

文章编号:1005-0523(2014)01-0089-05

基于 ABAQUS 反旋对接弹性滚子的动力学分析

卢黎明, 秦豫江, 蔡颖

(华东交通大学机电工程学院, 江西 南昌 330013)

摘要:借助弹簧结构参数以及结构设计创新,提出了一种替代单向螺旋弹性滚子的新型反旋对接弹性滚子。通过 ABAQUS 建立了普通圆柱滚子、单向螺旋弹性滚子及反旋对接弹性滚子的有限元分析模型,对比分析了它们的质心轴向位移及反旋对接弹性滚子对接面的应力分布情况。研究表明这种新型反旋对接弹性滚子能继承单向螺旋弹性滚子的主要优点,且能避免单旋向螺旋弹性滚子在运动中的轴向偏移及因此与内外圈挡边接触产生较大的磨损。

关键词:反旋对接弹性滚子; ABAQUS; 动力学

中图分类号:TH132

文献标志码:A

本着高寿命、低摩阻的设计理念,摩擦学设计在轴承的发展过程中发挥了重要的作用^[1],然而在承受重载冲击载荷的实际情况下,这些轴承产品在实际使用中表现得并不令人满意,据中国铁科院的调查报告显示,中国铁路机车车辆轴承产生的故障类型主要有滚道表面剥落、挡边与滚子端面的擦伤以及内外圈滚道点蚀、磨损和裂纹等^[2],显然,在原有设计的基础上进行精细设计,对上述缺陷的改善难有大的提高,为此,我们提出并进行了一种新型轴承—滚滑轴承的研究设计,得出了其一些变化规律,为滚滑轴承滚子的选型和结构设计提供了相关依据。

以滚滑轴承的滚子为研究对象,在分析了螺旋弹性滚子的运动性能的基础上,提出一种新型反旋对接弹性滚子(anti-spin thread connection elastic roller, ASTCER),运用 ABAQUS 有限元分析软件,探讨了反旋对接弹性滚子的运动性能和反旋对接弹性滚子向前向后滚动时的承载性能(左右旋螺旋滚子结合面的应力)。

1 滚滑轴承及反旋对接弹性滚子的设计原理

1.1 滚滑轴承的结构设计原理

滚滑轴承主要由外圈、滑块、螺旋弹性滚子和内圈组成^[3],结构如图1所示。螺旋弹性滚子具有径向弹性,在转动过程中能保证其与内外圈始终良好接触。滑块与内外圈有微小间隙,在滚子推力、摩擦力及套圈的摩擦力作用下,油液经滑块油孔槽及螺旋弹性滚子作用滑块与内外圈之间易形成楔形间隙。滚滑轴承采用循环油润滑,外部供油均匀分布于外圈滚道。由于滑块与内外圈之间的油膜层具有弹性,滑块通过油液与内外圈接触面积大、作用应力小,因此能较好地支撑起重载循环冲击下的轴,使轴颈运转良好^[4-6]。

实验发现,使用实心圆柱滚子的滚滑轴承表现出了比圆柱滚子轴承更为优良的运动承载特性。然而,不足是该型滚滑轴承在循环载荷冲击作用下,滚子与滑块的协调性较差,导致轴承套圈仍有较严重的疲劳磨损。为此,采用空心圆柱滚子和螺旋弹性滚子进行替代,进行了承载和振动性能的研究,认为螺旋弹性滚子更优^[5]。其表面即使不做“凸型”^[7-8]处理也只会产生较小的接触应力。但螺旋弹性滚子不可避免的具

收稿日期:2013-10-21

基金项目:国家自然科学基金项目(51065009);江西省自然科学基金项目(2010GZC0032)

作者简介:卢黎明(1963—),男,教授,研究方向为轴承摩擦学。

有跑偏性,使滚子端面与内外圈挡边之间产生持续增加的轴向作用力、较大的摩擦热和接触表面的磨损。因此,对螺旋弹性滚子进行改进,提出了一种反旋对接弹性滚子。但这种新型滚子的性能,特别是其运动和承载性能如何?有待理论和试验上进一步研究,以便确定滚子的结构和参数。

1.2 反旋对接弹性滚子的设计原理

反旋对接弹性滚子的结构为两端螺旋方向相反的空心圆柱滚子,中部有一处两螺旋槽交叉点,形如由左旋弹性空心滚子和右旋弹性空心滚子对接而成,如图1所示。前期通过ABAQUS有限元软件对螺旋弹性圆柱滚子进行过的应力仿真研究可知:螺旋弹性圆柱滚子与套圈之间的接触应力和等效应力随相邻螺旋圈之间间隙的增大而增大,随节距的减小而减小,因此,反旋对接弹性滚子两端的螺旋圈之间的间隙应尽可能小、节距应尽可能小。螺旋线的横截面为矩形,另外,通过前期有限元分析也可知:尽管螺旋弹性圆柱滚子不会象实心圆柱滚子和空心圆柱滚子那样,在端部出现较大的应力集中,但每圈端部会出现一定大小的应力集中,且其大小随相邻螺旋圈之间间隙的减小而逐渐减弱,因而,螺旋线的边缘应有一定的圆角。反旋对接弹性滚子的材料采用钢材牌号50CrNiA,滚子空心度宜为50%左右。

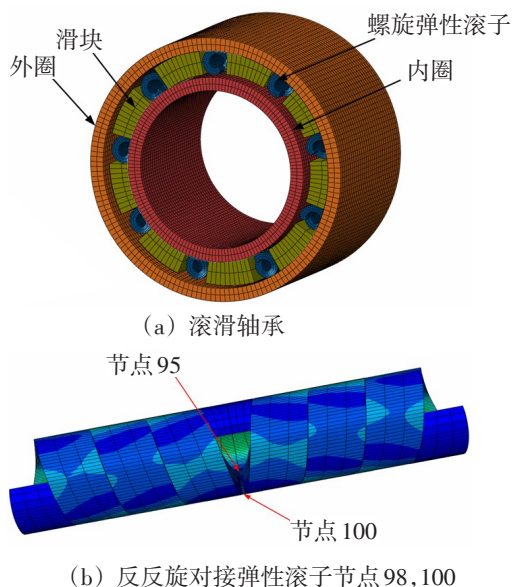


图1 滚滑轴承结构及反旋对接弹性滚子所取两节点示意图

Fig.1 Sketch of rolling-sliding compound bearings structure and two nodes of anti-spin thread connection elastic roller

2 滚子的有限元分析模型及运动承载性能分析

ABAQUS是一套被广泛认为是功能最强的有限元软件,除了能解决结构(应力/位移)问题,还可以模拟工程领域的其他许多问题,例如热传导、质量扩散、热电耦合分析、振动与声学分析以及流固耦合分析等。其主要优点是:前处理方便、单元库丰富、求解器高效。对于复杂问题可通过求解器的不同组合进行模拟,对于高度非线性问题,用户只需提供仿真所需的几何形状、材料属性、边界条件、网格形态及载荷工况等数据即可。不但可以做单一零件的力学和多物理场分析,也可做系统级的分析和研究。其主要优点是:前处理方便、单元库丰富、求解器高效。

2.1 有限元分析模型

参照现行铁路列车轴承的型号尺寸及弹簧加工工艺的要求,初步给出螺旋弹性滚子的基本尺寸如表1所示^[9-10]。

结合弹簧加工工艺的要求,使得螺旋弹性滚子的旋绕比为3、空心度为50%。该滚子因是配合滚滑轴承使用,针对该轴承的前期仿真分析可知:当假定列车轴重为30 t时,则单个滚子最多需要承受约为68 840 N的载荷,本文取滚子最大需承受75 000 N的载荷进行分析。

运用ABAQUS分别对普通圆柱滚子、螺旋弹性滚子(左、右旋向)、对接双向螺旋弹性滚子在上下板中的运动情况进行分析(下板沿 x 轴正向移动,视图为从 $-x$ 方向到 $+x$ 方向,定义对接双向螺旋弹性滚子的左

表1 螺旋弹性滚子的基本尺寸

Tab.1 The basic size of spiral elastic roller

名称	数据
滚子直径 D/mm	25
滚子内径 d/mm	12.5
滚子长度 l/mm	120
滚子节距 h/mm	15.1

旋部分在左边放置为LR形式,右旋部分在左侧放置称为RL形式,下同),LR和RL两种形式旨在区分轴承正转和反转两种情况。滚子直径为25 mm,弹性模量为207 GPa,泊松比为0.3;两板与滚子的接触面始终保持平行。为了节省机时,两板定义为刚体,对滚子接面以及端部做了适当简化,并分割出足够数量和大小均匀的网格,指定单元类型为C3D8I^[11-14]。有限元模型如图2所示。

2.1.1 接触对的建立

接触对的建立与参数的设定在接触分析中十分重要,考虑到刚性体与弹性体接触的情况,本文使用ABAQUS/Explicit的General Contact算法,由于螺旋弹性滚子在滚动过程中各螺旋圈之间可能会相互接触碰撞,对此需在接触定义中特别设置。

2.1.2 载荷及边界条件的施加

将上下两板分别与各自的参考点定义为刚体约束,在step-1分析步中,上板除 y 方向上的自由度外,其余全部限制;下板则完全固定,并对上板参考点平稳施加沿 $-y$ 方向的75 000 N的载荷,直到载荷全部施加完全,持续时间0.1 s;在step-2分析步中,上板的边界条件不变,下板平稳施加沿 x 方向的速度(为了减少仿真时间,在此列车按200 km·h⁻¹运行进行分析),持续时间0.2 s。

2.2 滚子轴向位移结果分析

各滚子质心沿 x 方向运动1 000 mm(约0.180 7 s)时相应轴向位移的变化,可以看出反旋对接弹性滚子(RL及LR两种形式)比普通圆柱滚子轴向偏移量稍大,但都十分微小。右旋螺旋弹性滚子的轴向运动方向可采用右手判断,即四指弯曲的方向为滚子绕自身轴心运动的回转方向,大拇指的指向即为滚子的轴向运动方向,左旋螺旋弹性滚子可相应通过左手判断得出结论,由图3可看出右旋螺旋弹性滚子产生的轴向位移量较大,每1 000 mm产生了大约偏移0.75 mm。由此可见,在滚子质心轴向位移方面,反旋对接弹性滚子比单向螺旋弹性滚子要稳定得多,质心轴向位移几乎为零。

由图2可以看出,在滚子与两板接触运动过程中,中间结合面基本不发生移动,LR形式的反旋对接弹性滚子的各螺旋圈逐渐向外产生微小的轴向拉伸,而RL形式的反旋对接弹性滚子的各螺旋圈则逐渐向内聚拢,都不会对滚子的外表面与滚道的接触状态产生太大的影响。该情况与图3的反旋对接弹性滚子的运动状态吻合,质心轴向不偏移,反旋对接弹性滚子在运动过程中只是左右两端会产生轴向伸缩,但伸缩量非常小。

2.3 反旋对接弹性滚子对接面的应力分析

反旋对接弹性滚子由于形如左旋弹性空心滚子和右旋弹性空心滚子对接而成的对接结构,决定了左右不同旋向的滚子在沿同一方向滚动时,必将在对接面上产生垂直该面的拉力或压力,该力必将对结合部分的应力分布产生重要影响。

由图4可知,RL形式对接面所受力最大为8 867 N,LR形式对接面所受最大力为4 406 N,两者数值相差较大,其原因可能是:RL形式各螺旋圈向内挤压,使各螺旋圈径向刚度增加,而LR形式各螺旋圈向外伸长,使各螺旋圈径向刚度减小,然而结合部分的刚度基本不受影响,所以RL各螺旋圈部分承受径向力的总和较LR大,导致各螺旋圈作相应轴向移动的轴向力较大。

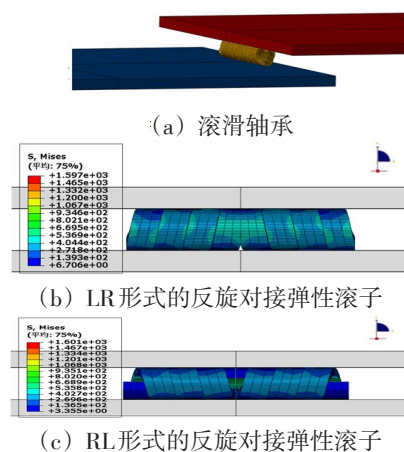


图2 各滚子与板接触的有限元模型和LR,RL形式滚子的运动状态

Fig.2 Finite element model for contact of rollers and motion state of LR and RL type

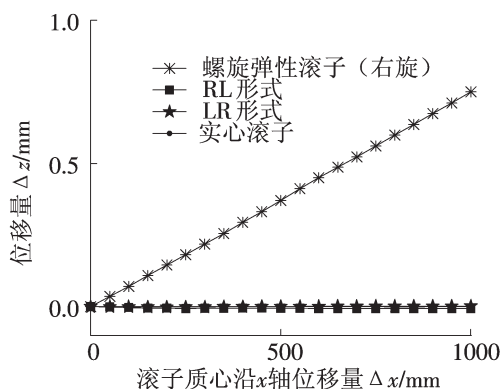


图3 各滚子质心位移

Fig.3 The location of each roller's displacement

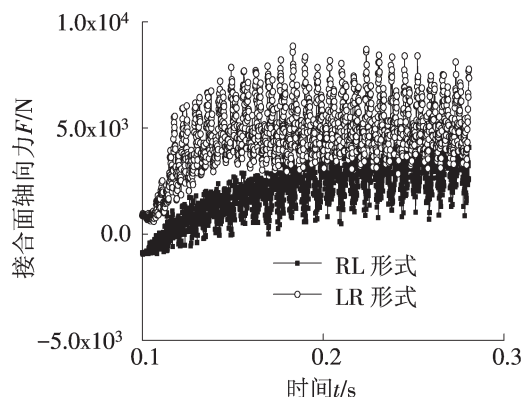


图4 两种形式的滚子左旋部分对接面的力-时间曲线

Fig.4 The mechanical condition of welded face in RL and LR

选取的是左右旋结合面(滚子中间)处,同一径向由近(节点98)到远(节点100)的两点,如图5所示。可以看出滚子动态接触过程当中,节点98在RL形式下产生的最大Von Mises应力 σ_{VM} 为774 MPa,在LR形式下产生的最大Von Mises应力 σ_{VM} 为782 MPa。RL形式下的该节点等效应力迅速上升至最大值附近,并在较宽范围数值内震荡;而LR形式下的该节点等效应力较前者缓慢上升,并伴随小幅震荡。节点100在RL形式下产生的最大Von Mises应力 σ_{VM} 为652 MPa,LR形式下产生的最大等效应力为459 MPa,除RL形式在零星几个瞬间数值较大外,两种形式的等效应力基本都在相同应力数值之间震荡。

分析反旋对接弹性滚子的轴向(z 轴)应力 σ_z 发现,形式与等效应力的分布类似,RL形式下的节点98的最大应力为-553 MPa(压缩),节点100的最大应力为-510 MPa(压缩),LR形式下的节点98的最大应力为528 MPa(拉伸),节点100的最大应力为225 MPa(拉伸),如图6所示。再结合图4,可知对等效应力以及轴向应力数值产生影响的原因可能是反旋对接弹性滚子运动过程中轴向力的大小和方向在时刻变化。

常用生产螺旋弹性滚子的钢材牌号一般为50CrNiA^[15],采用不同的热处理工艺可使屈服强度为780~833 MPa,参照前面的仿真数据可知,对接面上的最大等效应力为782 MPa,若使该材料用于高冲击负荷工况下的反旋对接弹性滚子,对钢材进行热处理时应谨慎。

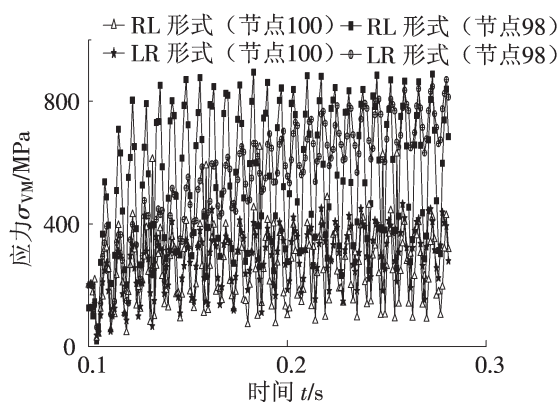
图5 两节点 Von Mises 应力 σ_{VM} -时间曲线

Fig.5 The time-history curve of Von Mises stress

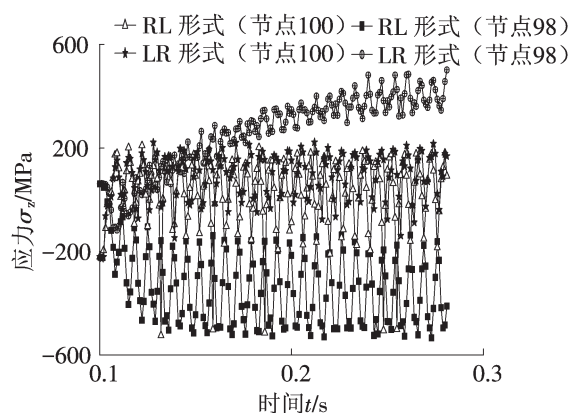
图6 两节点轴向应力 σ_z -时间曲线

Fig.6 The time-history curve of axial stress

3 结论

- 1) 单向螺旋弹性滚子在运动过程中整体会产生较大的轴向偏移。
- 2) 反旋对接弹性滚子能象普通滚子一样,在轴向基本不产生偏移,但是前者是依靠在滚动中,两端不

同旋向的半个螺旋弹性滚子产生大小基本相同、方向相反的力来维持轴向位移平衡的,由此可使滚子与挡边之间不产生较大的磨损。

3) RL形式的反旋对接弹性滚子,由于各螺旋圈在运动过程中会逐渐向内靠拢,较之LR形式的各螺旋圈在运动过程中向两侧发生微小拉伸的情况,在对接面刚度相同的情况下,RL形式的各螺旋圈的径向刚度较大,能承受更大径向载荷产生的轴向力。

4) 选用材料牌号 50CrNiA 钢材制造螺旋弹性滚子,需要谨慎对制造反向对接弹性滚子的钢材实施热处理,否则滚子在工作过程中,其对接面可能会发生材料屈服现象。

参考文献:

- [1] 温诗铸,黄平. 摩擦学原理[M]. 3版. 北京:清华大学出版社,2008:243-251.
- [2] 邱明,陈龙,李迎春. 轴承摩擦学原理及应用[M]. 北京:国防工业出版社,2012:233-236.
- [3] 卢黎明. 一种外圈为套件的滚滑轴承:中国,201110416652.X[P]. 2012-04-17.
- [4] 卢黎明. 滚滑轴承及其试验研究[J]. 轴承,2011(9):14-16.
- [5] 卢黎明. 循环载荷冲击下滚滑轴承的振动特性[J]. 机械工程学报,2013 49(5):39-46.
- [6] 卢黎明. 滚滑轴承螺旋空心滚子受力变形的理论研究[J]. 轴承,2013,401(4):10-12.
- [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,2005,41(2):107-111.
- [8] 周尔民. 带凸度圆柱滚子的一种超精加工方法[J]. 华东交通大学学报,1997,14(3): 22-27,33.
- [9] 张英会. 弹簧手册[M]. 2版. 北京:机械工业出版社,2008:311-312.
- [10] HARRIS T A& KOTZALAS M N. Rolling Bearing Analysis[M]. 5th ed. New York: Taylor & Francis, 2007:28-37.
- [11] 黄宏,张安哥,赵兵. 方钢管混凝土双向偏压构件有限元分析[J]. 华东交通大学学报,2009,26(2):8-12.
- [12] 林腾蛟,荣崎,李润方,等. 深沟球轴承运转过程动态特性有限元分析[J]. 振动与冲击,2009,28(1):118-122.
- [13] 徐弘毅,张晨辉. 基于塑性材料模型的滚动轴承有限元分析[J]. 机械工程学报,2010,46(11):29-35.
- [14] 刘仕贵,于新. 结构层参数对SAMI-R防反射裂缝影响有限元分析[J]. 华东交通大学学报,2013,30(2)33-36,77
- [15] 刘泽九. 滚动轴承应用手册[M]. 北京:机械工业出版社,2006:835-846.

Kinetic Analysis of Anti-spin Thread Connection Elastic Roller Based on ABAQUS

Lu Liming, Qin Yujiang, Cai Ying

(School of Mechanical and Electrical Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: This paper presents a new anti-spin thread connection elastic roller (ASTCER) that substitutes unidirectional helical elastic roller through structural design innovation with spring structure parameters. The finite element analysis model of ordinary cylindrical rollers, unidirectional spiral elastic rollers and anti-spin thread connection elastic rollers is established based on the ABAQUS. The axial displacement of their center of mass and the stress distribution of anti-spin thread connection elastic rollers are analyzed through their stress comparison. Theoretical studies show that the new anti-spin thread connection elastic roller inherits some advantages of the unidirectional spiral elastic rollers and can avoid the axial offset of the single spiral elastic roller in motion and the huge wear in contact with the inner and outer rings.

Key words: anti-spin thread connection elastic roller; ABAQUS; dynamics