

文章编号:1000-8055(2013)07-1618-06

轮盘端面齿连接的周向拉杆转子刚度研究

李 浦¹, 袁 奇¹, 高 进¹, 谈芦益², 李一峰², 刘华峰²

(1. 西安交通大学 能源与动力工程学院, 西安 710049;

2. 上海电气电站集团 技术研究与发展中心, 上海 201612)

摘 要: 针对轮盘端面齿连接的周向拉杆转子模型, 理论分析得到转子各组成部分刚度计算方法. 应用商业有限元软件 ANSYS, 基于三维有限元非线性接触算法计算预紧力下轮盘端面齿连接段的弯曲刚度和扭转刚度, 得到刚度修正系数和刚度无量纲系数. 分析周向拉杆刚度和轮盘刚度的关系, 提出拉杆刚度比例系数. 计算结果表明: 刚度系数无量纲系数小于 1 时, 刚度修正系数保持不变; 刚度无量纲系数大于 1 时, 此时预紧力不足, 齿面发生滑移, 刚度修正系数会突然降低, 拉杆弯曲刚度比例系数会增加. 刚度无量纲系数具有明确的物理意义, 可为带端面齿的燃气轮机转子设计和故障诊断提供参考.

关 键 词: 周向拉杆转子; 端面齿; 预紧力; 有限元方法; 刚度修正系数;

刚度无量纲系数; 拉杆刚度比例系数

中图分类号: V231.91; TH132.4

文献标志码: A

Investigation on stiffness of circumferential distributed tie-rod rotor with curvic couplings of trochal disk

LI Pu¹, YUAN Qi¹, GAO Jin¹, TAN Lu-yi²,
LI Yi-feng², LIU Hua-feng²

(1. School of Energy and Power Engineering,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Research and Development Center, Shanghai Electric Power Generation Group,
Shanghai 201612, China)

Abstract: Based on the circumferential distributed tie-rod rotor model with curvic couplings, the stiffness of every part of the rotor was acquired with analytical method. Three-dimensional finite element nonlinear contact method was adopted to analyse the flexural stiffness and torsional stiffness of the curvic couplings after preloading by using the commercial finite element software ANSYS. The stiffness correction coefficient and stiffness nondimensional coefficient were obtained. Coefficient of tie-rod stiffness ratio was adopted to describe the relation between the stiffness of tie-rods and disks. Results show that stiffness correction coefficient keeps steady when the stiffness nondimensional coefficient is less than 1, while it drops abruptly and the coefficient of tie-rod bend stiffness ratio increases when stiffness nondimensional coefficient exceeds 1. This means the preload is not enough and slip between curvic couplings happens. Stiffness nondimensional coefficient reflects some certain stress status of the curvic couplings, providing a basic guide for design and fault diagnosis of gas turbine rotor with curvic couplings.

收稿日期: 2012-07-11

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130711.1810.201307.1618_031.html

作者简介: 李浦(1988—), 男, 陕西杨陵人, 硕士生, 研究方向为转子结构强度与振动.

Key words: circumferential distributed tie-rod rotor; curvic couplings; preload; finite element method; stiffness correction factor; stiffness nondimensional coefficient; coefficient of tie-rod stiffness ratio

轮盘端面齿结构具有自动对中、传扭可靠、刚性大、定位精度高等诸多优点,在航空发动机和重型燃气轮机转子中得到广泛应用.按轮盘端面齿的结构分类,主要有两种形式:第一种为平面轮盘端面齿,也称赫兹齿(Hirth coupling),主要用于大功率机车驱动和中心拉杆重型燃气轮机转子轮盘定位和传扭;第二种为弧形轮盘端面齿(curvic coupling),主要用于航空发动机转子和周向拉杆重型燃气轮机转子轮盘定位和传扭^[1-3].本文研究主要针对弧形轮盘端面齿连接的周向拉杆转子模型.

弧形轮盘端面齿对由相互啮合的凸齿盘和凹齿盘组成,加工采用成形磨削方式来实现.有关轮盘端面齿设计理念早在1942年已被提出,但关于轮盘端面齿设计理念和齿面应力的研究文献却很少.已有文献研究主要集中在两个方向:一个为研究端面齿应力分布及其对拉杆转子整体的影响.文献[4]通过弹性理论分析和有限元结合的方法对轮盘端面齿基体应力分布进行了研究,得出应力分布和影响范围.文献[5]采用二维和三维模型,对比有限元和边界元方法计算无接触单齿应力结果,并将得到的应力集中系数应用于二维轴对称有限元计算中,得到齿面应力分布.文献[6]通过光弹性实验测量和有限元分析结果对比,说明保证齿形结构网格质量,有限元计算轮盘端面齿应力结果是可信的.文献[7]建立了某型燃气轮机透平转子的三维周期对称模型,计算预紧、起动、加速和额定工况下轮盘端面齿和整个转子的应力分布;文献[8]采用三维有限元方法计算航空发动机轮盘端面齿连接在叶片跌落情况下的拉杆应力,并对几何结构进行优化.文献[9-11]建立了“轮盘端面齿梁单元”概念,得到轮盘端面齿轴向预紧力确定准则,研究轮盘端面齿轴段对航空发动机转子动力特性的影响.另一个研究方向为参数化齿形加工和齿形结构优化.文献[12]介绍了轮盘端面齿加工工艺,推导出齿形方程并采用计算机辅助设计(CAD)软件得到轮盘端面齿加工参数化仿真.文献[13]主要研究轮盘端面齿加工磨轮对齿面接触的影响,分析了不同几何参数对磨轮外形和接触面积的影响,得到了不同误差下的最佳设

定参数.

本文基于轮盘端面齿连接的周向拉杆转子模型,通过理论分析得到转子各部件刚度.采用三维有限元非线性接触方法计算预紧力作用下轮盘端面齿连接段弯曲刚度和扭转刚度,得到刚度修正系数和刚度无量纲系数的关系,并分析周向拉杆刚度和轮盘刚度关系,得到周向拉杆刚度比例系数.所得结论可为带有轮盘端面齿结构的转子模型设计提供依据.

1 周向拉杆转子计算模型

图1所示为周向均布拉杆轮盘端面齿连接模型转子(后文简称为周向拉杆转子),转子由两端轴头、带端面齿的轮盘和12根周向拉杆组成,拉杆两端通过螺纹施加预紧力.轮盘端面齿对由凹齿和凸齿相互配合而成,齿形参数如图2所示,圆周方向均布24个齿,实现自对中和传递扭矩,各物理变量如表1所示.

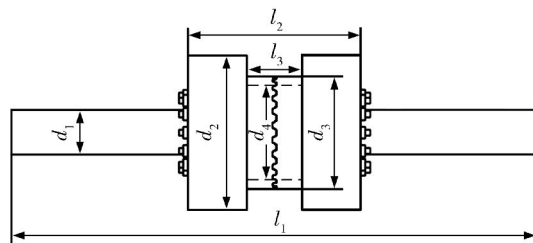


图1 周向拉杆转子模型

Fig. 1 Model of circumferential distributed tie-rod rotor

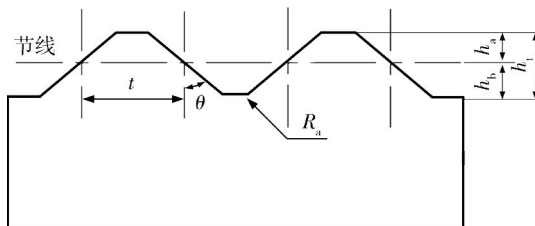


图2 轮盘端面齿齿形

Fig. 2 Teeth profile of curvic couplings of trochal disk

表 1 周向拉杆转子物理参数
Table 1 Physical parameters of circumferential distributed tie-rod rotor

物理参数	数值
转子总长 l_1/mm	375.52
轮盘部分长度 l_2/mm	117.52
端面齿连接长度 l_3/mm	37.52
轴头直径 d_1/mm	30.00
轮盘直径 d_2/mm	104.00
端面齿段外直径 d_3/mm	76.00
端面齿段内直径 d_4/mm	60.00
拉杆直径 d_r/mm	4.00
齿顶高 h_a/mm	1.24
齿底高 h_b/mm	1.56
齿全高 h_t/mm	2.80
齿底倒圆角 R_a/mm	0.60
压力角 $\theta/(\circ)$	30.0

2 周向拉杆转子刚度分析

如图 1 所示,转子的刚度 K 由两端轴头刚度 K_s 和轮盘连接段总刚度 K_m 串联,因此有

$$K = \left(\frac{2}{K_s} + \frac{1}{K_m} \right)^{-1} \quad (1)$$

轮盘连接总刚度 K_m 由轮盘刚度 K_d 、轮盘端面齿段刚度 K_c 串联,然后和周向拉杆刚度 K_r 并联而成,因此有

$$K_m = \left[\frac{2}{K_d} + \frac{1}{K_c} \right]^{-1} + K_r \quad (2)$$

定义轮盘连接部分刚度 K_{cc}

$$K_{cc} = \left[\frac{2}{K_d} + \frac{1}{K_c} \right]^{-1} \quad (3)$$

则有

$$K_m = K_{cc} + K_r \quad (4)$$

以上分析可得:当转子受到弯矩(或扭矩)载荷时,由周向拉杆和轮盘连接部分并联承担,所受载荷与其刚度成正比。

2.1 轮盘刚度

轮盘部分为典型的阶梯轴结构,其刚度会受到几何结构突变的削弱,可以采用有限元方法提取其应变能进行计算。设在弯矩(或扭矩) M 作用下轮盘的应变能为 U_d ,轮盘厚度为 l_d ,轮盘的刚度 K_d 为

$$K_d = \frac{M^2 l_d}{2U_d} \quad (5)$$

2.2 周向拉杆刚度

周向拉杆分布如图 3 所示,其弯曲刚度 K_{rb} 可表示为^[14]

$$K_{rb} = K_{a1} r_p^2 \sum_{i=1}^N \sin^2 \left(\frac{2\pi i}{N} \right) + NK_{rb1} \quad (6)$$

其中 K_{a1} 为单根拉杆的轴向刚度, K_{rb1} 为单根拉杆绕其中性轴的弯曲刚度, r_p 拉杆处节圆半径, N 为周向拉杆个数,当 $N \geq 3$ 时,上式中三角函数求和部分为常数,即拉杆弯曲刚度各向同性,式(6)可改写为

$$K_{rb} = \frac{NK_{a1} r_p^2}{2} + NK_{rb1} \quad (7)$$

拉杆扭转刚度可表示为

$$K_{rt} = \frac{\partial T}{\partial \theta_r} = \frac{NQr_p}{\nu/r_p} \quad (8)$$

式中 T 为拉杆所承受的扭矩, θ_r 为拉杆的扭转转角变形, Q 为作用在拉杆端部的横向力, ν 为拉杆端部位移, EI 为拉杆弯曲刚度,其关系可近似表达为

$$\nu = \frac{Ql_r^3}{3EI} \quad (9)$$

由式(8)、式(9)可得

$$K_{rt} = 3N \left(\frac{r_p}{l_r} \right)^2 K_{rb1} \quad (10)$$

其中 l_r 为拉杆轴向长度。

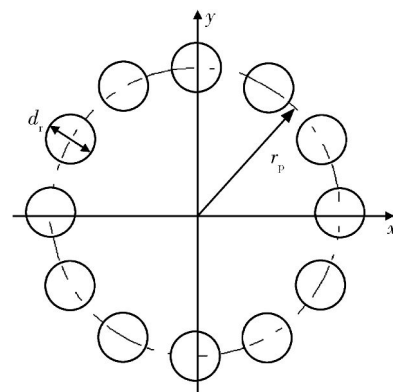


图 3 周向拉杆分布图

Fig. 3 Distribution of circumferential distributed tie-rods

2.3 轮盘端面齿段刚度

轮盘端面齿段由于不连续特性,刚度与预紧力和载荷有关,且无法通过理论计算给出解析解。本文通过三维有限元分析,采取载荷变形方法计算其弯曲刚度和扭转刚度。

拉杆预紧力是拉杆转子装配时的重要参数,很大程度表现在其对转子刚度的影响。设转子拉杆预紧力为 F_a ,轮盘端面齿段名义面积为 A_c ,预

紧力产生的名义压应力 p_a 为

$$p_a = F_a / A_c \quad (11)$$

弯矩 M 产生的最大正应力 $\sigma_{\max}$ 为

$$\sigma_{\max} = \frac{MR_{\text{out}}}{I_y} \quad (12)$$

定义弯曲刚度无量纲系数 γ_b [15]

$$\gamma_b = \frac{\sigma_{\max}}{p_a} = \frac{MR_{\text{out}} A_c}{F_a I_y} \quad (13)$$

其中 R_{out} 为轮盘端面齿连接段的外半径, I_y 为绕中性轴的惯性矩。

弯曲刚度无量纲系数 γ_b 为弯矩产生的最大正应力与预紧力产生的压应力之比。当无量纲系数 $\gamma_b > 1$ 时, 接触面发生分离, 弯曲刚度会突然降低。

轮盘端面齿受力如图 4 所示, 齿面所受法向力 F_n 可分解为轴向脱开力 F_{va} 和周向作用力 F_u , 周向作用力 F_u 传递扭矩载荷。因此有

$$F_u = \frac{2T}{R+r} \quad (14)$$

$$F_{va} = F_u \tan \theta \quad (15)$$

其中 R 为轮盘端面齿段外半径, r 为轮盘端面齿段内半径, θ 为齿面压力角。

给定扭矩载荷 T , 可以得到转子轴向脱开力 F_{va} 。定义扭转刚度无量纲系数 γ_t

$$\gamma_t = \frac{F_{va}}{F_a} = \frac{2T \tan \theta}{(R+r) F_a} \quad (16)$$

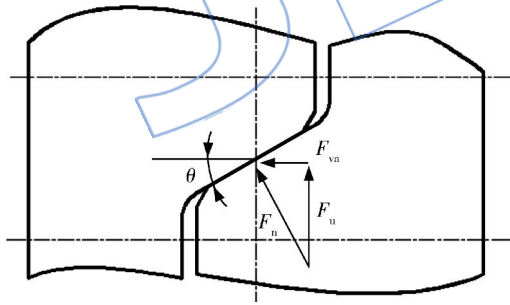


图 4 轮盘端面齿受力分析

Fig. 4 Force analysis of curvic couplings of trochal disk

扭转刚度无量纲系数 γ_t 为扭矩产生的轴向脱开力与初始预紧力的比值。同样当 $\gamma_t > 1$ 时, 预紧力不足以抵消扭矩产生的轴向脱开力, 齿面发生滑移, 扭转刚度会突然降低。

3 轮盘端面齿刚度有限元计算

为保证轮盘端面齿网格质量, 将拉杆转子实体模型导入软件 ANSYS ICEM 中进行网格划分, 得到全六面体网格如图 5 所示。在轮盘端面齿对连接处设定接触面, 共 24 个接触对, 如图 6 所示, 接触面和目标面网格一一对应, 保证计算的准

确性, 共有 23 万单元, 26 万节点。

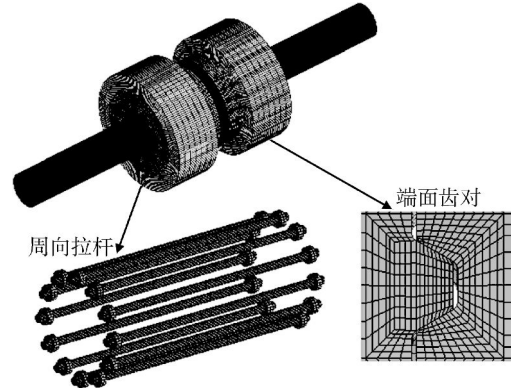


图 5 周向拉杆转子三维有限元模型

Fig. 5 3-D finite element model of circumferential distributed tie-rod rotor



图 6 接触面有限元模型

Fig. 6 Finite element model of contact areas

将网格导入商业有限元软件 ANSYS 中进行计算, 转子部分采用 8 节点六面体单元 Solid185, 接触对选择接触单元 Conta174 和 Target170 模拟三维非线性接触, 采用增广 Lagrange 算法进行结构静力学分析。轮盘端面齿刚度有限元计算分为 2 个载荷步: 第 1 步添加预紧力载荷, 第 2 步添加弯矩或扭矩载荷。常用的添加预紧力方法有预紧力单元法、温度降法和渗透接触法 3 种 [16], 预紧力单元法具有分析多种载荷综合作用和加载准确等优点, 本文采用在拉杆中设置预紧力单元 Prets179 模拟预紧力载荷, 拉杆伸长 $\Delta l/l = 0.0005$, 折算总预紧力 $F_a = 15800 \text{ N}$ 。第 2 个载荷步添加弯矩或扭矩载荷, 转子轴头一端全约束, 另一端通过节点耦合方法添加位移(转角)载荷, 以便于非线性计算收敛。然后分别提取支反力和角位移, 通过力变形方法即可得到弯曲刚度和扭转刚度。

定义轮盘端面齿接触段等效弯曲刚度

$$EI_{\text{eq}} = \frac{M_c}{\theta_b} \quad (17)$$

定义轮盘端面齿接触段弯曲刚度修正系数

$$\alpha = \frac{EI_{eq}}{EI} \quad (18)$$

其中 E 为弹性模量, I 为截面惯性矩, M 为施加在轮盘端面齿对上的弯矩, θ_b 为弯矩转角, 单位为 rad , l_c 为轮盘端面齿段轴向长度, EI 为不考虑轮盘端面齿的等效圆环弯曲刚度。

定义轮盘端面齿接触段等效扭转刚度

$$(GI_p)_{eq} = \frac{Tl_c}{\theta_t} \quad (19)$$

定义轮盘端面齿接触段扭转刚度修正系数

$$\beta = \frac{(GI_p)_{eq}}{GI_p} \quad (20)$$

其中 G 为切变模量, I_p 为极惯性矩, T 为施加在轮盘端面齿对上的扭矩载荷, θ_t 为扭矩转角, 单位为 rad , l_c 为轮盘端面齿段轴向长度, GI_p 为不考虑轮盘端面齿的基体等效圆环扭转刚度。

4 计算结果分析

在初始预紧力作用下加载不同的弯矩和扭矩载荷, 得到轮盘端面齿连接段刚度修正系数和刚度无量纲系数如图 7 和图 8 所示。

弯曲刚度修正系数 α 在无量纲系数 $\gamma_b < 1$ 时保持在 0.5 左右, 当无量纲系数 $\gamma_b > 1$ 时, 即弯矩产生的最大正应力大于预紧力产生的压应力, 轮盘端面齿接触面发生脱离, 弯曲刚度减小, 表现为弯曲刚度修正系数迅速减小, 有限元计算结果与理论分析吻合。

扭转刚度修正系数 β 在无量纲系数 $\gamma_t < 1$ 时保持在 0.83 附近, 当无量纲系数 $\gamma_t > 1$ 时, 预紧力不足以抵消扭矩产生的轴向脱开力, 扭转刚度减小, 表现为扭转刚度系数迅速下降, 有限元计算结果与理论分析吻合。

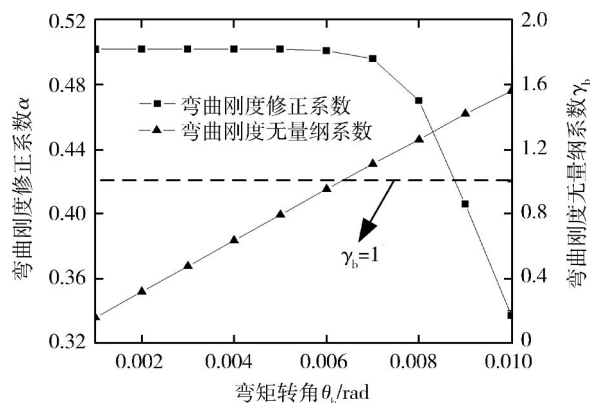


图 7 轮盘端面齿弯曲刚度

Fig. 7 Bending stiffness of curvic couplings of trochal disk

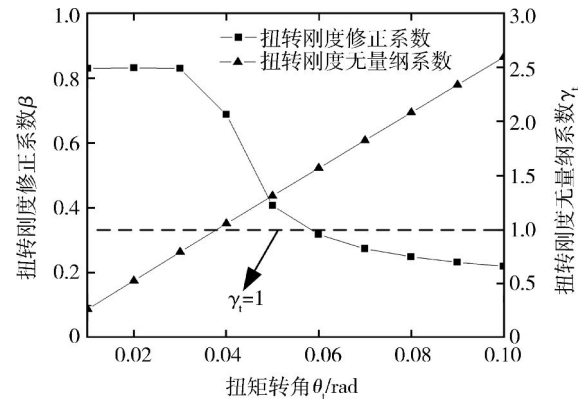


图 8 轮盘端面齿扭转刚度

Fig. 8 Torsional stiffness of curvic couplings of trochal disk

由式(3)、式(4)可知, 弯矩(扭矩)载荷由拉杆和轮盘连接段共同承担, 所承受的载荷与其刚度成正比。周向拉杆和轮盘弯曲刚度可由式(5)~式(10)计算得到, 轮盘端面齿连接段刚度可由有限元计算得到, 定义拉杆刚度比例系数, 其物理意义为周向拉杆刚度 K_r 与轮盘连接总刚度 K_m 比值

$$\delta K_r = \frac{K_r}{K_m} = \frac{K_r}{K_{cc} + K_r} \quad (21)$$

通过有限元计算可分别得到轮盘连接部分与周向拉杆在位移载荷下的支反力矩, 拉杆刚度比例系数还可表示为

$$\delta K_r = \frac{M_r}{M} \quad (22)$$

其中 M_r 为周向拉杆所受到的弯矩(扭矩)载荷, M 为整个转子受到的弯矩(扭矩)载荷。将不同弯矩转角下的拉杆弯曲刚度比例系数 δK_{rb} 与弯曲刚度无量纲系数 γ_b 做出如图 9 所示, 可以看到当弯曲刚度无量纲系数 $\gamma_b < 1$ 时, 拉杆弯曲刚度比例系数 δK_{rb} 保持在 0.04 左右, 有限元计算结果

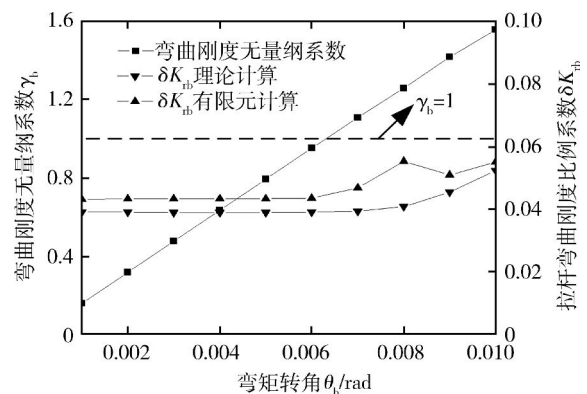


图 9 拉杆弯曲刚度比例系数 δK_{rb}

Fig. 9 Coefficient of bending stiffness ratio of circumferential distributed tie-rods

较理论分析偏大,当弯曲刚度无量纲系数 $\gamma_b > 1$ 后,拉杆弯曲刚度比例系数 δK_b 随之增加,说明拉杆在轮盘端面齿接触段分离后承受弯矩增大。

理论计算周向拉杆扭转刚度比例系数在 10^{-5} 量级,因此可以忽略周向拉杆对于轮盘连接部分扭转刚度的贡献,有限元分析中周向拉杆所承受的扭矩基本等于 0,间接证明了理论计算结果的正确性。

5 结 论

1) 本文通过理论分析,得到轮盘端面齿连接的周向拉杆转子刚度,进行轮盘端面齿连接段三维有限元结构静力学分析,得到轮盘端面齿连接部分弯曲刚度、扭转刚度和预紧力的关系,提出弯曲刚度无量纲系数 γ_b 和扭转刚度无量纲系数 γ_t ,说明当无量纲系数(γ_b 和 γ_t)小于 1 时,接触段的刚度基本不变,当无量纲系数(γ_b 和 γ_t)大于 1,接触段的刚度迅速降低,有限元分析与理论分析一致;

2) 得到周向拉杆弯曲刚度和扭转刚度公式,提出拉杆刚度比例系数 δK_r (拉杆弯曲刚度在轮盘连接总刚度中的比值),当拉杆弯曲刚度比例系数在刚度无量纲系数(γ_b 和 γ_t)小于 1 时基本在 0.04 左右,当刚度无量纲系数(γ_b 和 γ_t)大于 1 时,随之略有增大。扭转刚度比例系数很小(10^{-5} 量级),可以认为对整体刚度没有贡献。通过有限元分析,证明了其合理性。

参考文献:

- [1] 陈崇. 大功率交流传动货运机车整体驱动系统研究[D]. 成都:西南交通大学,2008.
CHEN Chong. Study on the integrality drive system of superpower AC electrical locomotive for wagon[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2008. (in Chinese)
- [2] 林公舒,杨道刚. 现代大功率发电用燃气轮机[M]. 北京:机械工业出版社,2007.
- [3] 金令诚. 端齿盘分度装置[M]. 北京:国防工业出版社,1995.
- [4] Bannister R H. Method for modelling flanged and curvic couplings for dynamic analysis of complex rotor constructions[J]. Journal of Mechanical Design, 1980, 102(1): 130-139.
- [5] Pisani S R, Rencis J J. Investigating CURVIC coupling behavior by utilizing two and three-dimensional boundary and finite element methods[J]. Engineering Analysis with Boundary Elements, 2000, 24(3): 271-275.
- [6] Richardson I J, Hyde T H, Becher A A, et al. A validation of the three-dimensional finite element contact method for use with curvic couplings[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2002, 216(2): 63-75.
- [7] Yuan S X, Zhang Y Y, Zhang Y C, et al. Stress distribution and contact status analysis of a bolted rotor with curvic couplings[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2009, 224(9): 1815-1829.
- [8] Richardson I J, Hyde T H, Becher A A, et al. A three-dimensional finite element investigation of the bolt stresses in an aero-engine curvic coupling under a blade release condition[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2000, 214(4): 231-245.
- [9] 尹泽勇, 欧圆霞, 李彦, 等. 端齿轴段刚度及其对转子动力特性的影响[J]. 振动工程学报, 1993, 6(1): 63-67.
YIN Zeyong, OU Yuanxia, LI Yan, et al. Stiffness of a shaft section with curvic couplings and its effect on dynamic characteristic of a rotor[J]. Journal of Vibration Engineering, 1993, 6(1): 63-67. (in Chinese)
- [10] 尹泽勇, 胡柏安, 吴建国, 等. 端齿连接转子轴向预紧力的确定[J]. 航空动力学报, 1996, 9(2): 355-357.
YIN Zeyong, HU Baian, WU Jianguo, et al. Determination of axial preloads of rotors with curvic couplings[J]. Journal of Aerospace Power, 1996, 9(2): 355-357. (in Chinese)
- [11] 胡柏安, 尹泽勇, 徐友良. 两段预紧的端齿连接转子轴向预紧力的确定[J]. 机械强度, 1999, 21(4): 274-276.
HU Baian, YIN Zeyong, XU Youliang. Determination of axial preloads of rotor with curvic couplings pretightened into two segments[J]. Journal of Mechanical Strength, 1999, 21(4): 274-276. (in Chinese)
- [12] Tsai Y C, Hsu W Y. A study on the CAD/CAM of curvic couplings[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo. Netherlands: ASME, 2002: 1-6.
- [13] 刘洛莹. 曲齿联轴器齿形最优化的研究[D]. 台湾: 国立中山大学, 2002.
LIU Luoying. A study on the optimization of tooth profiles for curvic couplings[D]. Taiwan: National Sun Yat-Sen University, 2002. (in Chinese)
- [14] LIU Heng, CHEN Li, WANG Weimin, et al. Nonlinear dynamic analysis of a flexible rod fastening rotor bearing system[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo. Glasgow, UK: ASME, 2010: 1-10.
- [15] GAO Jin, YUAN Qi, LI Pu, et al. Effects of bending moments and pre-tightening forces on the flexural stiffness of contact interfaces in rod-fastened rotors[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo. Denmark: ASME, 2012: 1-9.
- [16] 李会勋, 胡迎春, 张建中. 利用 ANSYS 模拟螺栓预紧力的研究[J]. 山东科技大学学报, 2006, 25(1): 57-59.
LI Huixun, HU Yingchun, ZHANG Jianzhong. Study on simulating bolt pretension by using ANSYS[J]. Journal of Shandong University of Science and Technology, 2006, 25(1): 57-59. (in Chinese)