转速分配比 k_s 。

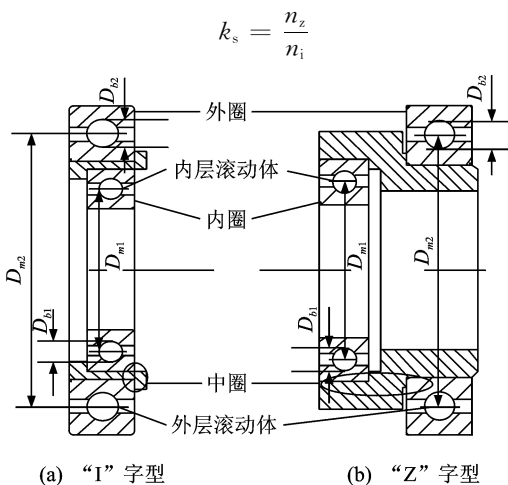


图1 双层滚动轴承的两种结构

双层滚动轴承的最佳转速分配比是中间层的转速恰好能使内、外层轴承达到各自的极限转速,因此,每一组双层滚动轴承的转速分配比并不是越高越好,而是越接近其最佳转速分配比越好。最佳转速分配比由选取的内、外层轴承的极限转速决定

$$k_{sop} = \frac{n_{omax}}{n_{imax} + n_{omax}}$$

式中: k_{sop} 表示双层滚动轴承的最佳转速分配比; n_{imax} 表示内层轴承的极限转速; n_{omax} 表示外层轴承的极限转速。

一般情况下,双层滚动轴承的外层轴承的节径比内层轴承的大,而节径越大的轴承极限转速越低,所以 k_{sop} 一般都小于50%。

图1所示为双层滚动轴承的两种结构,图1(a)为“I”字型结构,图1(b)为“Z”字型结构,其主要不同点是根据所选取的内、外层轴承型号,设计合适的中间层来组合内、外层轴承。

图1中: D_{b1} 、 D_{b2} 分别表示内、外层滚动体直径; D_{m1} 、 D_{m2} 分别表示内、外层轴承节径。其中内、外层轴承的节径之比(D_{m1}/D_{m2})称为节径比(Pitch diameter ratio, PDR)。

通过对两种结构研究发现:与“Z”字型结构相比,“I”字型结构优点是轴向尺寸较小,但其不足之处在于内、外层轴承节径比一般比较小。由本文第2节的分析可知,这种结构很难达到较好的转速分配比。而“Z”字型结构由于内、外层轴承在轴向位置错开,其节径比较大,可以达到较好的转速分配比。

2 双层滚动轴承转速分配比理论推导

2.1 基于纯滚动理论的转速分配比

双层滚动轴承工作时,各部件的转速如图2所示。

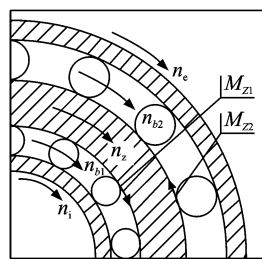


图2 双层滚动轴承各部件转速

图2中: n_i 、 n_z 、 n_e 分别表示双层滚动轴承内圈、中圈和外圈转速; n_{b1} 、 n_{b2} 分别表示内、外层滚动体保持架转速; M_{z1} 、 M_{z2} 分别表示内、外层滚动体对中圈的总摩擦力矩。

一般情况下,轴承外圈是固定在轴承座上,即

$$n_e = 0$$

根据普通滚动轴承滚动体与内、外圈接触点处线速度相等的假设及滚动轴承的运动学关系^[1,10-11],得到内层轴承保持架相对于中圈的转速为

$$n_{z1} = n_{b1} - n_z = \frac{D_{m1} - D_{b1}\cos\alpha_1}{2D_{m1}}(n_i - n_z) \quad (1)$$

外层轴承保持架相对于中圈的转速为

$$n_{z2} = n_{b2} - n_z = -\frac{D_{m2} + D_{b2}\cos\alpha_2}{2D_{m2}}n_z \quad (2)$$

式中: α_1 、 α_2 分别表示内、外层轴承工作时的接触角。

假设内、外层轴承滚动体对中圈的摩擦力与其间的相对速度成正比且比例系数相等,把内外层滚动体与中圈接触处到轴承轴线的距离看作作用力臂,可以得到平衡方程

$$n_{z1}(D_{m1} + D_{b1}\cos\alpha_1) = -n_{z2}(D_{m2} + D_{b2}\cos\alpha_2) \quad (3)$$

结合式(1~3),推导出转速分配比

$$K_s = \frac{D_{m1} - \frac{D_{b1}^2 \cos^2 \alpha_1}{D_{m1}}}{D_{m1} + D_{m2} - \left(\frac{D_{b1}^2 \cos^2 \alpha_1}{D_{m1}} + \frac{D_{b2}^2 \cos^2 \alpha_2}{D_{m2}} \right)} \quad (4)$$

由式(4)得到的转速分配比与内、外层轴承的节径,滚动体的直径和接触角有关。可令

$$\frac{D_{b1}^2 \cos^2 \alpha_1}{D_{m1}^2} = k_1, \quad \frac{D_{b2}^2 \cos^2 \alpha_2}{D_{m2}^2} = k_2 \quad (5)$$

将式(5)代入式(4)可得

$$K_s = \frac{(1 - k_1)D_{m1}}{(1 - k_1)D_{m1} + (1 - k_2)D_{m2}} \quad (6)$$

根据轴承滚动体直径与节径的关系可知: $k_1, k_2 \ll 1$ 。故式(6)可近似为

$$K_s = \frac{D_{m1}}{D_{m1} + D_{m2}} \quad (7)$$

式(7)是基于滚动体在轴承滚道内为纯滚动运行的假设条件下得到的,在实际运行时轴承中还存在多种滑动,而且平衡方程式(3)也是基于多种假设得到的,所以得到的计算值与实际值存在差异,但这种计算方法对研究双层滚动轴承的转速分配提供了一定的参考。

2.2 基于摩擦力矩理论的转速分配比

基于轴承摩擦力矩的测量结果,帕姆格林把普通轴承的摩擦力矩分为与润滑有关的力矩 M_0 和与载荷有关的力矩 M_1 ,然后把两个力矩相加,综合成一个总的摩擦力矩 $M^{[12-13]}$ 。在高速轻载的应用场合, M_0 起主要作用,它主要与轴承类型、润滑剂的粘度和数量、轴承转速有关。当 $\nu n \geq 2000$ 时

$$M_0 = 10^{-7} f_0 (\nu n)^{2/3} D_m^3 \quad (8)$$

式中: f_0 为与轴承类型和润滑有关的系数; n 表示轴承内圈转速; D_m 表示轴承节径; ν 表示轴承在工作温度下润滑剂的运动粘度。

M_1 主要是弹性滞后和接触表面差动滑动的摩擦损耗

$$M_1 = 0.0009 \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^{0.55} P_1 D_m \quad (9)$$

式中: P_0 为轴承当量静载荷; P_1 为确定轴承摩擦力矩的计算负荷; C_0 为轴承的额定静负荷。

内、外层轴承中的 M_1 项的影响可以消去,同时由于内、外层处于相同的工作环境中,可以近似认为他们具有相同的 f_0 和 ν ^[8-9]。

所以双层滚动轴承稳定运转时,内、外层轴承对中圈的作用力矩 M_{z1}, M_{z2} (见图2)应达到平衡

$$10^{-7} f_0 [(n_{i1} - n_z) \nu]^{2/3} D_{m1}^3 = 10^{-7} f_0 (n_z \nu)^{2/3} D_{m2}^3 \quad (10)$$

可得双层滚动轴承的转速分配比为

$$K_s = \frac{n_z}{n_{i1}} = \frac{D_{m1}^{4.5}}{D_{m1}^{4.5} + D_{m2}^{4.5}} \quad (11)$$

上述两种理论得到双层滚动轴承的转速分配比都与内、外层轴承的节径有关。根据上述两种理论分别得到转速分配比与内、外层轴承节径比之间的关系,如图3所示。

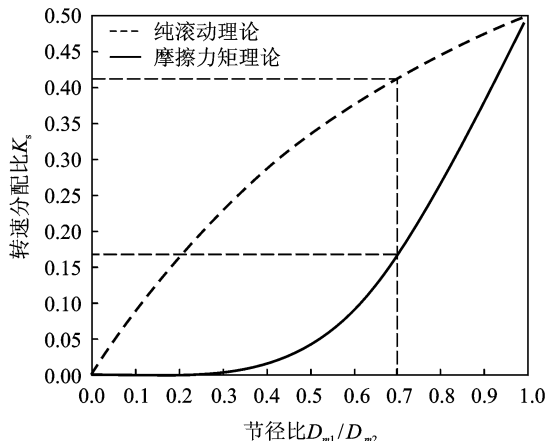


图3 两种理论计算的转速分配比与节径比关系的对比

由图3可得:随着内、外层轴承节径比的降低,纯滚动理论计算的双层滚动轴承的转速分配比下降速度相对缓慢,而根据摩擦力矩理论计算的转速分配比下降速度很快。例如:在内、外层轴承节径比为1时,两种理论计算的转速分配比都为0.5,当节径比为0.7时纯滚动理论转速分配比为0.41,而摩擦力矩理论转速分配比仅为0.17。但是两种理论的计算结果得到一个共同的结论:内、外层轴承的节径比越大,转速分配比越高。

3 双层滚动轴承转速分配比试验

3.1 试验条件

根据理论分析可知,内、外层轴承节径比对转速分配比的影响较大,为此设计如图4所示的试验装置。通过试验测量不同节径比的双层滚动轴承的中圈转速,得到节径比与转速分配比的关系,实物图如图5所示。

试验过程中,3个轴承座分别用来固定高速电机和支承转轴,通过两根芯轴保证整个装置的同轴度,再将整个装置固定在定位基座上。转轴的其中一端用待测的双层滚动轴承作为支承,并使用光纤

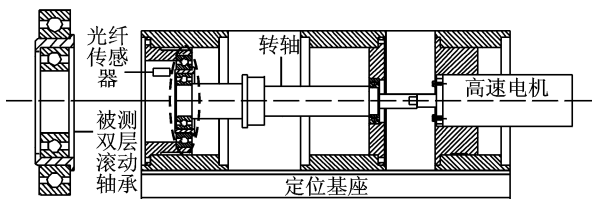


图4 试验装置示意图

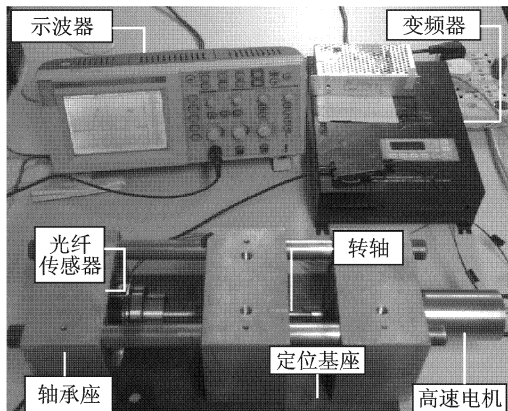


图5 试验装置实物图

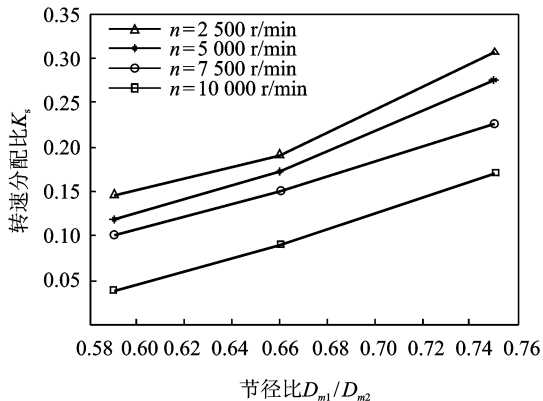


图7 转速分配比与节径比关系

传感器测量中圈的转动频率。

试验中组合双层滚动轴承的单层轴承选用的是哈尔滨轴承(HRB)。为了验证内、外层轴承节径比对转速分配比的影响,选用了多组双层滚动轴承

61905-61907,节径比:0.75;

61905-61908,节径比:0.66;

61905-61909,节径比:0.59。

图6所示为组装好的3组双层滚动轴承,其中61905-61907和61905-61908组合为“Z”字型,61905-61909组合为“I”字型。

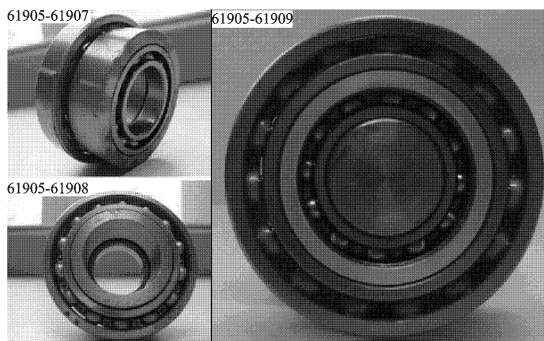


图6 双层滚动轴承实物图

为了减小因装配产生的预紧力对试验造成影响,试验用的几组双层滚动轴承装配全部采用轴承外圈为小间隙配合(H7),轴承内圈为过渡配合(k6)。

3.2 试验结果及分析

3.2.1 节径比对转速分配比的影响

首先分析双层滚动轴承的内、外层轴承节径比对转速分配比的影响,试验以同一种润滑方式(油润滑)为基础,对图6所示的3组双层滚动轴承进行试验研究,结果如图7所示。

由图7可以得到:

(1)节径比越大,转速分配比越高,与理论分析一致。

(2)图3中当节径比为0.59~0.75时,根据纯

滚动理论得到的转速分配比为0.37~0.43,而根据摩擦力矩理论得到的转速分配比为0.09~0.22。将之与图7中各个转速下的转速分配比作对比,可以发现,试验所得结果与根据摩擦力矩理论所得的结果相近,而与纯滚动理论所得结果相差较大。

3.2.2 不同润滑方式对转速分配比的影响

采用61905-61907组合的双层滚动轴承,进行不同润滑条件下的双层轴承的转速分配比试验研究,结果如图8所示。

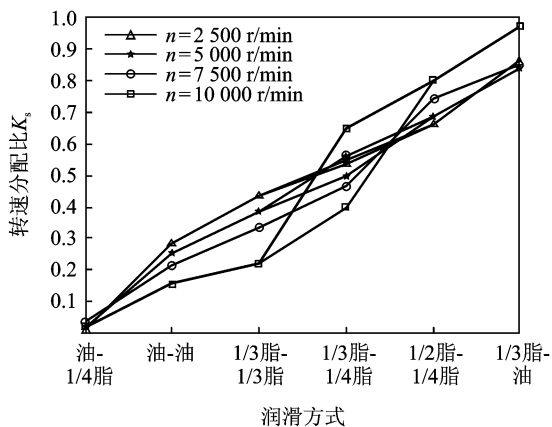


图8 润滑方式对转速分配比的影响

图8中的横坐标表示内、外层轴承的润滑方式,例如:油-油表示内、外层轴承都用油润滑;油-1/4脂表示内层轴承油润滑、外层轴承脂润滑,填脂量约为轴承保持架的1/4;其他类似。

由图8可以发现:

(1)内层较外层轴承填脂量越多,转速分配比越高。并且当润滑方式为内油外脂或内脂外油时,转速分配比会趋向“0”或“1”两个极端。

(2)试验时对内、外层轴承都使用脂润滑方式进行了多次试验,但是每次试验得到的转速分配比结果差距较大。例如,从图8中列出的多次“1/3脂

1/4 脂”试验中的两次结果可以看出,在 $n=10\ 000\ \text{r/min}$ 时,两次得到的结果偏差为 62.5%。

试验结果分析:由于润滑脂的粘度比润滑油的粘度大很多,造成采用油润滑的轴承相对于脂润滑的轴承产生的摩擦力矩小得多,因此内、外层轴承各自润滑脂的填充量直接决定着转速分配比的大小,再次说明了摩擦力矩理论比较适合于双层滚动轴承转速分配比的研究。另外,由于试验过程中不能精确控制润滑脂的填充量,并且轴承运转过程中润滑脂也会有一定量的损耗以及发热使润滑脂粘度下降,导致即使是相同的填充量,每次试验所得的结果也不尽相同,而且有时候结果偏差较大,如图 8 中两次“1/3 脂-1/4 脂”的试验结果。

对 61905-61907 组合进行了 5 次油润滑的试验研究,结果如图 9 所示。

由图 9 可以看出:当内、外层轴承都采用油润滑时,同一转速下得到的多次试验结果基本保持不变,最大偏差不超过 10%,即所得转速分配比比较稳定。这是因为润滑油的粘度比较小,所以即使内、外层轴承填充的润滑油量有所差别,对结果的影响也不是很大。

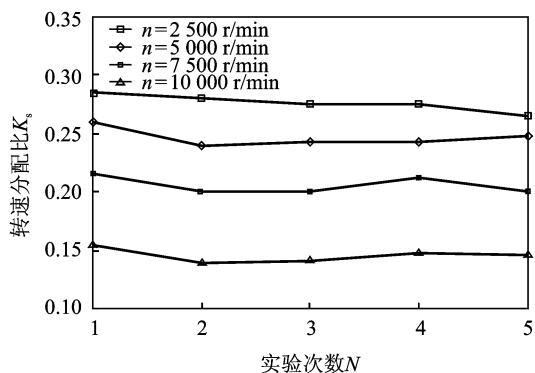


图 9 油润滑方式对转速分配比的影响

4 结 论

通过上述理论和试验研究可以得出双层滚动轴承转速分配比的一般性结论,为设计新型双层滚动轴承以达到较好的转速分配比奠定了基础。主要结论如下:

(1) 根据摩擦力矩理论比纯滚动理论计算得到的结果与试验结果更接近。

(2) 相同条件下,内、外层轴承节径越接近,转速分配比越好。

(3) 润滑方式对双层滚动轴承的转速分配比的影响主要表现在润滑剂的粘度方面,采用油润滑比脂润滑的转速分配比更加稳定。

(4) 从试验中可以发现,双层滚动轴承的转速

分配比除了跟上述因素有关外,还和轴承的工作转速和载荷有关,这一点笔者在后续的工作中将继续研究。

参考文献:

- [1] Prashad H. A new generation double decker high precision rolling element bearing-concept, development and investigations[J]. Tribology Transactions, 2001,44(2):203-208.
- [2] 徐龙祥. 用于磁悬浮轴承系统的向心保护轴承[P]. 南京:CN101187405,2008-05-28.
Xu Longxiang. A radial auxiliary bearing of magnetic bearing systems [P]. Nanjing, CN101187405, 2008-05-28.
- [3] Prashad H. A new generation rolling-element bearing—An investigation [J]. J Inst Eng India Mech Eng Div, 2004,85(1):26-33.
- [4] Prashad H. A theoretical approach to evaluating the performance characteristic of double-decker high-precision bearings [J]. Tribotest, 2004,10(3):251-263.
- [5] 席颖佳,李瑜萍. 新一代双层高精密滚动轴承[J]. 轴承,2002(7):43-45.
Xi Yingjia, Li Yuping. A new generation double-decker high-precision rolling element bearing [J]. Bearing, 2002(7):43-45.
- [6] Prashad H. Relative comparison of stiffness and damping properties of double-decker high precision and conventional rolling-element bearing [J]. Trib Int, 2002,35(4):265-269.
- [7] Prashad H. An analysis of axial deflection of double-decker high-precision bearings vis-à-vis conventional ball bearings [J]. Lubrication Science, 2006,18(2):119-128.
- [8] Zhu Yili, Xu Longxiang. The radial stiffness and application of double-decker ball bearing [J]. Key Engineering Materials, 2011(450):353-356.
- [9] 朱益利,徐龙祥. 双层滚珠轴承力学特性分析[J]. 航空动力学报,2011,26(8):1914-1920.
Zhu Yili, Xu Longxiang. Mechanical research of double-decker ball bearing [J]. Journal of Aerospace Power, 2011,26(8):1914-1920.
- [10] 万长森. 滚动轴承的分析方法 [M]. 北京:机械工业出版社,1985:272-280.
- [11] 冈本纯三. 球轴承的设计计算 [M]. 黄志强,译. 北京:机械工业出版社,2003:171-179.
- [12] 刘泽九,贺士荃,刘晖. 滚动轴承应用 [M]. 北京:机械工业出版社,2007:650-654.
- [13] 张葵,李建华. 球轴承摩擦力矩的分析计算 [J]. 轴承, 2001(1):8-11.
Zhang Kui, Li Jianhua. Analyzing and calculating of friction moment for the balling bearings [J]. bearing, 2001(1):8-11.