

第三代轮毂轴承游隙的分析与检测

黄德杰, 陈松海, 靳 阳, 郭 权
(浙江万向精工有限公司, 浙江 杭州 311215)

摘要: 为解决第三代轮毂轴承负游隙难以直接获取的问题, 将第三代轮毂轴承游隙的间接测量方法与角接触球轴承轴向载荷-位移关系相结合, 开展了轮毂轴承游隙与预紧力的分析, 建立了卸载力与预紧力之间的关系, 提出了装配件和装车件状态下轮毂轴承游隙的计算方法; 在利用加载机构模拟锁紧力的基础上, 设计了一种能应用于三代驱动和非驱动轮毂轴承的游隙检测方法以获取轮毂轴承游隙。研究表明, 第三代轮毂轴承的卸载力与预紧力之间存在线性关系, 不同初始游隙的轴承在相同锁紧力矩下导致的轴向位移趋于一致。

关键词: 第三代轮毂轴承; 轴承游隙检测; 卸载力; 预紧力

中图分类号: TH133.3; **文献标志码:** A

文章编号: 1001-4551(2012)10-1167-04

Clearance analysis and detection of third generation wheel hub bearing

HUANG De-jie, CHEN Song-hai, JIN Yang, GUO Quan
(Zhejiang Wanxiang Precision Industry Co., Ltd., Hangzhou 311215, China)

Abstract: In order to solve the problem that it is difficult to obtain the negative clearance of third generation wheel hub bearing directly, combined with the clearance indirect measurement method of third generation wheel hub bearing and axial load and displacement's relation of angle contact bearing, the clearance and preload of wheel hub bearing was analyzed, relationship of unload force and preload was set up, clearance calculation method of wheel hub bearing under assembly part and entrusting part state was put forward. Based on using loading instrument to simulate locking force, the clearance measurement method of driving wheel and dead wheel of the third generation was designed to gain clearance of wheel hub bearing. The study result shows that, there is a kind of certain linear relationship between unload force and preload, different initial clearance bearings under the same locking force leads the same axial displacement.

Key words: third generation wheel hub bearing; clearance detection of bearing; unload force; preload

0 引 言

随着汽车制造业的快速发展, 第三代轮毂轴承单元逐渐取代第一代和第二代而成为汽车上的承载和传动件。第三代轮毂轴承单元与第一、二代的一个重要区别在于装配件普遍采用了预紧而形成负游隙, 该游隙的合理性直接影响到轮毂轴承的工作寿命。当负游隙不够时, 轮毂轴承在受载状态下容易松旷而形成振动; 当负游隙过量时, 会造成滚道的接触应力过大而产生早期疲劳, 两种状态对轴承的寿命均不利。目前, 角接触球轴承的接触变形及游隙理论研究比较成熟, 在滚动轴承应用手册等著作中都有论述^[1-2], 该

理论为研究轮毂轴承这种非标准轴承的游隙奠定了基础。同时在工程应用研究方面, 上海汽车的刘佳^[3]通过试验研究了二代轮毂轴承游隙对其寿命和摩擦力矩的影响, 发现预紧力在 2 000 N 左右时轴承的寿命较好, 该结论与日本著名轴承公司 NSK 及 NTN 的研究结论基本一致^[4]。比亚迪汽车的殷杰^[5]通过试验, 研究了三代轮毂轴承游隙的影响因素。

在已有的研究资料中, 缺乏对三代轮毂轴承游隙直接获取途径的研究。本研究在角接触球轴承预载荷-位移理论的基础上, 分析轮毂轴承的游隙及预紧力, 以获取卸载力与预紧力的关系, 并利用加载机构模拟锁紧力, 设计一种通用的游隙检测方法。

1 第三代轮毂轴承游隙的间接测量

第三代轮毂轴承单元为双列角接触球轴承,外圈与悬架连接,法兰盘与制动盘及轮毂连接,分别对应于内侧(列)轴承和外侧(列)轴承,第三代驱动轮轮毂轴承单元装车状态下的示意图如图1所示。目前,学术界对第三代轮毂轴承单元普遍采用检测其卸载力的方式来间接反映负游隙。

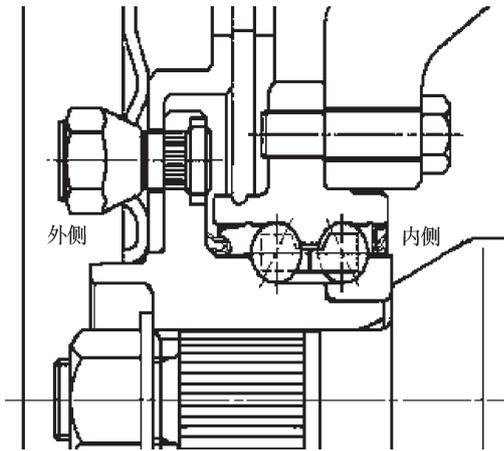


图1 第三代驱动轮轮毂轴承单元(装车状态)

检测原理为:对装配件在外圈上逐渐施加一个轴向压力,在该力的作用下,内侧钢球原始受压状态下的弹性变形逐渐减小,在施加压力的同时,拨模不断去拨内侧钢球,当拨模在一定的扭矩下刚好能够拨动钢球时,认为内侧钢球处于预紧与松弛的临界状态,此时记录下的轴向压力为内侧钢球的卸载力,也即为装配件的卸载力。而对实际应用的轮毂轴承单元而言,获取到轴承装车状态下的游隙或预紧力,其意义更大。

2 第三代轮毂轴承负游隙的计算

为了验证设计游隙(卸载力)的合理性,本研究在已测量的实际卸载力的基础上对轮毂轴承的负游隙及预紧力进行理论分析和计算。

2.1 单列角接触球轴承载荷-位移关系

在施加轴向载荷 F_a 的情形下,角接触球轴承的位移和角度变化特征如图2所示。该状态下,内圈与外圈的相对位置将发生变化,产生的相对轴向位移为 δ_a ,接触角也将发生变化,由原始接触角 α_0 变为 α 。

轮毂轴承在自身的预紧力 F_a 的作用下,满足如下方程^[6]:

$$\delta_a = \frac{BD \sin(\alpha - \alpha_0)}{\cos \alpha} \quad (1)$$

$$\frac{F_a}{zK_n(BD)^{1.5}} = \sin \alpha \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{1.5} \quad (2)$$

式中: z —钢球颗数; K_n —载荷-位移常数,根据赫兹接

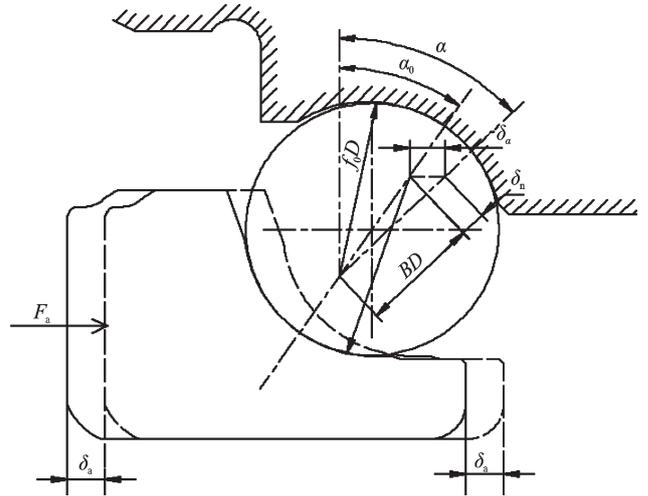


图2 轴向载荷作用下位移和角度变化

触变形关系推导而获取^[7]; B —总曲率, $B=f_i+f_o-1$; f_i, f_o —内、外圈沟曲率系数; D —钢球直径。

2.2 轮毂轴承游隙分析计算

对轮毂轴承而言,无论是装配件状态还是装车状态,两侧钢球受到相同预紧力作用形成负游隙,本研究设内列轴承在预紧力 F_a 作用下产生的轴向位移为 δ_{ai} ,外列轴承在预紧力 F_a 作用下产生的轴向位移为 δ_{ao} ,可知:

$$\delta_{ai} = \delta_{ao} = \delta_a \quad (3)$$

轮毂轴承的游隙可表示为:

$$\delta = \delta_{ai} + \delta_{ao} = 2\delta_a \quad (4)$$

由于是负游隙,书面上采用 $-\delta$ 来表示。

本研究采用当前检测设备对轮毂轴承的卸载力进行检测后,把卸载力 F_y 作为一个已知量来处理。内列钢球被卸载后,被认为处于零游隙状态,接触角由 α 还原为 α_0 ,内侧内圈相对外圈的轴向位移 δ_{ai} 也被消除,内侧弹性变形得到回复,由此卸载而产生的弹性变形被完全施加于外列轴承上,外列钢球的弹性变形将加剧,外侧内圈相对外圈的总轴向位移为:

$$\delta'_{ao} = 2\delta_a \quad (5)$$

在该状态下,外列钢球受到的预紧力 F'_a 与卸载力 F_y 满足轴向平衡关系: $F'_a = F_y$ 。另外,外侧钢球的接触角 α 将变大为 α' ,对于外列轴承的新接触角 α' 和新的轴向位移 δ'_{ao} 的计算方程如下:

$$\frac{F_y}{zK_n(BD)^{1.5}} = \sin \alpha' \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha'} - 1 \right)^{1.5} \quad (6)$$

$$\delta'_{ao} = \frac{BD \sin(\alpha' - \alpha_0)}{\cos \alpha'} \quad (7)$$

结合方程(1~2, 5~7),可以求解出 $\alpha', \delta'_{ao}, \delta_a, \alpha, F_a$,从而根据卸载力可获得轮毂轴承的游隙。

2.3 三代轮毂轴承游隙算例

型号 H-301 轮毂轴承为第三代驱动轮轮毂轴承

单元,非卷边、属非卡环、非预置螺母结构,通过花键螺母进行锁紧装车(如图1所示),应用于轿车的驱动轮上,从发动机的动力传输至轴承上而驱动轿车行驶,其结构参数如表1所示。

表1 H-301轮毂轴承结构参数

设计参数	数值
节圆直径 d_m /mm	57.5
钢球直径 D /mm	11.112 5
原始接触角 α_o /($^\circ$)	35
单列钢球颗数 z	14
内圈曲率系数 f_i	0.518 7
外圈曲率系数 f_o	0.526 4

本研究对轮毂轴承采用设计值为 $300 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的锁紧力矩锁紧 M16 螺母,在装配线上进行卸载力的检测,检测的结果为 $10\ 300 \text{ N}$ 。

非线性方程(1,6)需要利用 Newton-Raphson 方法进行反复地迭代才能解出^[8],人工计算工作量大,可采用 Matlab 7.1 的计算程序进行求解,式(1,6)的计算程序分别为^[9]:

$$\alpha = \text{solve}(B \cdot D \cdot \sin(\alpha - \alpha_o) / \cos(\alpha) - \delta_a)$$

$$\alpha' = \text{solve}(\sin(\alpha) \cdot (\cos(\alpha_o) / \cos(\alpha) - 1) \cdot 1.5 - F_y / (z \cdot K_n \cdot (B \cdot D) \cdot 1.5))$$

计算结果如下:

游隙 $\delta = 0.037\ 2 \text{ mm}$ (取负);

新接触角 $\alpha = 36.704^\circ$;

预紧力 $F_a = 3\ 414 \text{ N}$ 。

3 装配件与装车件游隙的关系分析

本研究设原始驱动轮轮毂轴承装配件根据检测卸载力而获取的游隙为 δ_o ,被锁紧后轮毂轴承的装车件根据检测卸载力而获取的游隙为 δ_1 ,则由于锁紧导致的轴向位移 $\Delta\delta$ 为:

$$\Delta\delta = \delta_1 - \delta_o \quad (8)$$

本研究选择 H-301 型 4 套轮毂轴承进行 M16 螺栓 $300 \text{ N} \cdot \text{m}$ 锁紧前、后卸载力的检测,检测结果如表 2 所示。

表2 H-301锁紧前、后卸载力检测结果

样品	锁紧前/N	锁紧后/N
1#	1 500	10 300
2#	1 700	11 500
3#	2 050	12 600
4#	3 700	17 100

由此,本研究可根据检测结果,并利用前文的计算方法,对轮毂轴承的游隙、预紧力及锁紧导致的轴向位移进行计算,所得到的结果如表 3 所示。

表3 轮毂轴承锁紧位移计算结果(游隙取负)

样品	装车件游隙/mm	装车件预紧力/N	锁紧位移/mm
1#	0.037 2	341 4	0.026 2
2#	0.039 8	379 1	0.028
3#	0.042 1	414 4	0.028 7
4#	0.050 6	623 1	0.031

通过对该轮毂轴承锁紧前、后游隙计算,研究者能够发现螺母锁紧所产生的轴向位移均值为 $0.028\ 5 \text{ mm}$,由此根据被检测出的卸载力,能够预估出被锁紧后的装车件游隙。本研究通过计算发现,卸载力与预紧力之间有一定的线性关系,卸载力约为预紧力的 2.7~3 倍,不仅针对 H-301,在其他轮毂轴承上的计算分析也表现出这种关系。

4 游隙检测方法的探索

当前第三代轮毂轴承单元的装配线对驱动轮轮毂轴承仅能进行装配件的游隙间接测量,本研究在此基础上提出一种设计方法来模拟轮毂轴承在锁紧状态下的轴向力,从而使得装配线不仅能够进行装配件的卸载力测量,也能模拟装车件的卸载力测量,进而可以反推出轮毂轴承的负游隙及预紧力。

4.1 螺栓锁紧力的计算

第三代驱动轮轮毂轴承单元一般是通过螺母锁紧来达到预紧的效果,当锁紧螺母的扭矩为 M (单位: $\text{N} \cdot \text{m}$)时,在螺母贴合的面上会产生一个轴向锁紧力 F_o ,由于轮毂轴承的特殊性,该力并非直接作用于轮毂轴承的钢球上,而是被分配成 3 部分:法兰盘台阶面的推力、法兰盘与小内圈配合处的静摩擦力、钢球上的接触压力,其中接触压力就是轮毂轴承的预紧力 F_a ,可参考图 1 进行理解。锁紧力 F_o 的计算方法如下^[10]:

$$F_o = \frac{M}{Kd} \quad (9)$$

式中: K —扭矩系数, d —螺纹公称直径。

扭矩系数 K 采用如下公式来确定:

$$K = \frac{d_2}{2d} \tan(\varphi + \rho_v) + \frac{f_v(D_w^3 - d_o^3)}{3d(D_w^2 - d_o^2)} \quad (10)$$

式中: d_2 —螺纹中径, φ —螺纹升角, ρ_v —螺纹当量摩擦角, f_v —螺纹当量摩擦系数。

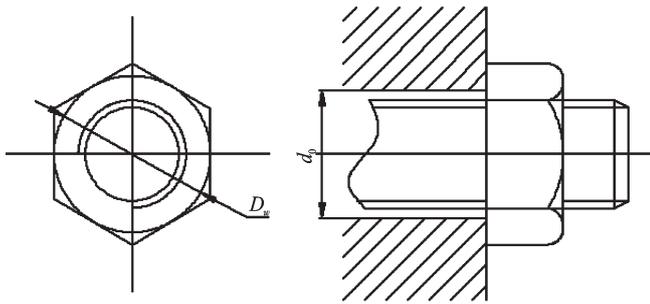
D_w 与 d_o 的取值如图 3 所示。

于是,研究者根据对螺栓的拧紧力矩能够推算出轴向锁紧力。

4.2 第三代驱动轮轮毂轴承游隙检测方法

第三代驱动轮轮毂轴承游隙测量是在充分考虑测量三代轮毂轴承单元游隙通用性的基础上提出的。

测量过程:轮毂轴承法兰盘与底座配合,在小

图3 参数 D_w 与 d_w 的取值示意图

内圈端面用内圈加载头施加与螺母拧紧相当的锁紧力,然后对外圈端面用加载头施加卸载力,当所施加的力刚好使得拨模在一定的扭矩下能拨动内侧钢球,记录下此时卸载力,即为装车件的卸载力,接下来可以通过程序设计计算出轮毂轴承游隙和预紧力。对于非驱动轮轮毂轴承,由于存在事先的预紧,游隙检测时,小内圈处不施加载荷。

5 结束语

本研究在当前检测条件下,研究获取了轮毂轴承卸载力与预紧力之间存在的线性关系,探索了一种通用性的三代轮毂轴承单元游隙间接检测方法。该计算和检测方法也能应用于一、二代轮毂轴承装车状态下负游隙的分析、计算和检测,能够对游隙的设计给

出合理的评价,进而优化轮毂轴承的设计,具有较大的实际意义和应用价值。

参考文献(References):

- [1] 刘泽九. 滚动轴承应用手册[M]. 北京:机械工业出版社, 2007.
- [2] STRIBECK R. Ball bearing for various loads[J]. *Transactions of the ASME*, 1907(29):420-463.
- [3] 刘 佳. 轿车二代轮毂轴承游隙与预紧力分析[J]. 上海汽车, 2010(3):44-47.
- [4] SUZUKI Y, TAKAGI S. Hub Bearings. CAT. NO. 4601/E [EB/OL]. [2006-08-03]. <http://www.ntn.co.jp/english/products/pdf/hub/pdf/HubBearing.pdf>.
- [5] 殷 杰. 第3代轮毂轴承单元轴向游隙影响因素的正交试验[J]. 轴承, 2011(7):23-24.
- [6] HARRIS T A, KOTZALAS M N. 滚动轴承分析:第1卷[M]. 罗继伟,译. 北京:机械工业出版社, 2011.
- [7] 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, 2003:44-45.
- [8] 吕同富,康兆敏. 数值计算方法[M]. 北京:清华大学出版社, 2008.
- [9] 张德丰. MATLAB数值分析与计算[M]. 北京:国防工业出版社, 2007.
- [10] 吕 伟. 摩擦系数与螺栓拧紧力矩系数关系的探讨[J]. 沈阳航空工业学院学报, 1998, 15(4):29-33.

[编辑:张 翔]

(上接第1145页)

参考文献(References):

- [1] 赵俊明,邹建伟,李宇峰,等. 空冷汽轮机末级680mm叶片的开发[J]. 汽轮机技术, 2007, 49(5):5-10.
- [2] 李维特,黄保海. 汽轮机变工况热力计算[M]. 北京:中国电力出版社, 2001.
- [3] 蔡颐年. 蒸汽轮机[M]. 2版. 西安:西安交通大学出版社, 2006.
- [4] 樊庆林. 空冷汽轮机低压排汽面积选择和变工况特性分析[J]. 热力透平, 2007, 36(1):49-52, 70.
- [5] 李宇峰,黄 钢,赵俊明. 空冷汽轮机低压末级系列长叶片的研制[J]. 热力透平, 2007, 36(1):45-48.
- [6] 吴其林,钟刚云. 空冷汽轮机末级叶片的三维流场分析[J]. 东方电气评论, 2005, 19(2):75-79.
- [7] 吴其林,潘 成. 空冷汽轮机末级长叶片设计特点[J]. 热力透平, 2007, 36(2):89-91, 100.
- [8] 周 英,周代伟. 600 MW等级二缸空冷汽轮机长叶片开发[J]. 热力透平, 2007, 36(1):41-44.
- [9] 王福军. 计算流体力学分析[M]. 北京:清华大学出版社, 2006.
- [10] KAECHEL E T, HAUFF C, ASCHENBRENNER T. Discussion of Several Numerical Approaches for the Stator-Rotor Interaction [C]//Proceedings of the 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery System. Charlotte, North Carolina, U S A: [s.n.], 2000.
- [11] 王乃宁,张志刚. 汽轮机热力设计[M]. 北京:水利电力出版社, 1987.
- [12] 隋永枫. 高转速大容量工业汽轮机叶片流固耦合分析及叶片开发平台建设[R]. 西安交通大学博士后出站报告, 2010.
- [13] 蒙春林,丁星华,沈卫军. 模块化非标准工业汽轮机热力设计软件开发[J]. 机电工程, 2008, 25(6):71-74.
- [14] 毛汉忠,周一飞. 中小型热电联产汽轮机的优化设计[J]. 机电工程, 2006, 23(11):8-13.
- [15] 隋永枫,孙义冈. 不调频叶片设计改型研究[J]. 热力透平, 2010, 39(1):19-21, 50.
- [16] 丁 晨,隋永枫,辛小鹏,等. 高背压大流量空冷汽轮机低压级组叶片设计及优化[J]. 热力透平, 2012, 41(1):31-34.
- [17] 隋永枫,丁旭东,陈金铨,等. 变转速工业汽轮机的低压末级叶片:中国, CN201934148U[P]. 2011-01-10.

[编辑:张 翔]