

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.04.002

基于有限元法的推力圆锥滚子轴承动态接触分析*

魏延刚, 宋宇谟, 刘彦奎
(大连交通大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116028)

摘要:为了用推力圆锥滚子轴承代替推力圆柱滚子轴承,并应用于盾构机主轴承,根据接触力学理论,用有限元方法对应用于盾构机主轴承的推力圆锥滚子轴承进行了静态和动态接触分析,分析了套圈和滚动体的接触力、接触应力、速度和摩擦损耗等。针对轴承的特点和应用工况,重点研究了滚子和动圈的速度、接触力和接触应力,滚子和套圈挡边之间存在的滑动摩擦。研究结果表明:滚子与套圈接触应力在滚子两端存在由“边缘效应”引起应力集中;轴承的摩擦损耗主要来自于滚子和套圈挡边之间存在的滑动摩擦,并计算出了相应的摩擦损耗量;为推力圆锥滚子轴承应用于盾构机主轴承提供了研究基础和参考。

关键词:推力圆锥滚子轴承;动态分析;接触应力;摩擦损耗;有限元法

中图分类号:TH133.33

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2019)04-0352-05

Dynamic contact analysis of thrust tapered roller bearing based on finite element method

WEI Yan-gang, SONG Yu-mer, LIU Yan-kui

(School of Mechanical Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China)

Abstract: In order to replace thrust cylindrical roller bearings with thrust tapered roller bearings in shields, the static and dynamic contact analysis of thrust tapered roller bearing used in shields were done based on finite element method, according to contact mechanics theory. The contact force, contact stress, speed and friction loss etc. were analyzed. According to the characteristic of the bearing and the working condition, the research was focused on the velocities of the roller and the moving ring, the contact forces and the contact stresses between the roller and the moving ring and the sliding friction between the roller endface and the ring ribs. The results show that the stress concentrations caused by contact edge-effect between roller and ring exist at the roller ends, and that the sliding friction loss is mostly from the sliding between roller endface and ring ribs and the friction loss capacity factor is calculated with FEA. The presented paper offers a research base and a reference for thrust tapered roller bearings to use in shields.

Key words: thrust tapered roller bearings; dynamic analysis; contact stress; friction loss; finite element method

0 引 言

与推力圆柱滚子轴承类似,推力圆锥滚子轴承主要应用于一些比较特殊的机械中和特殊的工况下,如汽车转向节主销、起重机吊钩、石油钻机转环、轧机压下机构等,另外还有低速旋转的重载立柱,以及推力圆柱滚子轴承不能满足要求的其他重型机械中。

关于推力圆锥滚子轴承的研究论文在国内期刊中并不多见。2000年闻传涛等^[1]对大型推力圆锥滚子轴承滚道及挡边尺寸的确定进行了研究,介绍了用计算法和绘图法确定滚道、挡边尺寸的方法及步骤;2004年,陈武亮^[2-3]介绍了一种获得国家实用新型专利授权的新型推力圆锥滚子轴承,该轴承在保持架和圆锥滚子大端之间设置两个钢球,用钢球分别与圆锥滚子大

收稿日期:2018-10-17

基金项目:辽宁省教育厅科学研究资助项目(JDL2016015)

作者简介:魏延刚(1961-),男,辽宁大连人,教授,硕士生导师,主要从事机械传动及机械产品数字化设计方面的研究。E-mail: ygwang78@126.com

端和保持架的接触代替圆锥滚子大端与轴承套圈挡边之间的直接接触,从而避免圆锥滚子大端与轴承套圈挡边之间的摩擦,大大降低推力圆锥滚子轴承的摩擦损耗;2004年,王玉敏等^[4]对推力圆锥滚子轴承挡边强度计算进行了研究,建立了此类轴承挡边强度计算公式;2006年,黄龙发等^[5]对承受重载的推力圆锥滚子轴承的结构进行了改进研究,通过对圆锥滚子两端的直角采用圆弧来过渡,以减小接触应力,轴承套圈采用圆弧沟道代替直沟道,以减小接触应力;2009年,张闾等^[6]对轧机压下机构用满装推力圆锥滚子轴承的设计进行了研究,根据该轴承的结构形式及工况特点,计算了该类轴承的关键结构参数,优化了设计主参数,举例给出了轴承的优化设计结果;受魏延刚的深穴空心圆柱滚子轴承的启发^[7],2014年,张杰等^[8]对一种深穴空心推力圆锥滚子轴承进行了设计和研究,研究了空心度、深穴深度和深穴直径对深穴空心滚子接触应力的影响规律。

目前,应于盾构机主轴承中的推力滚子轴承都采用圆柱滚子。推力圆柱滚子轴承由于不满足纯滚动条件,滚子母线与套圈接触面之间不可避免地产生滑动摩擦。正常设计的推力圆锥滚子轴承,其几何条件满足纯滚动条件,理论上滚子与套圈之间的相对运动是纯滚动,然而在轴承转动过程中,几何条件使作用于圆锥滚子上的轴承轴向力会产生一个沿滚子轴线方向推动滚子的作用力,不可避免地使圆锥滚子大端与套圈挡边存在接触,从而产生滑动摩擦。设计合理、规格相同(套圈基本尺寸相同、圆锥滚子大端直径与圆滚子直径相同)和工况相同时,推力圆锥滚子轴承圆锥滚子大端与套圈挡边之间的滑动摩擦损耗和推力圆柱滚子轴承滚子母线与套圈接触面之间的滑动摩擦损耗哪个更大有待研究。推力圆锥滚子轴承滑动摩擦损耗与滚子和套圈之间的接触状态密切相关,有必要深入研究推力圆锥滚子轴承的滚子与套圈之间的动态接触情况,从而为推力圆柱滚子轴承与推力圆锥滚子轴承的对比研究提供一定的研究基础和参考。

由于推力圆锥滚子轴承的动态接触过程比较复杂,传统的计算方法和手段难以进行,且推力圆锥滚子轴承动态接触分析的研究论文在国内尚未见发表,本文将采用有限元法对推力圆锥滚子轴承的动态接触分析问题进行研究。

1 推力圆锥滚子轴承有限元分析模型

本文所研究的推力圆锥滚子轴承的主要参数为:

滚子数目为64,滚子大端直径90 mm,长度90 mm,圆锥半角为 2.207° ;

轴承节圆直径2 245 mm;

套圈的外径为1 185 mm,内径为1 060 mm;

轴承节圆处的厚度为27.5 mm。

另外,套圈外侧有挡边,挡边高度为5 mm,滚动体置于保持架之中。

对此轴承的动态接触分析可取一个滚子与两套圈的一部分接触进行研究,模型如图1所示。

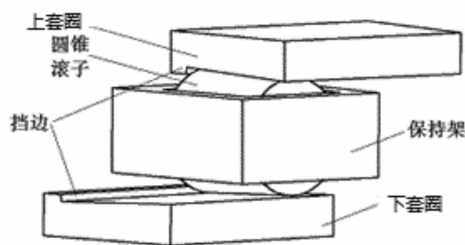


图1 推力圆锥滚子轴承有限元分析简化模型

将模型简化为上下两个扇夹角为 6° 的套圈与滚子接触运动。有限元分析时,滚子与上下两个套圈和保持架之间都定义接触,滑动摩擦系数取0.1,将下套圈固定,上套圈和保持架释放绕轴承轴线的转动自由度,上套圈还释放轴承轴向自由度,滚子不加约束。先向上套圈施加250 000 N轴承轴向载荷,然后将上套圈绕轴承轴线转动 10° 。在此过程中求出上套圈和滚动体的速度、接触力、接触应力和滚子与套圈之间的摩擦损耗等。

轴承的套圈及滚子材料采用标准轴承钢,杨氏模量取207 GPa,密度 $7\,806\text{ kg/m}^3$,泊松比0.3。

2 接触力与接触应力的分析结果

滚子与上套圈之间的接触力在轴向方向的变化曲线如图2所示。

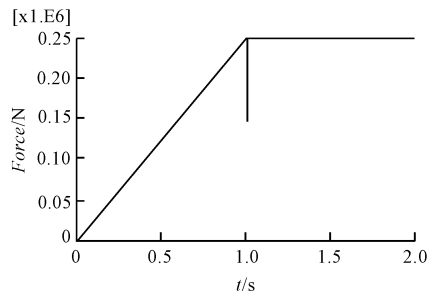


图2 滚子与上套圈之间的接触力变化曲线

横坐标—加载时间;纵坐标—滚子和套圈之间接触力,N

图2中,时间0-1区域表示:由0到1时间段,在

上套圈上线性施加轴向载荷 250 000 N;

时间 1-2 区域表示:由 1 到 2 时间段,将上套圈以 0.2 rad/s 角速度转动 10°。

由图 2 可知:在第一步分析中,时间 0-1 区域,接触力线性增加,在 1 时刻的滚子母线与套圈接触区域的接触力为 247 260 N,相对误差为 $\eta = 1.096\%$;在第二步分析中,时间 1-2 区域,初始瞬间接触力发生明显的变化,随后的时间发生很细微的变化。

滚子大端面与挡边之间的接触力变化曲线如图 3 所示。

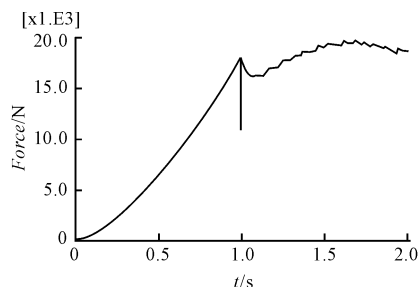


图 3 滚子大端面与挡边之间的接触力变化曲线

由图 3 可知:

在时间 0-1 区域,滚子大端面挡边之间的接触力随着轴承轴向力的线性增加也在近似于线性增加,在 1 时刻的接触力为 18 259.1 N;在时间 1-2 区域,初始瞬间接触力发生明显的变化,随着上套圈的转动,滚子大端面与挡边之间的接触力非线性的较缓慢的增加,直到 1.3 时刻以后,接触力逐渐稳定在一定范围,约为 19 000 N 左右(理论 19 254 N,相对误差 1.37%),使得滚子达到相对受力平衡状态。

由于滚子为弹性体,随着上套圈的转动,滚子在滚动时不但发生轴向振动,同时也不断发生径向的振动,造成滚子大端面与挡边的接触力发生波动。

滚子圆锥面与套圈之间的接触应力的应力高应力区发生在滚子与上下套圈接触区域。加载完全后的最大的接触应力位于滚子接触区域大端边缘,数值为 2 250 MPa,同一接触带上滚子小端的接触应力大小为 2 247.8 MPa。在动力分析步中,由于滚子在上套圈的带动下滚动,滚子与套圈的接触面在不断的变化,加之弹性变形的影响使得最大接触应力的大小也随着上套圈的旋转,而在一定的范围内发生变化。最大的接触应力点的位置一直处于滚子与上下套圈的接触区域的大端边缘。

圆锥滚子与上套圈接触表面沿滚子母线方向各节点的接触应力变化曲线如图 4 所示。

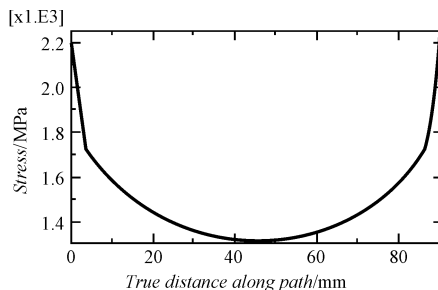


图 4 沿圆锥滚子母线由小端至大端接触应力变化曲线

由图 4 可知:

因为“边缘效应”现象的影响,滚子接触面两端的接触应力比中间的要大,变化急剧,最大接触应力为 2 250.31 MPa,在滚子接触面中间阶段的接触应力相对较小,其数值为 1 309.08 MPa,最大接触应力约为最小的 1.72 倍。

1.8 时刻上套圈挡边与圆锥滚子大端面的接触应力云图如图 5 所示。

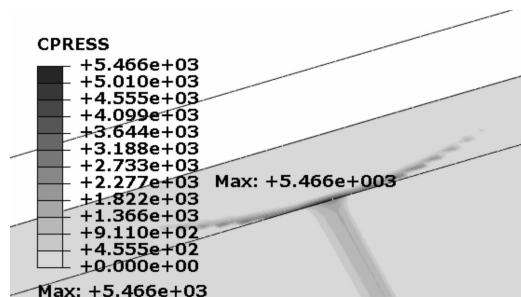


图 5 下套圈挡边的接触应力云图

由图 5 可知:

高应力区与滚子大端边缘对应,应力分布规律同圆锥滚子大端面对应,在挡边上呈月牙状分布,最大接触应力位于挡边与套圈滚道表面的交线上,大小为 5 466 MPa。

3 关键点速度分析

未加载时推力圆锥滚子轴承的剖面图如图 6 所示。

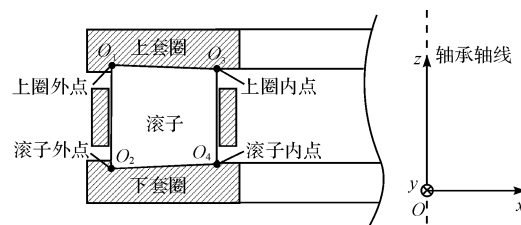


图 6 推力圆锥滚子的关键节点的位置

图 6 中,关键点的位置已标记。为描述方便,笔者将上圈内点定义为上套圈和滚子接触母线靠近轴承轴

线一侧的接触点,将上圈外点定义为上套圈和滚子接触母线远离轴承轴线一侧的接触点;

滚子内点为滚子和下套圈接触母线靠近轴承轴线一侧的接触点,滚子外点为滚子和下套圈接触母线远离轴承轴线一侧的接触点。

因为有限元仿真结果给出的是各关键点在全局坐标下的各速度分量,而且全局坐标是固定的,为了方便描述,有必要对固定坐标系和与各关键点相联的动坐标系进行定义。

若定义固定坐标系为 $OXYZ$, X 轴为轴承的径向, Y 轴为轴承的圆周方向, Z 轴为轴承的轴向,坐标原点 O 点在轴承的轴承线上,且固定坐标系建立在转动尚未开始时的推力圆锥滚子轴承的剖面图中, Y 轴垂直于图面;与上圈外点 O_1 点相联的动坐标系为 $O_1X_1Y_1Z_1$, 原点为 O_1 点;与上圈内点 O_3 相联的动坐标系为 $O_3X_3Y_3Z_3$, 原点为 O_3 点;与滚子外点 O_2 点相联的动坐标系为 $O_2X_2Y_2Z_2$, 原点为 O_2 点;与滚子内点 O_4 点相联的动坐标系为 $O_4X_4Y_4Z_4$, 原点为 O_4 点。

则可定义 Z_1 轴、 Z_2 轴、 Z_3 轴、 Z_4 轴与 Z 轴平行; X_1 轴、 X_2 轴、 X_3 轴、 X_4 轴与 X 轴的夹角为上圈转动角, Y_1 轴、 Y_2 轴、 Y_3 轴、 Y_4 轴与 Y 轴的夹角为上圈转动角。

在动力分析步中,在 250 000 N 轴向载荷下,将上套圈转动 10° 时。转动开始后,上圈内点和上圈外点将绕轴承的轴线做圆周运动;而滚子内点和滚子外点一方面绕轴承的轴线做圆周运动(公转),另一方面绕自身的轴线做圆周运动(自转),与推力圆柱滚子轴承不同的是圆锥滚子内点、外点并不会绕垂直于滚子轴线并过滚子中间接触点的轴线旋转,这是因为圆锥滚子轴承的设计符合纯滚动的几何条件。

本文通过有限元仿真得到了上圈外点、上圈内点、滚子内点和滚子外点的速度 3 个方向的分速度曲线。

为了节省篇幅,在此仅给出滚子外点的 3 个方向的速度曲线图,如图 7 所示。

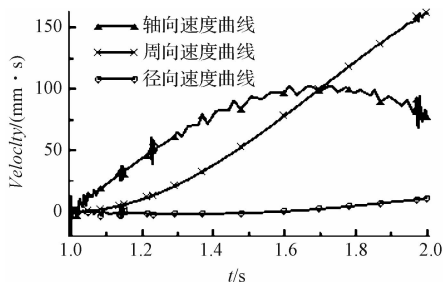


图7 滚子外点在 3 个方向的分速度曲线

由图 7 可知:

该点在轴向、周向和径向速度三个方向的速度矢量和等于滚子自转的速度与滚子绕轴承轴线公转速度矢量和。该点在周向和径向速度曲线光滑,说明该点在周向和径向速度波动很小;而在轴向方向的速度曲线具有许多微小的齿状,说明该点在轴向方向的速度出现较大的波动,波动范围约在 -9 到 8 mm/s 内。

滚子外点和滚子内点速度变化趋势一样,3 个方向的速度矢量和等于滚子自转的速度与滚子绕轴承轴线公转速度矢量和。滚子内外点在各个方向上的速度比值为滚子大小端面的直径比,也是两节点距轴承轴线的距离比,其比值 1.08,完全符合纯滚动条件。由此可以说明,滚子与上下套圈之间没有相对滑动。

4 摩擦损耗分析

通过上面关键节点速度的分析,可以得知推力圆锥滚子轴承主要损耗量来自滚子和套圈挡边之间的滑动摩擦。所用的有限元软件应用接触力学的基本原理,根据滚子与套圈挡边之间的接触应力及垂直于接触应力的摩擦应力之间的关系,将摩擦应力和相应的位移在接触面上积分求得摩擦力所产生的功,即摩擦损耗量。

由有限元分析软件直接得到的推力圆锥滚子轴承摩擦损耗量曲线如图 8 所示。

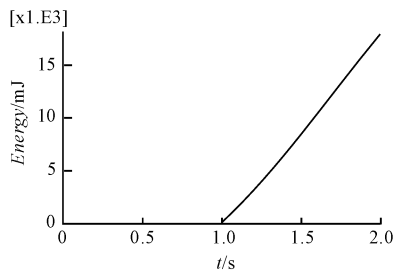


图8 推力圆锥滚子轴承摩擦损耗量曲线

横坐标—时间;纵坐标—滚子与套圈挡边间的摩擦损耗量, mJ

由图 8 可知:

在 0 至 1 时间段施加轴向载荷 250 000 N 过程中,没有任何摩擦损耗,在上套圈旋转 10° 过程中,曲线初始的斜率在逐渐增加,在旋转 3° 以后(1.3 时刻后),曲线斜率开始保持不变,这是由于滚子在转动时,滚子逐渐沿轴承的径向移动,在旋转 3° 以后,才接触稳定;

1.3 时刻的摩擦损耗量为 4 897 mJ;2 时刻的摩擦损耗量 18 106.4 mJ。摩擦损耗曲线在时间 1.3 以后的斜率为 $P_2 = \Delta W_2 / \Delta t = 21\ 690\ \text{mJ} (\Delta t = 0.609\ \text{s})$ 左右,即为平均摩擦损耗能量,也可视为摩擦损耗功率。

推力圆锥滚子轴承的摩擦损耗等于单个滚子与套圈挡边之间摩擦损耗乘以滚子数 64,所以动圈旋转 10° 角推力圆柱滚子轴承的摩擦损耗量约等于 1.16 kJ,摩擦损耗功率约等于 1.39 kJ/s。

5 结束语

本文采用有限元法对推力圆锥滚子轴承的动态接触分析进行了研究。分析结果表明:推力圆锥滚子轴承在轴向载荷作用下,滚子与套圈接触应力在滚子的两端存在由“边缘效应”引起应力集中;在转动过程中,滚子和套圈挡边之间存在滑动摩擦,该轴承的滑动摩擦损耗主要来自于滚子和套圈挡边之间的滑动摩擦。在本文的研究条件下,滚子与套圈接触应力在滚子两端由“边缘效应”引起应力集中的最大理论应力集中系数约为 1.72;单个滚子与套圈之间的摩擦损耗功率约为 21.69 J/s;轴承的摩擦损耗功率约为 1.39 kJ/s。

本文的研究结果不仅可为推力圆锥滚子轴承应用于盾构机主轴承,或应用于类似于盾构机主轴承的重载推力轴承提供研究基础和参考,而且还可为推力圆柱滚子轴承与推力圆锥滚子轴承接触动力学性能的对

比研究提供参考。

如何降低滚子与套圈接触应力在滚子两端的“边缘效应”引起的应力集中,避免轴承过大应力产生的表面屈服,提高推力圆锥滚子轴承的接触动力学性能,以及推力圆柱滚子轴承与推力圆锥滚子轴承的接触动力学性能的对比研究将另文介绍。

参考文献 (References):

- [1] 闻传涛,杨涌泉,拾益跃. 大型推力圆锥滚子轴承滚道及挡边尺寸的确定[J]. 轴承,2000,5(5):11-13.
- [2] 陈朔东,陈武亮. 新型推力滚子轴承的强度计算[J]. 机械工程师,2003,1(1):51-52.
- [3] 陈武亮. 新型推力滚子轴承的强度计算[J]. 机械工程师,2004,6(6):45-47.
- [4] 王玉敏,王振英,刘丽红,等. 推力滚子轴承挡边强度计算[J]. 哈尔滨轴承,2004,12(4):15-17.
- [5] 黄龙发,许正功,韩志刚. 圆锥滚子推力轴承结构改进设计及有限元分析[J]. 机械,2006,12(12):58-61,64.
- [6] 张 阆,李雪飞,周铭丽. 轧机压下机构用满装推力圆锥滚子轴承的设计[J]. 轴承,2009,9(9):15-16.
- [7] 魏延刚. 新型滚动体轴承—深穴空心圆柱滚子轴承承载性能的理论研究[J]. 机械工程学报,2005,2(2):107-111.
- [8] 张 杰,梁 政,韩传军,等. 深穴空心推力圆锥滚子轴承的设计及接触分析[J]. 华中科技大学学报,2014,6(6):28-32.

[编辑:张 豪]

本文引用格式:

魏延刚,宋宇漠,刘彦奎. 基于有限元法的推力圆锥滚子轴承动态接触分析[J]. 机电工程,2019,36(4):352-356.

WEI Yan-gang, SONG Yu-mer, LIU Yan-kui. Dynamic contact analysis of thrust tapered roller bearing based on finite element method[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2019,36(4):352-356.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>