

DOI: 10.7652/xjtuxb201809011

带传扭销的环形平面接触轴段扭转特性研究

夏凯^{1,2}, 孙岩桦^{1,2}, 卓明^{1,2}, 赵世全³

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学机械结构强度与振动国家重点实验室, 710049, 西安; 3. 东方汽轮机有限公司, 618000, 四川德阳)

摘要: 为了研究重型燃气轮机压气机转子中常用的带传扭销的环形平面接触轴段的扭转特性, 提出了带传扭销的环形平面接触轴段扭转变形双线性解析模型。采用三维有限元数值计算, 对理论模型进行了验证, 并在此基础上分析了压紧力、摩擦因数、传扭销个数和传扭销直径等对该模型的两个线性段扭转刚度、双线性转折点扭矩和接触界面的传扭能力等关键参数的影响规律。研究结果表明, 环形接触平面滑移前的扭转刚度和连续轴段的扭转刚度基本相同, 环形接触平面滑移后的扭转刚度则由传扭销的纵向剪切刚度决定, 而双线性转折点的扭矩与预应力和摩擦因数成正比。研究结果对工程应用中带传扭销环形平面接触界面的设计及重型燃气轮机转子扭转动力学分析具有参考价值。

关键词: 重型燃气轮机; 转子; 平面接触; 传扭销; 扭转刚度

中图分类号: TH113; TH117 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)09-0082-07

Torsional Behavior of Annular Flat Contact Shaft Segment Attached with Torsion Pins

XIA Kai^{1,2}, SUN Yanhua^{1,2}, ZHUO Ming^{1,2}, ZHAO Shiquan³

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 3. Dongfang Turbine Co., Ltd., Deyang, Sichuan 618000, China)

Abstract: Annular flat contact interface attached with torsion pins is common in compressor rotors of heavy-duty gas turbine. To study the torsional behavior of annular flat contact shaft segment attached with torsion pins, a bilinear model of torsional deformation is proposed. Numerical calculation with three-dimensional finite element model is conducted to validate the theoretical model. Then, the effects of pre-stress, friction coefficient, number of pins and diameter of pin on the key parameters of the bilinear model, such as the torsional stiffness of two linear segments, the torque at the bilinear inflection point of two linear segments, and the torque loading capability of contact interface, are analyzed. The results show that the torsional stiffness before the slip of the annular contact interface is almost the same with that of continuous shaft section, however, after slip it is determined by the longitudinal shear stiffness of pins. In addition, the torque at the bilinear inflection point of two linear segments is proportional to the pre-stress and friction coefficient.

Keywords: heavy-duty gas turbine; rotor; flat contact; torsion pin; torsional stiffness

收稿日期: 2017-12-26。 作者简介: 夏凯(1989—),男,博士生;孙岩桦(通信作者),男,副教授。 基金项目: 陕西省重点研发计划资助项目(2017ZDXM-GY-013);国家“973 计划”资助项目(2013CB035705)。

网络出版时间: 2018-06-24 网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20180624.1129.010.html>

重型燃气轮机转子多采用盘式拉杆转子结构,由单个中心拉杆或多根周向拉杆将多级轮盘压紧而成,且轮盘间的接触为环形平面接触或圆弧端齿配合。环形平面接触界面由于传扭能力差,一般在接触环形平面间设有传扭销以增加接触界面的传扭能力,如 M701F 燃机转子。带传扭销的环形平面接触界面使转子产生结构上的不连续性,一定程度上削弱了接触界面所在轴段或转子的刚度,从而使得转子在传扭销承受扭矩阶段,转子的扭转动力学特性势必与连续转子有所不同。因此,有必要对带传扭销的环形平面接触轴段的扭转特性进行深入研究。

以往的研究中,学者们多关注于平面接触面的法向刚度和切向刚度,对带传扭销的环形平面接触轴段的扭转特性的研究一直未有报道。文献[1]针对平面接触表面提出了一种在微观层面处理非光滑接触表面的描述方法(GW 模型),在弹性范围获得了刚性平面接触的微凸体数目、平面接触面积及载荷期望值与两平面间距离的关系式。文献[2]以 GW 模型为基础,从材料表面微观特征的分析入手,考虑了粗糙表面波纹度的影响,综合运用弹性接触理论和概率分析方法,在理论层面初步解决了拉杆转子接触刚度的计算问题。文献[3]基于加工表面的自仿射特征,以具有尺度独立性的分形维数和分形粗糙度作为粗糙表面的表征参数,提出了分形接触模型(MB 模型)。文献[4]基于球体与平面的接触理论和 MB 模型,给出了具有尺度独立性的粗糙表面切向接触刚度的理论计算方法,进行了数值仿真分析,并通过实验定性验证了该方法在粗糙表面小压力范围内的正确性。传统的 GW、MB 等粗糙接触面刚度解析模型仅适用于接触面压力不大的情况,在解决复杂形体接触及大载荷作用下的接触问题存在一定的局限性^[5]。文献[6]基于本构关系,提出了用于精确求解可变性球面与刚性平板弹塑性接触问题的有限元模型,采用该模型研究了纯弹性、弹塑性和纯塑性 3 种状态的演变历程。文献[7]采用有限元法研究了含有正弦形状微凸体的粗糙平面与刚性平面的接触问题,通过数值计算分析了完全接触时所需的平均压力,给出了能够近似预测弹性和弹塑性正弦接触表面平均分离量的拟合曲线。文献[8]通过有限元数值计算分析了具有分形特征的粗糙表面的接触面积和压力分布,研究了分形尺度的影响。文献[9]对球体与刚性平面的摩擦接触问题进行了有限元分析,研究了摩擦因数与法向力的关系。但是,上述有限元接触模型在尺寸上都远小于

实际工程结构,不适用本文所讨论的重型燃气轮机盘间接触问题。

针对带传扭销的环形平面接触轴段,本文根据平面接触面的受力情况和传扭销的受力变形关系,建立了接触轴段扭转特性的理论模型。其次,通过三维有限元接触分析对理论模型进行了验证,并进一步提出了接触轴段的扭转变形双线性模型。最后,分析了两个线性段扭转刚度、线性转折点扭矩以及接触界面所能传递的最大扭矩等扭转特性随压应力、摩擦因数、传扭销个数和传扭销直径等参数的变化规律。

1 扭转特性的理论模型

1.1 带传扭销的环形平面接触轴段结构

图 1 为某重型燃气轮机压气机转子半剖面示意图。该压气机转子由多级轮盘通过数根周向均布拉杆拉紧装配而成,轮盘之间通过环形平面接触界面传递扭矩。此外,接触平面沿周向均匀分布若干骑缝传扭销,用以辅助传扭。带传扭销的环形平面接触轴段结构如图 2 所示,在环形接触平面上加工若干径向销槽,用于放置传扭销,安装时先将传扭销放置于销槽内,然后合上轮盘并拉紧拉杆。设计的目的在于:当作用在轴上的扭矩超过轮盘间环形接触面的摩擦传扭能力时,可以通过扭矩销来进一步承载扭矩。因此,两轮盘间轴段传递扭矩的过程可分为两个阶段:在外部扭矩较小时,轴向压紧的接触平面保持黏合,主要靠接触面之间的摩擦力传递扭矩;当外部扭矩增大到一定值时接触平面之间开始滑动,传扭销承载额外的扭矩。

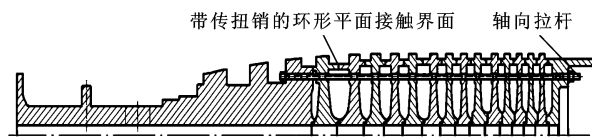


图 1 某燃气轮机压气机转子半剖面示意图

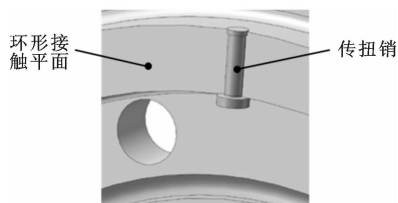


图 2 带传扭销的环形平面接触界面结构

1.2 分析模型

虽然压气机转子存在多个轮盘,但结构特征都

一样,不失一般性,可以取其中的一对接触轴段建立简化力学模型。由于传扭销直径较小,在分析环形接触平面摩擦传扭能力时,忽略传扭销的影响,两个在轴向压紧的等截面环形轴段,其中一端固定,另一端施加轴向的压紧力 F 和外部扭矩 T ,受力图如图3所示。由于受力过程中接触面上的应力是局部的,以两个轴段的接触平面为中心,取两端接触平面向距离各为 $0.5L_c$ 的两横截面之间的轴段为研究对象, L_c 的选取与盘间轴段的长度有关。

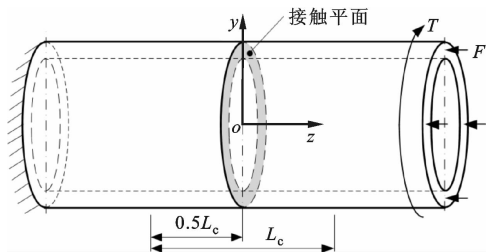


图3 环形平面接触受力图

环形接触平面滑动前所能传递的最大扭矩可表示为

$$T_{\text{lim1}}^{\text{AM}} = \frac{2\pi}{3} \mu_s P_{\text{cp}} (R_o^3 - R_i^3) \quad (1)$$

式中: μ_s 为接触面最大静摩擦因数; R_o 为接触面外半径; R_i 为接触面内半径; $P_{\text{cp}} = F / \pi (R_o^2 - R_i^2)$ 为压应力。

对于给定的摩擦因数、压紧力和接触平面尺寸,式(1)可以给出环形平面摩擦接触传扭能力的初步估计。当外加扭矩 $T \leq T_{\text{lim1}}^{\text{AM}}$ 时,接触面保持黏合,此时带传扭销的环形平面接触轴段表现为连续轴段,其扭转刚度 K_1^{AM} 近似等于对应连续轴段的扭转刚度 K_0 ,即

$$K_1^{\text{AM}} \approx K_0 = \frac{GI_p}{L_c} \quad (2)$$

式中: G 为材料剪切模量; I_p 为极惯性矩。

当外加扭矩 $T > T_{\text{lim1}}^{\text{AM}}$ 时,环形接触面将发生滑动,传扭销承受额外的扭矩。此时传扭销的受力情况类似于轴向滚子轴承中滚子的受力^[10]。传扭销的变形与外力的关系可以用 Palmgren 经验公式^[11]近似表示为

$$\delta = 3.81 \left[\frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} \right]^{0.9} \frac{Q^{0.9}}{l^{0.8}} \quad (3)$$

式中: δ 为传扭销的纵向剪切变形; Q 为传扭销所受剪切力, $Q = T_p / n_p R_m$, $T_p = T - T_{\text{lim1}}^{\text{AM}}$, n_p 为传扭销数目, $R_m = (R_o + R_i) / 2$ 为接触环面的平均半径; $l = R_o - R_i$ 为传扭销有效受力长度。传扭销剪切变形 δ 引起的轴段转角变化量 θ_p 可表示为 $\theta_p = \delta / R_m$, 则 θ_p

与传扭销承受扭矩 T_p 的关系为

$$\theta_p = \frac{3.81}{R_m} \left[\frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} \right]^{0.9} \frac{T_p^{0.9}}{(n_p R_m)^{0.9} l^{0.8}} \quad (4)$$

因此,带传扭销的环形平面接触轴段的扭转角 θ 可以写为

$$\theta = \begin{cases} \frac{T}{K_1^{\text{AM}}}, & T \leq T_{\text{lim1}}^{\text{AM}} \\ \frac{T_{\text{lim1}}^{\text{AM}}}{K_1^{\text{AM}}} + \theta_p, & T > T_{\text{lim1}}^{\text{AM}} \end{cases} \quad (5)$$

传扭销的传扭能力可以通过第三强度理论(最大切应力理论)进行估计,即传扭销最大切应力不大于屈服强度的一半,该强度条件为

$$\sigma_{\text{rmax}} \approx \frac{T_{\text{pmax}}}{n_p D_p l R_m} \leq \frac{\sigma_s}{2} \quad (6)$$

式中: D_p 为传扭销直径; σ_s 为传扭销屈服强度。如果传扭销发生塑性变形,其变形会突然增大,此时环形平面接触面会发生滑动,其传递扭矩为滑动摩擦力传递的扭矩。因此,带传扭销的环形平面接触界面所能传递的最大扭矩 $T_{\text{lim2}}^{\text{AM}}$ 近似等于环形接触面滑动摩擦力传递的扭矩 $T_{\text{lim1}}^{\text{AM}} / k_\mu$ 与传扭销最大承受的扭矩 T_{pmax} 之和,即

$$T_{\text{lim2}}^{\text{AM}} \approx \frac{T_{\text{lim1}}^{\text{AM}}}{k_\mu} + \frac{1}{2} n_p D_p l R_m \sigma_s \quad (7)$$

式中: k_μ 为最大静摩擦因数与滑动摩擦因数之比。

上述的分析不考虑接触平面间的局部滑动,这和实际情况不同。实际的接触平面在外部扭矩较大时,会从外半径开始出现局部滑动,然后向内半径延伸,直至整个接触面发生滑动^[12]。对于本文所研究环形接触面的整个传扭特性,这个过程是局部的,只在式(5)转折点附近一个很小的局部存在,这个局部变化对整体的扭转特性影响很小,可以忽略不计。因此,上述分析可以给出带传扭销环形平面接触轴段的扭转特性近似估计,这对带传扭销环形平面接触界面的设计非常重要。

2 理论模型的验证

采用有限元接触分析方法,进一步验证式(5)所得到的关于带传扭销环形平面接触轴段扭转特性理论模型的正确性。

2.1 有限元模型

带传扭销环形平面接触轴段具有周期循环对称性,为了简化计算,可以取一个传扭销对应部分模型进行分析,最终建立的三维有限元模型如图4所示。实体单元采用 Solid 186 单元,该单元为高阶 3D20 节点实体单元,采用二次插值函数,对不规则形状具

有良好精度。平面接触和销槽-传扭销接触采用面-面接触单元进行建模,包括接触单元 Conta 174 和目标单元 Targe 170。为了提高计算的收敛性,选用 ANSYS 提供的指数衰减摩擦模型,取最大静摩擦因数为动摩擦因数的 1.25 倍,衰减系数为 0.6。

图 4 中前端面施加的压应力用以模拟拉杆预紧力的作用。在工程上,不同截面尺寸的连接轴段预紧力相差很大,而相应的预应力变化范围却很小,因此采用压应力作为研究变量,研究结果更具适用性^[13]。前端面外圆弧线上节点施加切向力,用以模拟施加在轴段的扭矩 T ,后端面采用固定约束。经试算,接触单元的刚度系数 $K=1$ 时,位移精确度可以满足要求,同时收敛速度也比较适中。表 1 为带传扭销环形平面接触轴段的相关参数。

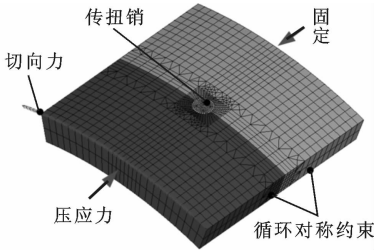


图 4 带传扭销的环形平面接触轴段循环对称有限元模型

表 1 带传扭销环形平面接触轴段的相关参数

参数	量值	参数	量值
R_o	391.0 mm	R_i	361.0 mm
n_p	12	D_p	20.0 mm
L_c	30.0 mm	P_{cp}	80.0 MPa
E	210.0 MPa	ν	0.3
σ_s	302 MPa	μ_s	0.25

2.2 传扭特性分析

图 5 为接触轴段扭转变形随外部扭矩的变化关系。由图 5 可知,带传扭销的环形平面接触轴段扭转变形表现出明显的双线性特性。FEM 分析结果与理论模型计算结果分别用如下的两个线性方程进行拟合

$$T_1 = \begin{cases} K_1^{FEM} \theta, & T_1 \leq T_{num1}^* \\ K_2^{FEM} (\theta - \theta_{num0}) + T_{num1}^*, & T_1 > T_{num1}^* \end{cases} \quad (8)$$

$$T_2 = \begin{cases} K_1^{AM} \theta, & T_2 \leq T_{am1}^* \\ K_2^{AM} (\theta - \theta_{am1}) + T_{am1}^*, & T_2 > T_{am1}^* \end{cases} \quad (9)$$

式中: K_1^{FEM} 、 K_2^{FEM} 分别为有限元数据拟合曲线对应的两个线性段的扭转刚度; T_{num1}^* 为有限元数据拟合曲线转折点扭矩; K_1^{AM} 、 K_2^{AM} 分别为理论模型数据拟

合曲线对应的两个线性段的扭转刚度; T_{am1}^* 为理论模型数据拟合曲线的转折点扭矩。

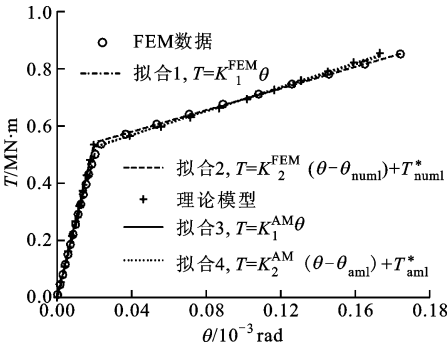


图 5 带传扭销的环形平面接触轴段扭转变形曲线

表 2 给出了图 5 中有限元数据与理论模型数据拟合出的双线性扭转变形曲线中两个线性段扭转刚度 K_1 、 K_2 和转折点扭矩 T^* 。结合图 5 和表 2 可知,理论模型与 FEM 求解结果基本一致,验证了理论方法的正确性和合理性。此外, $T_{am1}^*=0.525 \text{ MN} \cdot \text{m}$ 与 $T_{lim1}^{AM}=0.533 \text{ MN} \cdot \text{m}$ 的相对误差为 1.5%,两者吻合较好。因此,由理论模型得到的线性拟合式(9),将带传扭销环形平面接触轴段扭转特性近似描述为双线性,同时给出了两个线性段扭转刚度和转折点扭矩的较好估计,这为带传扭销环形平面接触界面的设计和考虑带传扭销环形平面接触界面的转子动力学研究提供参考。

表 2 双线性扭转刚度和转折点扭矩

模型	$K_1 / \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$	$K_2 / \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$	$T_1^* / \text{MN} \cdot \text{m}$
FEM	2.49×10^{10}	1.89×10^9	0.544
理论模型	2.70×10^{10}	2.05×10^9	0.525
相对误差	7.78%	7.80%	3.62%

图 6 为接触轴段中传扭销的最大等效应力随外部扭矩的变化关系。由图 6 可知: $T \leq T_{num1}^*$ 时,传扭销的最大等效应力基本不变,说明该阶段主要靠平面接触面传递扭矩; $T_{num1}^* < T < T_{num2}^*$ 时,传扭销的最大等效应力随着外部扭矩的增大而增大,该阶段由平面接触面和传扭销共同传递扭矩; $T \geq T_{num2}^*$ 时,传扭销最大等效应力达到屈服应力,发生屈服, T_{num2}^* 代表了带传扭销环形平面接触界面的最大传扭能力。 $T_{num2}^*=0.849 \text{ MN} \cdot \text{m}$,由式(7)确定的最大传递扭矩 $T_{lim2}^{AM}=0.835 \text{ MN} \cdot \text{m}$,与 FEM 解比较接近,两者相对误差为 1.65%。表明式(7)可给出带传扭销的环形平面接触界面传扭能力的准确估计。

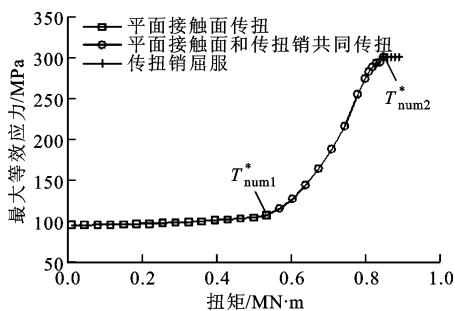
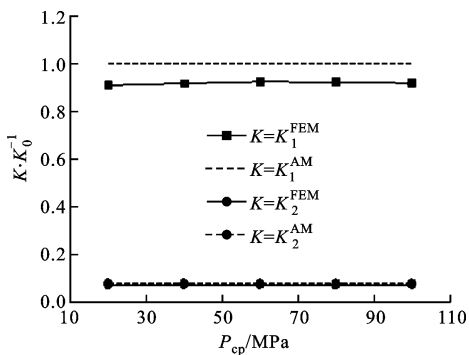


图6 传扭销最大等效应力 FEM 解

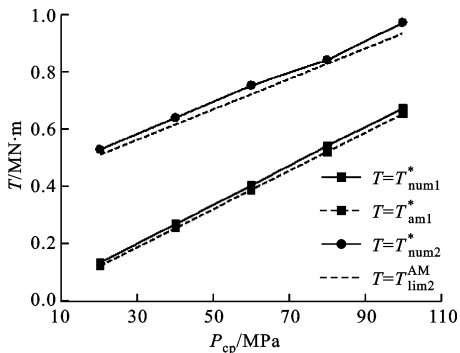
3 参数敏感性分析

3.1 压应力的影响

带传扭销的环形平面接触轴段的双线性扭转刚度、双线性转折点扭矩以及接触界面所能传递的最大扭矩随压应力的变化规律如图7所示。由图7可知,两个线性段扭转刚度基本不受压应力的影响,第1线性段扭转刚度有限元解 K_1^{FEM} 维持在 $0.92K_0$ 附近,与理论解 K_1^{AM} 相对误差为8%左右,第2线性段扭转刚度的理论解 K_2^{AM} 与有限元解 K_2^{FEM} 相对误差处于7.8%~11%之间。线性转折点扭矩和接触界面最大传递扭矩随着压紧力的增大而增大,线性转折点扭矩的理论值 $T_{\text{am}1}^*$ 与有限元值 $T_{\text{num}1}^*$ 的相对误



(a) 两个线性段扭转刚度



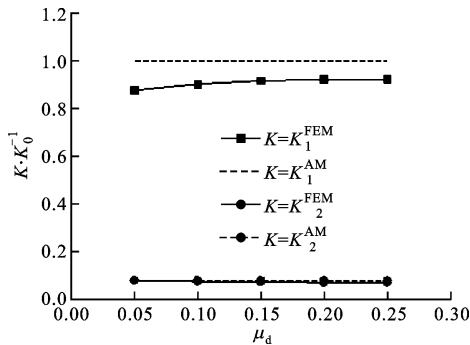
(b) 两个关键点扭矩

图7 压应力对接触轴段扭转特性的影响

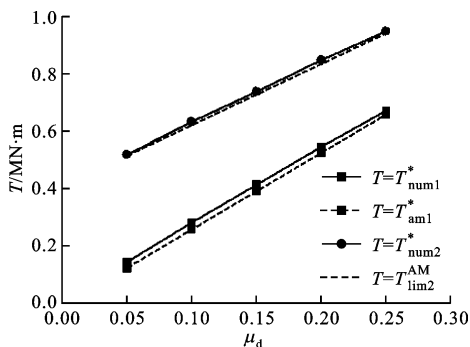
差处于2.74%~9.45%之间,且压应力越大误差越小。最大传递扭矩的理论值 $T_{\text{lim}2}^{\text{AM}}$ 与有限元值 $T_{\text{num}2}^*$ 的相对误差处于3.6%~4.0%之间。

3.2 摩擦因数的影响

带传扭销环形平面接触轴段的双线性扭转刚度、双线性转折点扭矩及接触界面所能传递的最大扭矩随滑动摩擦因数的变化规律如图8所示。由图8可知,摩擦因数从0.05增大到0.15时,第1线性段扭转刚度的有限元解 K_1^{FEM} 从 $0.88K_0$ 增大到 $0.92K_0$,增幅为4.3%, $\mu_d > 0.15$ 时 K_1^{FEM} 维持在 $0.92K_0$ 附近,可见摩擦因数对 K_1^{FEM} 的影响很小。第2线性段扭转刚度基本不受摩擦因数的影响,其理论解 K_2^{AM} 与有限元解 K_2^{FEM} 相对误差处于0.1%~8%之间,且摩擦因数越大相对误差也越大。线性转折点扭矩和接触界面最大传递扭矩随着摩擦因数的增大而增大,线性转折点扭矩的理论值 $T_{\text{am}1}^*$ 与有限元值 $T_{\text{num}1}^*$ 相对误差处于1.8%~13.8%之间,且摩擦因数越大误差越小。最大传递扭矩的理论值 $T_{\text{lim}2}^{\text{AM}}$ 与有限元值 $T_{\text{num}2}^*$ 相对误差处于0.7%~1.9%之间,两者吻合得很好。



(a) 两个线性段扭转刚度



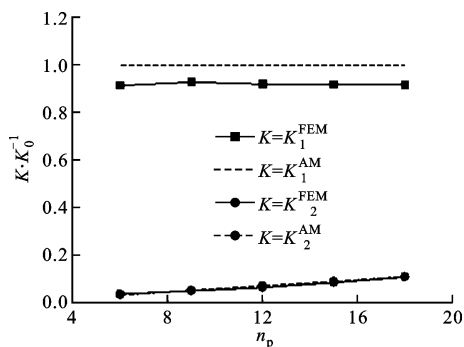
(b) 两个关键点扭矩

图8 摩擦因数对接触轴段扭转特性的影响

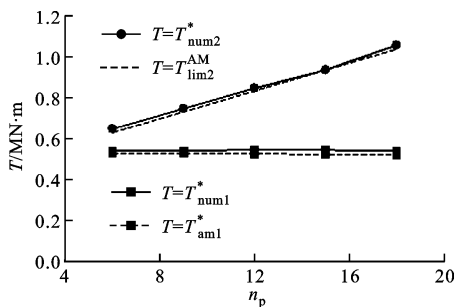
3.3 传扭销数的影响

带传扭销的环形平面接触轴段的双线性扭转刚度、双线性转折点扭矩及接触界面所能传递的最大

扭矩随传扭销数的变化规律如图9所示。由图9可知:第1线性段扭转刚度基本不受传扭销数的影响,有限元解 K_1^{FEM} 维持在 $0.92K_0$ 附近,且与理论解 K_1^{AM} 的相对误差为8%;第2线性段扭转刚度随着传扭销个数的增大而增大,传扭销个数从6增大到15时,理论解 K_2^{AM} 从 $0.038K_0$ 增到 $0.11K_0$,有限元解 K_2^{FEM} 从 $0.042K_0$ 增到 $0.11K_0$,传扭销个数为6时两者相对误差最大,为9.5%;线性转折点扭矩基本不受传扭销个数的影响,理论值 $T_{\text{am}1}^*$ 与有限元值 $T_{\text{num}1}^*$ 相对误差处于1.9%~2.8%之间,接触界面最大传递扭矩随着传扭销个数的增大而增大,其理论值 $T_{\text{lim}2}^{\text{AM}}$ 与有限元值 $T_{\text{num}2}^*$ 最大相对误差为2.7%。这说明,理论公式能很好评估传扭销个数对线性转折点扭矩和接触界面最大传递扭矩的影响。



(a) 两个线性段扭转刚度



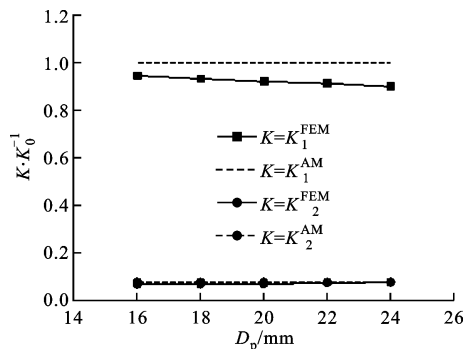
(b) 两个关键点扭矩

图9 传扭销数对接触轴段扭转特性的影响

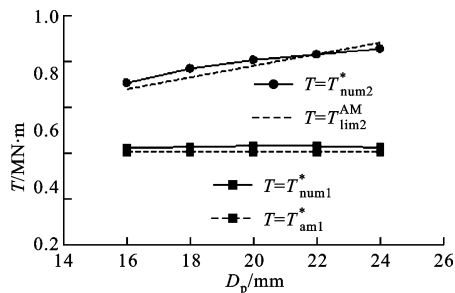
3.4 传扭销直径的影响

带传扭销的环形平面接触轴段的双线性扭转刚度、线性转折点扭矩及接触界面所能传递的最大扭矩随传扭销直径的变化规律如图10所示。由图10可知:第1线性段扭转刚度限元解 K_1^{FEM} 随着传扭销直径的增大而减小,传扭销直径从16 mm增大到24 mm时, K_1^{FEM} 从 $0.95K_0$ 减小到 $0.90K_0$,减小了5.3%,可见传扭销直径虽有影响,但影响不大;第2线性段扭转刚度基本不受传扭销直径的影响,理论解 K_2^{AM} 维持在 $0.075K_0$,有限元解 K_2^{FEM} 维持在

$0.071K_0$,两者相对误差为5.3%。线性转折点扭矩基本不受传扭销直径的影响,线性转折点扭矩的理论值 $T_{\text{am}1}^*$ 与有限元值 $T_{\text{num}1}^*$ 最大相对误差为3.9%。接触界面最大传递扭矩随着传扭销直径的增大而增大,其理论值 $T_{\text{lim}2}^{\text{AM}}$ 与有限元值 $T_{\text{num}2}^*$ 最大相对误差为3.8%。这说明,理论公式能很好评估传扭销直径对线性转折点扭矩和接触界面最大传递扭矩的影响。



(a) 两个线性段扭转刚度



(b) 两个关键点扭矩

图10 传扭销直径对接触轴段扭转特性的影响

4 结论

本文针对某重型燃气轮机透平转子压气机盘间带传扭销的环形平面接触轴段的结构特点,提出了其扭转特性的理论分析模型,并通过三维有限元数值计算进行了验证,获得如下结论。

(1)带传扭销的环形平面接触轴段的扭转变形可以用软弹簧特性的双线性模型近似,双线性转折点扭矩大小可通过平面接触面静摩擦力最大传递扭矩近似估计,而整个接触界面的传扭能力可以近似为平面接触面滑动摩擦力传递扭矩与传扭销发生屈服前传递的最大扭矩之和。

(2)第1线性段扭转刚度随着传扭销直径的增加略有减小,摩擦因数对第1线性段扭转刚度影响很小,而压应力和传扭销个数对第1线性段扭转刚度基本没有影响。第2线性段扭转刚度基本不受压应力、摩擦因数和传扭销直径等参数的影响,但随着

传扭销个数的增加近似线性增大。

(3) 双线性转折扭矩与压应力和摩擦因数成正比,而与传扭销的个数和直径无关。

本文提出的模型不仅可为重型燃气轮机盘间带传扭销环形平面接触界面的设计提供依据,而且可进一步用于燃机转子的扭转振动分析。盘间带传扭销的环形平面接触轴段的双线性扭转刚度特性会对转子的扭转振动产生影响,有可能使工作中的转子产生非线性振动现象,有待进一步深入研究。

参考文献:

- [1] GREENWOOD J A, WILLIAMSON J B P. Contact of nominally flat surfaces [J]. Proceedings of the Royal Society of London: Series A, 1966, 295: 300-319.
- [2] 饶柱石, 夏松波, 汪光明. 粗糙平面接触刚度的研究 [J]. 机械强度, 1994, 16(2): 72-75.
RAO Zhushi, XIA Songbo, WANG Guangming. A study of contact stiffness of flat rough surfaces [J]. Journal of Mechanical Strength, 1994, 16(2): 72-75.
- [3] MAJUMDAR A, BHUSHAN B. Fractal model of elastic-plastic contact between rough surfaces [J]. ASME Journal of Tribology, 1991, 113(1): 1-11.
- [4] 张学良, 温淑花, 徐格宁, 等. 结合部切向接触刚度分形模型研究 [J]. 应用力学学报, 2003, 20(1): 70-73.
ZHANG Xueliang, WEN Shuhua, XU Gening, et al. Fractal model of shear contact stiffness between rough surfaces [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2003, 20(1): 70-73.
- [5] 李辉光, 刘恒, 虞烈. 粗糙机械结合面的接触刚度研究 [J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(6): 69-74.
LI Huiguang, LIU Heng, YU Lie. Contact stiffness of rough mechanical joint surface [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(6): 69-74.
- [6] KOGUT L, ETSION I. Elastic-plastic contact analysis of a sphere and a rigid flat [J]. Journal of Applied Mechanics, 2002, 69(5): 657-662.
- [7] JACKSON R L, KRITHIVASAN V, WILSON W E. The pressure to cause complete contact between elastic-plastic sinusoidal surfaces [J]. IME Journal of Engineering Tribology, 2008, 222(7): 857-863.
- [8] HYUN S, PEI L, MOLINARI J F, et al. Finite element analysis of contact between elastic self-affine surfaces [J]. Physics Review E, 2004, 70(2): 026117.
- [9] BRIZMER V, KLIGERMAN Y, ETSION I. Elastic-plastic spherical contact under combined normal and tangential loading in full stick [J]. Tribology Letters,

2007, 25(1): 61-70.

- [10] 位文明, 吕盾, 张俊, 等. 转台轴承静刚度建模及影响因素分析 [J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(12): 8-14.
WEI Wenming, LÜ Dun, ZHANG Jun, et al. Static stiffness of three-row cylindrical roller bearing for rotary table [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(12): 8-14.
- [11] PALMGREN A. Ball and roller bearing engineering [M]. Philadelphia, USA: SKF Industries, 1945.
- [12] KARTAL M E, HILLS D A, NOWELL D, et al. Torsional contact between elastically similar flat-ended cylinders [J]. International Journal of Solids and Structures, 2010, 47(10): 1375-1380.
- [13] 夏凯, 孙岩桦, 洪德江, 等. 轴向拉紧的圆弧端齿轴段扭转特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(5): 51-56.
XIA Kai, SUN Yanhua, HONG Dejiang, et al. Torsional characteristics of axial fastened shaft section with curvic couplings [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(5): 51-56.

[本刊相关文献链接]

- 吴凡, 杜长河, 王杰枫, 等. 周向喷嘴数对旋流冷却流动传热特性的影响. 2018, 52(7): 94-100. [doi:10.7652/xjtuxb201807014]
- 何红, 徐自力, 王存俊, 等. 盘式拉杆转子非连续摩擦接触界面功能失效机理研究. 2018, 52(7): 130-138. [doi:10.7652/xjtuxb201807019]
- 范小军, 邹佳生, 周源远, 等. 喷嘴数和温比对旋流冷却流动和传热特性的影响. 2018, 52(3): 19-24. [doi:10.7652/xjtuxb201803003]
- 叶明亮, 黄琰, 晏鑫, 等. 隔板位置对凹槽叶顶传热和冷却性能的影响. 2018, 52(3): 55-62. [doi:10.7652/xjtuxb201803008]
- 郑达仁, 王新军, 张峰, 等. 上游横向间断肋布置方式对气膜冷却性能的影响. 2017, 51(11): 7-13. [doi:10.7652/xjtuxb201711002]
- 费昕阳, 王新军, 陆海空. 平板冲击发散冷却流动与换热特性的数值模拟. 2017, 51(7): 57-61. [doi:10.7652/xjtuxb201707009]
- 高庆, 廖高良, 张永海, 等. 透平级气动及运行参数对轮缘密封密封性能影响的数值研究. 2017, 51(7): 62-72. [doi:10.7652/xjtuxb201707010]
- 周子杰, 王新军, 费昕阳. 燃机透平静叶尾缘柱肋通道内的汽雾/空气冷却流动与换热特性数值研究. 2016, 50(11): 21-27. [doi:10.7652/xjtuxb201611004]

(编辑 赵炜)