

文章编号: 1000-8055(2024)11-20220971-11

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220971

考虑接触状态和力学特性差异的圆弧端齿连接 安装角度优化方法

颜 诚¹, 王昱景², 董世煌², 孙惠斌²

(1. 中国航发南方工业有限公司, 湖南 株洲 412002;
2. 西北工业大学 机电学院 航空发动机高性能制造工业和信息化部重点实验室, 西安 710072)

摘 要: 为了探究圆弧端齿加工偏差对接触状态和力学特性的影响规律, 优化圆弧端齿连接安装角度, 分析了圆弧端齿结构受力模型, 研究了齿面加工误差对接触压力的影响, 建立了圆弧端齿连接的切向刚度模型。理论研究和试验研究表明: 齿面偏差导致齿面配合状态和力学特性不一致, 在初始切向刚度阶段和刚度损失阶段通过优化安装角度能使切向刚度显著提高, 改善装配力学性能。为圆弧端齿连接结构装配特性与装配工艺优化研究提供基础, 对于提高圆弧端齿连接的航空发动机转子装配品质具有重要的意义。

关 键 词: 圆弧端齿; 齿面偏差; 接触状态; 力学特性; 安装角度

中图分类号: V263.2

文献标志码: A

Assembly angle optimization of curvic couplings considering contact status and mechanical characteristics

YAN Cheng¹, WANG Yujing², DONG Shihuang², SUN Huibin²

(1. South Industry Company Limited,
Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China;
2. Key Laboratory of High Performance Manufacturing for Aero-Engine,
Ministry of Industry and Information Technology, School of Mechanical Engineering,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In order to investigate the influence of machining deviation of curvic couplings on the contact status and mechanical characteristics and to optimize the assembly angle of curvic couplings connection, the force model of curvic couplings structure was analyzed, the effect of surface deviation on contact pressure was investigated, and the tangential stiffness model of curvic couplings connection was established. Theoretical and experimental studies showed that the tooth surface deviation led to inconsistency of curvic couplings contact status and mechanical characteristics. The optimized assembly angle can improve the tangential stiffness and optimize the mechanical characteristics of the assembly during the initial tangential stiffness phase and the stiffness loss phase. This could provide a basis for the study of the assembly characteristics and optimization of the assembly process of the curvic couplings connection structure, which is of great significance to improve the assembly quality of the aero-engine

收稿日期: 2022-12-22

基金项目: 国家科技重大专项(J2022-VII-0001-0043); 中央高校基本科研业务费专项资金

作者简介: 颜诚(1989—), 男, 博士, 主要从事航空发动机结构强度及振动研究。E-mail: yancheng912@qq.com

通信作者: 孙惠斌(1977—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事航空发动机装配特性预测与工艺优化、数字孪生等研究。

E-mail: sun_huibin@nwpu.edu.cn

引用格式: 颜诚, 王昱景, 董世煌, 等. 考虑接触状态和力学特性差异的圆弧端齿连接安装角度优化方法[J]. 航空动力学报, 2024, 39(11): 20220971. YAN Cheng, WANG Yujing, DONG Shihuang, et al. Assembly angle optimization of curvic couplings considering contact status and mechanical characteristics[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(11): 20220971.

rotor with curvic couplings connection.

Keywords: curvic coupling; surface deviation; contact status; mechanical characteristics; assembly angle

圆弧端齿通过弧形齿面接触和定心,可在高温、高压、高速、重载下传递扭矩。由于定心精度高、连接可靠、装拆方便,圆弧端齿广泛应用于航空发动机转子连接。但是,圆弧端齿制造偏差导致接触特性不一致,极大地影响了结构强度、刚度和力学特性,进一步影响了转子的性能和寿命等。

目前,圆弧端齿装配方面的研究非常有限。其中,尹泽勇团队^[1-7]分析了圆弧端齿连接部位的刚度、力学特性等。刘恒等^[8-10]分析了圆弧端齿结构设计和加工技术研究进展以及圆弧端齿结构参数与刚度之间的关系,指出圆弧端齿定心原理研究不足,并利用超静定系统平衡方程,结合变形协调条件,推导了圆弧端齿联轴器轴向偏差和同心偏差计算方法。宋健^[11]、李业明^[12]对圆弧齿面的接触应力、径向刚度和轴向刚度进行了分析。黄发^[13]以减小圆弧端齿结构最大等效应力为目标优化了圆弧端齿内径和齿根圆弧半径。李爱民^[14]提出了基于非线性连续疲劳损伤理论的微动疲劳寿命预测方法,以结构等效应力最小和微动疲劳寿命最大为目标,优化了圆弧端齿结构。Wang等^[15]提出了一种间接测量带圆弧端齿的单级转子配合面之间的定位和定向误差的方法,推导了装配同轴度与装配安装角度之间的数学表达式,实现了装配同轴度的预测和优化并验证了效果。而 Davidson 和 Wilcox^[16]在 20 世纪 70 年代就提出了多级圆弧端齿连接转子装配偏心的预测模型,用于优化多级转子的安装角度。AXIAM 公司采用标准量规测量圆弧端齿盘加工偏差,并输入装配偏心预测传递模型实现转子“超级堆叠”^[17]。孙帅等^[18]研究了关键成型参数对齿面偏差的影响规律,建立了圆弧端齿齿面误差模型,指出齿面偏差导致齿面啮合时配合状态不一致,通过优化安装角度能使齿面间隙的均值和方差更小、接触齿数更多。

可见,有关圆弧端齿齿面接触特性的研究大多从结构设计角度出发,分析设计参数对圆弧端齿力学特性的影响,并基于有限元仿真调整设计参数,使圆弧端齿连接结构强度和刚度等达到更优。由于制造误差的存在,圆弧端齿连接的接

触状态和力学特性存在显著差异,易导致刚度损失,难以保证连接性能的一致性和稳定性。现有的安装角度优化方法主要考虑几何偏心和倾斜,基本上不涉及配合状态和力学特性。

因此,本文考虑圆弧端齿齿面加工误差和压力角偏差,分析其影响齿面强度、结构刚度等力学性能指标的原理,并建立圆弧端齿连接结构刚度模型,为优化圆弧端齿连接的安装角度提供依据。

1 圆弧端齿连接结构受力分析

航空发动机转子组件中圆弧端齿结构包括凸齿结构和凹齿结构,其结构特征分别为凸或凹的弧形曲面形状。圆弧端齿结构的基体材料常用高温合金,通常通过专用磨床配合杯型砂轮成型磨削加工而成。如图 1 所示,为圆弧端齿加工示意图。

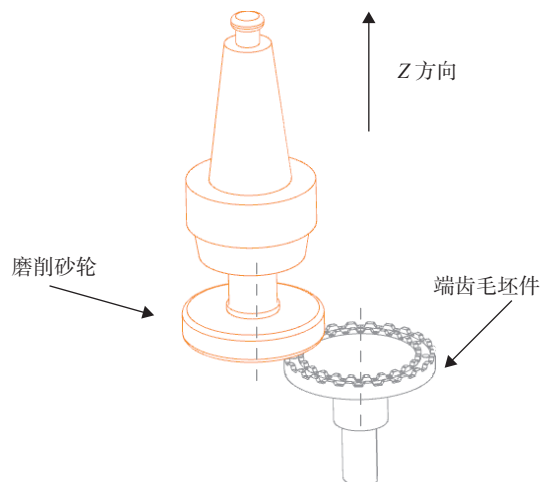


图 1 圆弧端齿加工示意图

Fig. 1 Schematic diagram of curvic couplings

圆弧端齿连接结构通过凸齿面和凹齿面的接触传递扭矩。如图 2 所示,圆弧端齿连接结构中齿面仅有部分区域参与接触,该区域是以砂轮轴线为中心的宽度为 B 、高度为 h_c 的圆弧面。

图 2 中高度满足 $h_c = 2(h_a - h_c)$ 。圆弧端齿齿面参与接触的区域关于节圆在轴向和径向分别对称,基于理想模型将圆弧端齿齿面近似为一个矩形,单个圆弧端齿接触齿面的名义接触面积为:

$$A = \frac{Bh_c}{\cos \theta} = \frac{2B(h_a - h_c)}{\cos \theta} \quad (1)$$

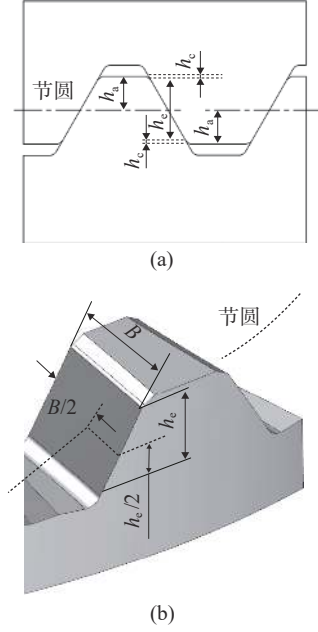


图 2 圆弧端齿齿面接触区域

Fig. 2 Contact area of curvic couplings

式中 h_a 为圆弧端齿齿顶高, h_c 为圆弧端齿齿顶倒角高, θ 为齿面压力角。以凸齿为例, 图 3 所示为圆弧端齿齿面微元接触上正压力在轴向和径向的投影。

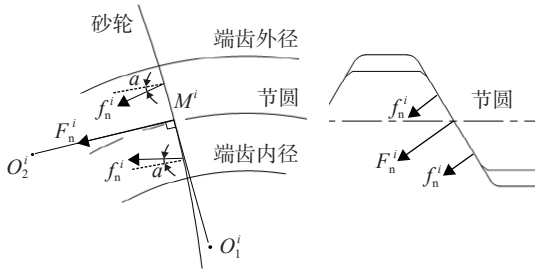


图 3 圆弧端齿齿面接触力示意图

Fig. 3 Schematic diagram of contact force on the tooth surface of curvic couplings

点 O_1^i 和 O_2^i 分别为圆弧端齿中心和砂轮中心, 点 M^i 为节圆与齿面交点, f_n^i 分别表示图中所示齿面任一微元上正压力, 角度 α 表示其与直线 $O_2^i M^i$ 夹角, F_n^i 为该接触齿面上正压力合力, 其方向过点 M^i 与齿面垂直并指向砂轮中心方向, 可知 f_n^i 沿轴向方向关于 $O_2^i M^i$ 在齿面上对称分布。齿面任意点力沿径向方向投影相互平行, 因此齿面接触正压力合力 F_n^i 满足:

$$F_n^i = \oint_{A_{ci}} f_n^i \cos \alpha ds \quad (2)$$

式中 ds 表示正压力 f_n^i 对应微元, A_{ci} 表示接触齿面 i 。圆弧端齿齿面接触为复杂型面接触, 难以直接

通过受力分析计算出其齿面受力分布情况, 本文将圆弧端齿齿面接触简化为弹簧模型, 如图 4 所示。

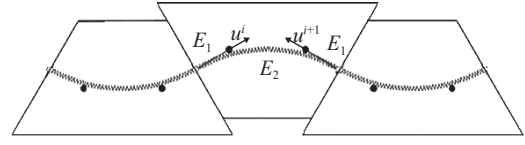


图 4 圆弧端齿结构弹簧模型

Fig. 4 Spring model of curvic couplings structure

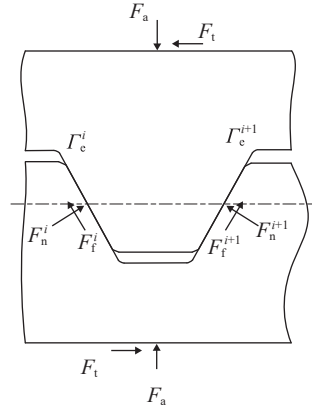
图 4 中弹簧模型分为线性弹簧和非线性弹簧, 根据胡克定律和弹簧模型, 齿面压力公式可表示为:

$$F_n^i = u^i E_{ep} \quad (3)$$

式中 $E_{ep} = E_1 + 2E_2$, E_1 和 E_2 分别表示齿面线性弹簧和非线性弹簧的等效轴向刚度, 满足 $(E_1 + 2E_2 \cos \theta) \sin \theta = E_c \frac{A_c}{2NA}$, 其中 E_c 为端齿结构材料弹性模量, A_c 为端齿名义接触面积, N 为端齿盘中端齿的数量, A 为端齿结构等效圆柱体横截面面积, u^i 为端齿齿面的变形量满足下式:

$$u^i = \frac{\Delta l_c \sin \theta}{2} \quad (4)$$

式中 Δl_c 表示圆弧端齿结构的轴向变形量。根据以上圆弧端齿齿面接触分析, 图 5 为单个端齿在



(a) 圆弧端齿结构受力分析

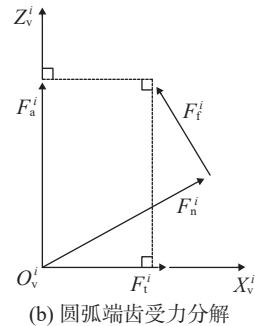


图 5 端齿齿面受力情况

Fig. 5 Force on the tooth surface of curvic couplings

轴向力作用下的受力情况。

F_a 和 F_t 分别为圆弧端齿连接结构所受轴向力和扭矩 T 对应的周向力, F_n^i 和 F_t^i 分别为标准圆弧端齿齿面 Γ_e^i 上正压力和摩擦力, F_n^{i+1} 和 F_t^{i+1} 分别为圆弧端齿齿面 Γ_e^{i+1} 上正压力和摩擦力。在图 5(b) 中, 以节圆与齿面 Γ_e^i 交点为坐标原点建立坐标系 $O_v^i - X_v^i Y_v^i Z_v^i$, Y_v^i 轴垂直视图向外。 F_a^i 、 F_t^i 和 F_t^i 分别为该齿面上名义预紧力、名义周向力和摩擦力, R 和 r 分别为圆弧端齿结构的外半径和内半径。在静态下满足受力平衡条件:

$$\begin{cases} F_a = \sum_{i=1}^{2N} F_a^i \\ F_a^i = F_n^i \sin \theta + F_t^i \cos \theta \\ F_t = \frac{2T}{R+r} = \sum_{i=1}^{2N} F_t^i \\ F_t^i = F_n^i \cos \theta + F_t^i \sin \theta \end{cases} \quad (5)$$

2 齿面加工误差与齿面接触压力

由于齿面制造误差的存在, 圆弧端齿结构各齿面接触状态并不一致。生产中常用着色检查方法确定接触齿数和接触面积是否达到要求, 并根据检查结果选择安装角度。这种方法并不能准确反映齿面之间的接触状态。考虑齿面加工误差,

$$F_{nk}^i = \begin{cases} 0 & i \in S_{\text{nct}} \\ \frac{1}{2j \sin \theta} \left(2F_a + \sum_{t=1}^j G_k^t E_{\text{ep}} \sin \theta - j g_k^i E_{\text{ep}} \sin \theta \right) & i \in S_{\text{ct}} \end{cases} \quad (7)$$

式中 j 为圆弧端齿接触齿面对的数量, G_k^i 表示将端齿齿面间隙 Δ_k^i 从小到大依次排序后的第 t 个端齿齿面初始间隙值, S_{nct} 与 S_{ct} 分别为在第 k 安装角度和轴向力 F_a 时非接触齿面位置编号集合与接触齿面位置编号集合。

装配安装角度是两个端齿盘的周向相对位置关系, 由螺栓孔数量 M 及当前螺栓孔位置决定 (图 7)。本文针对转子组件的装配, 将工程中凸齿盘和凹齿盘组合跳动最小的装配位置确定为初始装配位置, 将后一级的转子件逆时针旋转方向作为安装角度的调整方向, 即螺栓孔编号 $k = 1, 2, \dots, M$, 安装角度 $\lambda_k = \frac{(k-1) \cdot 360^\circ}{M}$ 。工程中圆弧端齿装配质量常采用齿面着色检验的方式, 判断连接结构的接触齿数和齿面接触面积是否达到质量控制要求。而由于齿面偏差的存在, 圆弧端齿连接结构装配中常出现非接触齿面, 即齿面

当螺栓孔编号为 k 时, 圆弧端齿结构接触变形如图 6 所示。

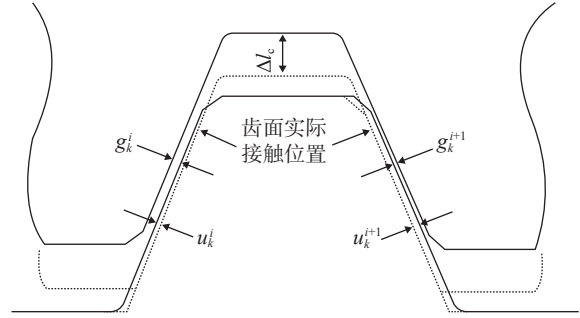


图 6 齿面接触位置示意图

Fig. 6 Diagram of tooth contact position

在图 6 中, 以凹齿盘为装配基准受轴向力作用下齿面实际接触位置。 g_k^i 和 g_k^{i+1} 分别表示第 i 和第 $i+1$ 齿面位置装配初始齿面间隙, u_k^i 和 u_k^{i+1} 分别表示凹齿第 i 和第 $i+1$ 齿面变形量, Δl_c 表示圆弧端齿结构的轴向压缩量, u_k^i 为端齿齿面的变形量, 其表达式如下式:

$$u_k^i = \begin{cases} 0 & \Delta l_c < \frac{g_k^i}{\sin \theta} \\ \frac{\Delta l_c \sin \theta - g_k^i}{\sin \theta} & \Delta l_c \geq \frac{g_k^i}{\sin \theta} \end{cases} \quad (6)$$

式中 $u_k^i = 0$ 表示齿面未发生接触。求解在螺栓孔编号 k 和轴向力 F_a 时, 端齿齿面压力表示为

接触间隙。本文中初始齿面间隙是指在施加轴向力前圆弧端齿齿面的接触间隙^[18]。

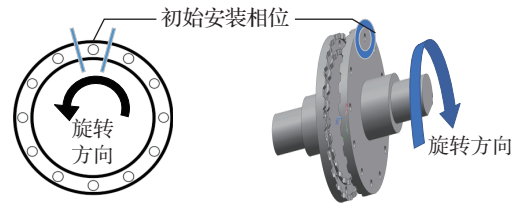


图 7 圆弧端齿装配安装角度示意图

Fig. 7 Diagram of curvic couplings installation angle

以某转子中的圆弧端齿连接结构为例, 装配安装角度分别为 0° 和 18° 时, 圆弧端齿连接结构装配初始间隙如表 1 所示。

类似地, 可计算在轴向力 $F_a = 9\,800\text{ N}$ 时, 圆弧端齿连接结构在不同角度下齿面接触对的数量如图 8 所示。

表 1 圆弧端齿连接结构装配初始间隙
Table 1 Initial assembly clearance of curvic couplings
connection structure mm

编号	$\lambda_1 = 0^\circ$	$\lambda_2 = 18^\circ$	编号	$\lambda_1 = 0^\circ$	$\lambda_2 = 18^\circ$
1	0.145	0.300	21	0.190	0.086
2	0.089	0.096	22	0.329	0.236
3	0.233	0.206	23	0.224	0.237
4	0.125	0.134	24	0.203	0.121
5	0.329	0.236	25	0.089	0.096
6	0.125	0.131	26	0.116	0.175
7	0.203	0.121	27	0.125	0.134
8	0.109	0.124	28	0.202	0.215
9	0.116	0.175	29	0.125	0.131
10	0.187	0.000	30	0.205	0.226
11	0.202	0.215	31	0.109	0.124
12	0.000	0.149	32	0.158	0.121
13	0.205	0.226	33	0.187	0.000
14	0.263	0.360	34	0.173	0.210
15	0.158	0.121	35	0.000	0.149
16	0.258	0.114	36	0.216	0.208
17	0.173	0.210	37	0.263	0.360
18	0.145	0.300	38	0.190	0.086
19	0.216	0.208	39	0.258	0.114
20	0.233	0.206	40	0.224	0.237

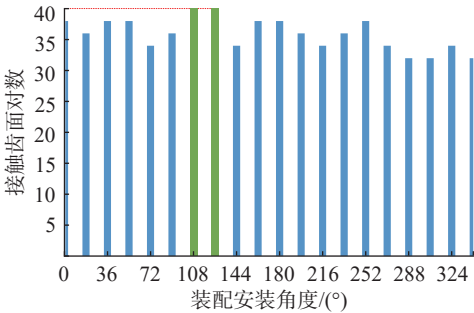


图 8 不同装配安装角度时接触齿面对数量
Fig. 8 Number of tooth contact surfaces for different assembly and mounting angles

可见，该圆弧端齿连接结构共 20 个安装角度，由于齿面加工误差存在，当调整安装角度时，连接结构中接触齿面分布和数量随之改变。当安装角度为 108°和 126°时，接触齿面对数量达到最多为 40，接触齿面上正压力沿周向分布计算结果如图 9 所示。

可见，安装角度为 108°时齿面接触正压力分布更均匀。在圆弧端齿连接结构中接触齿面数量达到要求时，需要进一步分析齿面接触应力，确定最佳装配方案，同时以上计算也证实了圆弧端齿齿面接触模型的有效性。

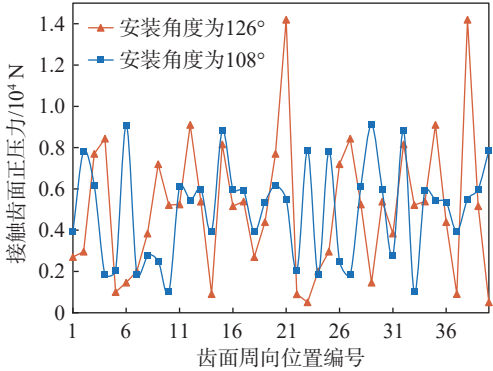


图 9 接触齿面正压力沿周向分布
Fig. 9 Circumferential distribution of positive pressure on the contact tooth surface

本文利用有限元分析方法求解圆弧端齿齿面接触应力分布，通过有限元分析结果作为模型输入，针对圆弧端齿结构建立齿面接触应力分布模型。圆弧端齿结构齿面接触的有限元分析模型基于 ABAQUS 6.14 分析平台建立，无论是中心长螺栓-圆弧端齿连接结构或周向螺栓-圆弧端齿连接结构，其圆弧端齿结构都为周向循环对称分布，因此选取整体结构的 1/N 局部切分结构作为分析齿面接触面模型结构，并且在截面处建立循环对称约束。如图 10 所示为圆弧端齿结构(外径为 55 mm，内径为 47 mm，高为 5.412 3 mm)的切分实体模型，圆弧端齿结构采用 C3D8R 六面体网格构成，并在端齿齿面接触位置、齿顶面和齿根处进行一定程度网格加密，一共约有 40 000 个单元，保证分析结果的精度和可靠性。

分别在凸齿结构外径和内径处沿齿面周向方向输出节点应力得到齿面应力值如图 11 所示。

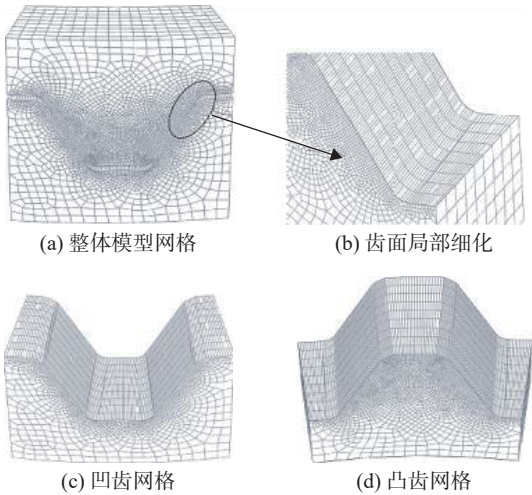


图 10 圆弧端齿结构网格示意图
Fig. 10 Finite element mesh schematic diagram of curvic couplings structure

图 11 中,沿周向内径处应力大于外径处应力。内径处齿根应力最大,其次是齿顶和齿根圆角;外径处齿根过渡圆角处应力最大,其次是齿根和齿顶位置。

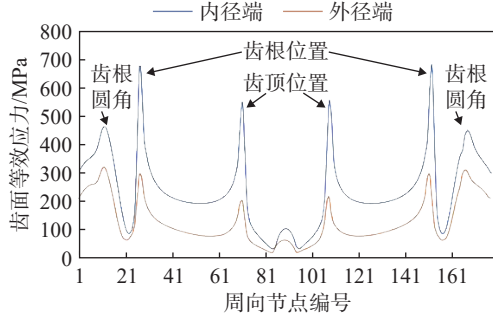


图 11 齿面等效应力周向分布

Fig. 11 Circumferential distribution of equivalent stress on tooth surface

3 圆弧端齿连接结构切向刚度模型

圆弧端齿连接结构主要用于传递扭矩。因此,分析齿面偏差对圆弧端齿连接结构切向刚度的影响原理,探究切向刚度损失规律非常有意义。典型的圆弧端齿连接结构如图 12 所示。

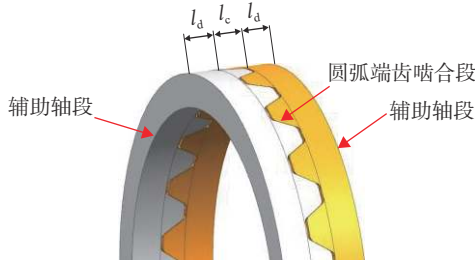


图 12 传递扭矩圆弧端齿结构示意图

Fig. 12 Schematic diagram of the structure of curvic couplings for torque transmission

图 12 中辅助轴段长度为 l_d , 圆弧端齿啮合段长度为 l_c , 螺栓结构不传递扭矩因此圆弧端齿连接结构的切向刚度由圆弧端齿啮合段切向刚度 K_c 和两段辅助轴段结构的切向刚度 K_d 串联组成, 圆弧端齿连接结构整体切向刚度满足:

$$\frac{l}{K^t} = 2 \frac{l_d}{K_d^t} + \frac{l_c}{K_c^t} \quad (8)$$

式中 l_c 为圆弧端齿结构啮合轴向长度满足下式:

$$K_{eq}^t = N\pi(R+r)^2 E_1 l - \frac{G_k^j E_1 + (G_k^j + G_k^{j-1}) E_2}{4\varphi} (R+r) l_c \quad \varphi_{lim1} \leq \varphi \leq \varphi_{lim2} \quad (17)$$

式中 G_k^j 为装配初始齿面间隙 g_k^j 从小到大排序后的新序列, φ_{lim1} 和 φ_{lim2} 表示切向刚度不变的区间, 满足:

$$l_c = 2h_b \quad (9)$$

式中 h_b 为圆弧端齿结构齿根高; 两段辅助轴段结构切向刚度 K_d 为常量。根据材料力学, 结构的切向刚度定义满足。

$$K_d^t = G I_p \quad (10)$$

式中 G 为圆弧端齿件的材料切变模量, I_p 为辅助轴段结构的截面二次极距, 两者仅与圆弧端齿连接结构的尺寸和材料有关, 因此圆弧端齿连接结构的切向刚度大小仅与圆弧端齿结构的刚度有关。当圆弧端齿连接结构中接触齿数为 j 时, 产生 φ 角度变形对应端齿齿面接触压缩量的整体变形量 $\Delta \ll R+r$

$$\varphi = \frac{\sqrt{3}\Delta}{4\pi(R+r)} \quad (11)$$

圆弧端齿连接结构中齿面接触受力模型齿面正压力满足

$$F_n^i = u_k^i E_1 + (u_k^i + u_k^{i+(-1)^{i+1}}) E_2 \quad (12)$$

式中 u_k^i 表示在螺栓孔编号 k 的圆弧端齿连接结构受轴向力 F_a 和扭矩 T 时的齿面压缩量满足

$$u_k^i = \frac{F_a}{N(E_1 + 2E_2)} + \frac{(\bar{g}_k^i - g_k^i)}{2} + (-1)^i \Delta \quad (13)$$

式中 $\bar{g}_k^i$ 为安装角度 k 时齿面间隙 g_k^i 的均值。

$$T = N\pi\varphi(E_1 + 2E_2)(R+r)^2 \quad (14)$$

根据材料力学切向刚度计算公式, 定义圆弧端齿连接结构等效切向刚度

$$K_{eq}^t = \frac{T l_c}{\varphi} \quad (15)$$

式中 $l_c = 2h_b$ 为圆弧端齿啮合段长度, h_b 为圆弧端齿结构齿根高。结合式(14)计算:

$$K_{eq}^t = \frac{T l_c}{\varphi} = N\pi l_c (E_1 + 2E_2) (R+r)^2 \quad (16)$$

式(16)为施加扭矩大小不足以使端齿齿面分离时, 圆弧端齿连接结构的等效初始切向刚度。同理, 当扭矩继续增大时, 凸齿齿面 $i = j$ 位置发生齿面分离, 可求得此时圆弧端齿连接段的等效切向刚度为:

$$\begin{aligned}\varphi_{\text{lim}1} &= \frac{1}{\sqrt{3}\pi(R+r)} \cdot \frac{F_a}{N(E_1+2E_2)} + 2(\bar{g}_k^i - G_k^j) \\ \varphi_{\text{lim}2} &= \frac{1}{\sqrt{3}\pi(R+r)} \cdot \frac{F_a}{N(E_1+2E_2)} + 2(\bar{g}_k^i - G_k^{j-1})\end{aligned}\quad (18)$$

当扭矩增大到一定程度, 所有齿面均发生移动, 此时接触齿面对数量为 P , 求解等效切向刚度:

$$K_{\text{eq}}^t = (R+r)l_c \left[\frac{\sqrt{3}F_a}{4\varphi} + N\pi(R+r)(E_1+2E_2) \right] \quad \varphi_{\text{lim}} \leq \varphi \quad (19)$$

当轴向力 F_a 一定时, 切向刚度损失过程满足关于扭转角度 φ 反比例函数。同时, 求解出刚进入该状态的转角 $\varphi_{\text{lim}2}$ 条件为

$$\varphi_{\text{lim}} = \frac{1}{\sqrt{3}\pi(R+r)} \left[\frac{F_a}{N(E_1+2E_2)} + 2\bar{g}_k^i \right] \quad (20)$$

综上所述, 求解考虑圆弧端齿齿面加工误差时, 圆弧端齿结构等效切向刚度 $K_{\text{c-ep}}^t$, 并定义圆弧端齿连接结构的等效切向刚度系数

$$\beta^t = \frac{K_{\text{c-ep}}^t}{K_c^t} \quad (21)$$

式中 $K_c^t = K_d^t$ 为圆弧端齿段对应实体结构的切向刚度, 齿面偏差导致圆弧端齿齿面接触分布不均匀, 削弱了连接结构的刚度。式(21)中 $K_{\text{c-ep}}^t \leq K_c^t$, 即圆弧端齿连接结构切向刚度系数 $\beta^t \leq 1$ 。根据上述模型计算圆弧端齿连接结构的切向刚度损失可分为 3 个阶段, 如图 13 所示。

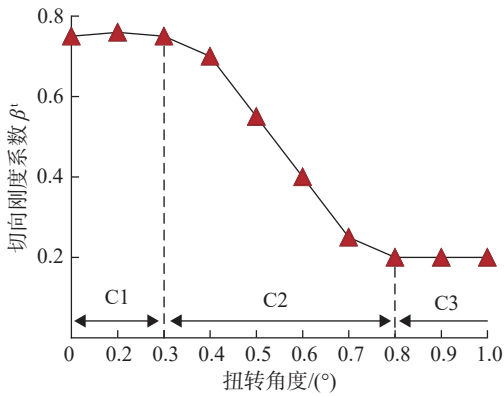


图 13 切向刚度损失过程示意图

Fig. 13 Schematic diagram of the tangential stiffness loss process

图 13 中 C1 阶段表示初始切向刚度阶段, 扭矩不足以使圆弧端齿齿面接触改变, 不易导致切向刚度损失。C2 阶段表示随着扭矩增大齿面接触发生分离, 切向刚度迅速损失。C3 阶段表示当变形量达到一定程度时, 齿面接触分布不再改变, 切向刚度保持稳定。由于齿面加工误差存在, 在

不同安装角度下圆弧端齿连接结构初始切向刚度和损失过程均不一致。根据某圆弧端齿结构误差数据, 通过仿真计算在不同安装角度下, 加载装配轴向力 98 000 N 和扭矩 300 N·m 的齿面接触状态变化。为定量分析圆弧端齿切向刚度损失过程, 输出不同安装角度的切向刚度如图 14 所示。

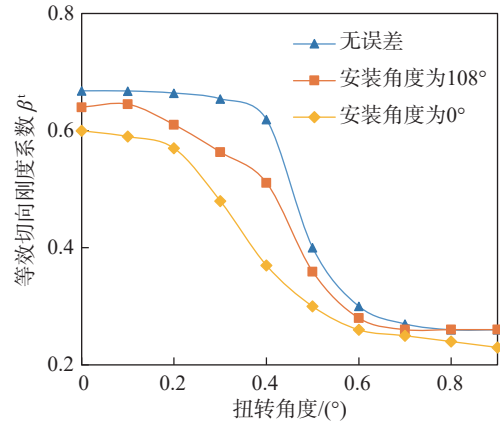


图 14 仿真计算圆弧端齿连接结构切向刚度损失过程

Fig. 14 Simulation of the loss of tangential stiffness in a curvic couplings connection structure

图 14 中, 无误差表示不考虑圆弧端齿加工误差的情况。圆弧端齿啮合段切向刚度约为辅助轴段切向刚度的 0.67。刚度损失过程与理论模型相符, 存在未损失阶段、损失阶段和稳定阶段。同时齿面加工误差会导致圆弧端齿连接结构切向刚度损失增大, 使 C1 阶段变短, 影响转子组件的装配力学性能, 可为安装角度优化提供依据。

4 圆弧端齿连接结构安装角度优化方法

圆弧端齿连接结构安装角度优化流程如图 15 所示。根据齿面测量数据和圆弧端齿结构特征建立圆弧端齿接触误差模型, 结合圆弧端齿连接结构轴向力模型, 代入齿面误差模型计算齿面应力, 进而计算不同安装角度下强度和刚度情况。最终, 将装配精度和力学性能均达到要求的数据代入优化目标函数, 得到综合装配质量最佳的安装角度。

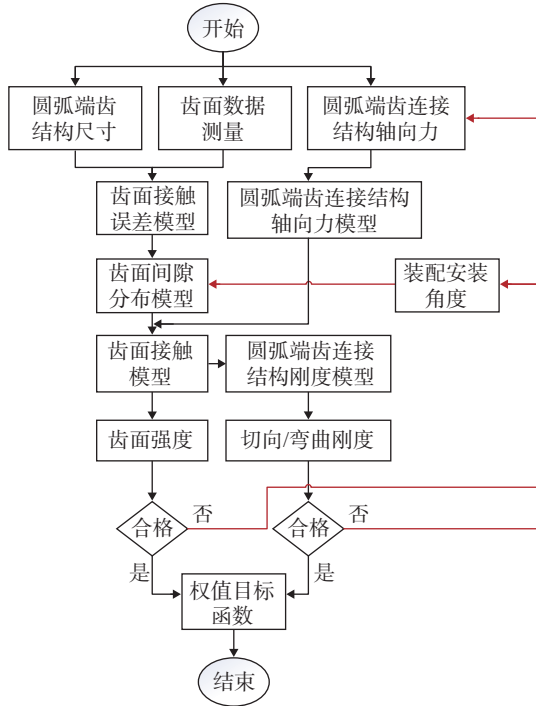


图 15 圆弧端齿连接结构装配工艺优化路径

Fig. 15 Optimization path for the assembly process of curvic couplings connection structure

加权函数值是优化安装角度的关键指标,参数需要经过大量的实测数据和装配经验积累确定,可写为以下形式:

$$\omega = C_1 \cdot \omega_1 + C_2 \cdot \omega_2 \quad (22)$$

式中权值参数 $C_1 + C_2 = 1$ 且均大于零,对于同一装配位置圆弧端齿连接结构为常量。 ω_1 和 ω_2 分别为齿面强度指标和刚度指标的归一化函数值。以两级转子圆弧端齿连接结构为例,根据圆弧端齿齿面强度分析可知,齿面等效应力随齿面加工误差和齿面接触正压力而变化,可以将最大齿面正压力作为齿面强度的间接指标,其归一化函数为

$$\omega_1 = \lg(F_{n,k}^{\max}) / \lg(\max\{F_{n,k}^{\max}\}) \quad (23)$$

式中 $F_{n,k}^{\max} = \max\{F_{n,k}^i\}$ 表示当安装角度为 λ_k 时圆弧端齿连接结构中齿面正压力最大值,图 15 中齿面强度判断条件为 $F_{n,k}^{\max} \leq [F_n]$, $[F_n]$ 为根据齿面接触模型由齿面强度许用应力 $[\sigma]$ 和安全系数 p 对应的齿面正压力许用值。

同时,根据圆弧端齿连接结构切向刚度模型,圆弧端齿连接结构中齿面接触分布是影响其刚度特性的关键参数。根据端齿连接结构装配齿面接触模型,计算在不同安装角度下齿面接触状态以及非接触齿面位置分布。将端齿齿面接触状态分

类,用数值 1 表示齿面接触符合要求,数值为 0 表示齿面不接触,如下式所示:

$$f_{\text{con},k}^i = \begin{cases} 0 & i \in S_{\text{nct}} \\ 1 & i \in S_{\text{ct}} \end{cases} \quad (24)$$

式中,以第一级转子圆弧端齿为装配基准, S_{nct} 和 S_{ct} 分别为在安装角度为 λ_k 时非接触齿面位置编号集合和接触齿面位置编号集合。为判断端齿齿面接触的分布情况,建立端齿齿面接触分布判断函数:

$$\begin{cases} A_k^i = f_{\text{con},k}^i + f_{\text{con},k}^{i+1} \\ A_k^i > 0 \end{cases} \quad i \in S \quad (25)$$

式中 $A_k^i = f_{\text{con},k}^i + f_{\text{con},k}^{i+1}$, $S = S_{\text{nct}} \cup S_{\text{ct}}$ 为所有端齿齿面位置编号集合。 $A_k^i > 0$ 表示端齿连接结构中不存在相邻两个齿面均为非接触,刚度指标的归一化函数可写为:

$$\omega_2 = \lg(u_k) / \lg(\max\{u_k\}) \quad (26)$$

式中 $u_k = \sum_{i=1}^{2N} f_{\text{con},k}^i$ 表示当安装角度为 λ_k 时圆弧端齿连接结构中接触齿面数量。

5 试验验证

为了验证本文提出的模型和安装角度优化方法,开展圆弧端齿连接结构的装配试验,记录螺栓拧紧力矩、测量拧紧后的螺栓伸长量并控制分布误差,验证试验件最佳安装角度与螺栓拧紧影响机理,验证装配精度和力学性能的优化效果。

试验件参照某发动机转子圆弧端齿结构设计,圆弧端齿齿数 $N=24$, 双排齿,螺栓孔数量 $M=12$,材料为 42CrMo,弹性模量为 $E=212 \text{ GPa}$,密度为 $\rho=7.850 \text{ g/cm}^3$,泊松比为 $\mu=0.28$,屈服强度为 $[\sigma_s]=930 \text{ MPa}$,整体硬度为 HRC30-35,圆弧端齿局部高频硬化 HRC54-59,表面精磨,轴向力 $F_a=98\,000 \text{ N}$ 。实物结构如图 16 所示,图中 l_{d1} 、 l_{d2} 为辅助段一、辅助段二的长度。

采用英国雷尼绍(Renishaw)公司的高精度五轴测量系统采集齿面数据。测头直径 $\phi=2 \text{ mm}$,测量前根据三维模型与实物进行基准匹配,先测量圆弧端齿件的端面(不同半径处)与柱面(不同高度处)值,再进行齿面自由扫掠,测量后可得齿面节距偏差如图 17 所示。

安装角度优化权值函数中取 $C_1 = C_2 = 0.5$,即仅考虑圆弧端齿连接结构的力学性能。将上述误

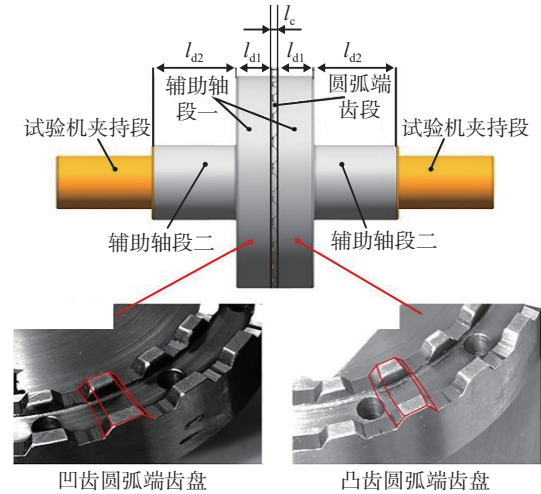


图 16 圆弧端齿试验件
Fig. 16 Curvic couplings test pieces

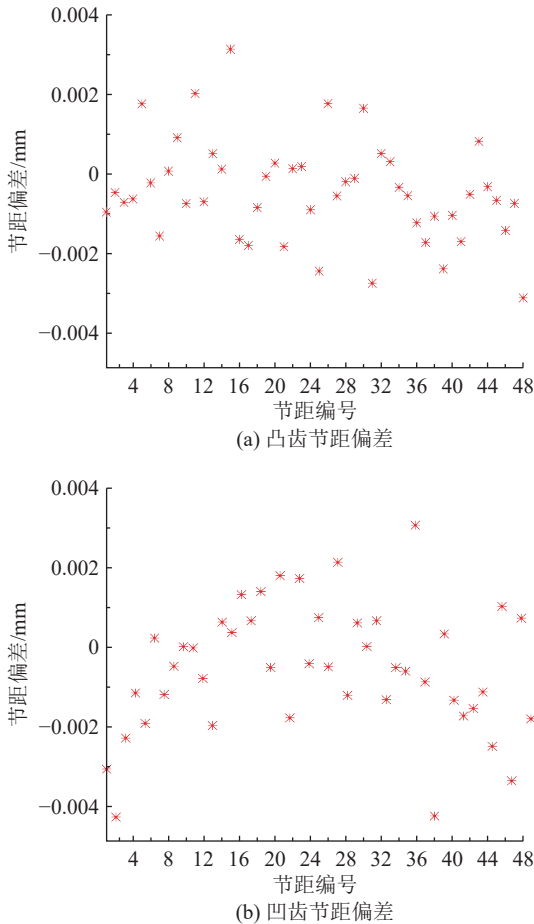


图 17 圆弧端齿试验件节距偏差
Fig. 17 Pitch deviation of curvic couplings test pieces

差与装配轴向力代入,得到目标函数值随安装角度的变化情况如图 18 所示。

可见,当装配安装角度 $\lambda_k=150^\circ$ 时权值目标函数数值最大,表明装配力学性能最好。

为了验证圆弧端齿件的装配安装角度和螺栓

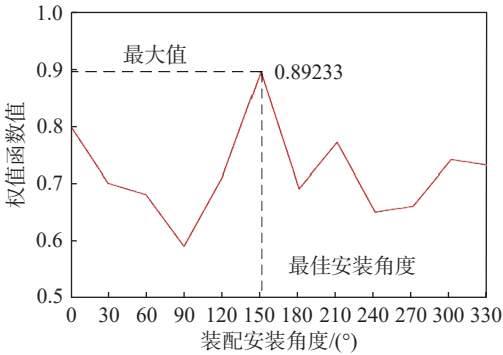


图 18 圆弧端齿试验件装配工艺优化权值目标函数值
Fig. 18 Objective function values for the optimization of weights for the assembly process of test pieces with curvic couplings

预紧力水平与圆弧端齿连接结构切向刚度的关系,开展如图 19 所示的扭转试验,表 2 为扭转试验参数。

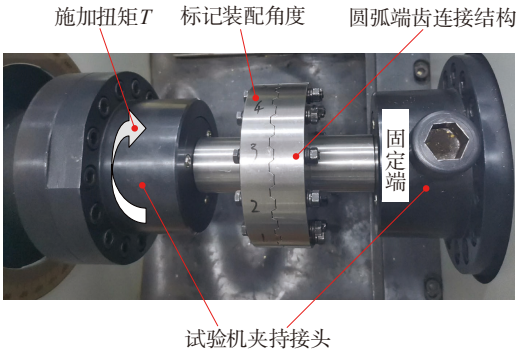


图 19 扭转试验图
Fig. 19 Torsion test diagram

表 2 扭转试验的参数设置
Table 2 Parameter setting for torsion test

扭转试验参数	数值
安装角度 $\lambda_k/(^\circ)$	0, 30, 60, 90, 120, 150, 180, 210, 240, 270, 300, 330
螺栓紧固扭矩/(N·m)	5, 10, 15
试验扭矩/(N·m)	300

先采用电动拧紧枪紧固螺母,按照十字交叉法分 50%、75% 和 100% 这 3 个阶段拧紧,每次拧紧后静止 30 s,等待预紧力稳定,反复操作直至所有螺栓拧紧完成。

进行圆弧端齿连接结构扭转力学试验,调整圆弧端齿连接结构安装角度,测定不同螺栓紧固扭矩水平下的切向刚度。不同拧紧力矩、不同安装角度的扭矩-转角曲线如图 20、图 21 和图 22 所示。

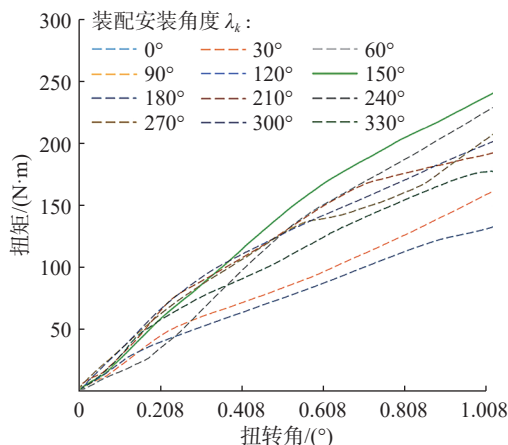


图 20 拧紧力矩为 5 N·m 时试验件连接结构扭转变形量
Fig. 20 Torsional deformation of the test piece connection structure at a tightening torque of 5 N·m

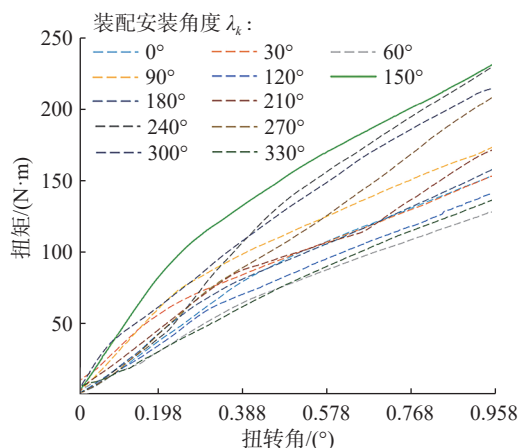


图 21 拧紧力矩为 10 N·m 时试验件连接结构扭转变形量
Fig. 21 Torsional deformation of the test piece connection structure at a tightening torque of 10 N·m

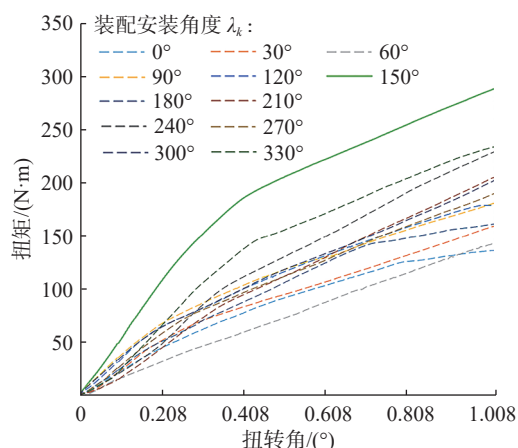


图 22 拧紧力矩 15 N·m 时试验件连接结构扭转变形量
Fig. 22 Torsional deformation of the test piece connection structure at a tightening torque of 15 N·m

图中的斜率越大表示切向刚度越大。在安装角度为 150° 时, 切向刚度最好, 与优化结果一致。

根据试验结果计算圆弧端齿段的等效切向刚度系数, 观察装配安装角度为 150° 时, 不同拧紧扭矩水平下等效刚度损失过程, 如图 23 所示。

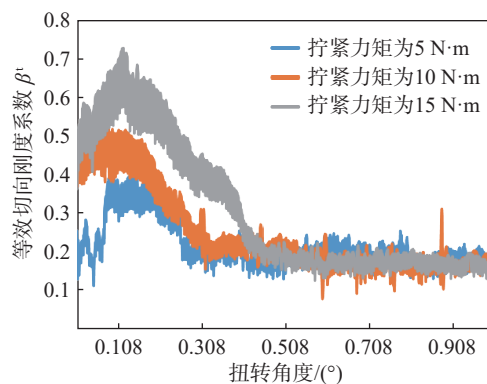


图 23 试验件切向刚度损失过程

Fig. 23 Test piece tangential stiffness loss process

由于加载过程中试验机转角以 0.001° 增量产生波动, 等效切向刚度系数存在波动。由于试验机夹持端压板存在间隙, 圆弧端齿连接结构实际初始切向刚度出现在约 0.12° 时。同一装配安装角度下, 预紧力越大初始刚度越大, 刚度损失过程越长, 直至扭矩产生轴向力大于预紧力, 导致切向刚度趋于稳定与预紧力大小无关。圆弧端齿连接结构切向刚度达到稳定时的临界扭转角与预紧力水平正相关。

6 结 论

针对圆弧端齿加工偏差影响接触状态和力学特性的问题, 本文分析了圆弧端齿结构受力模型, 研究了齿面加工误差对接触强度的影响, 建立了圆弧端齿连接的切向刚度模型, 提出了安装角度优化方法。理论建模和试验验证表明, 圆弧端齿制造偏差导致连接刚度损失, 在初始切向刚度阶段和刚度损失阶段通过优化安装角度能使切向刚度显著提高, 可作为改善圆弧端齿连接结构装配特性的依据之一。在此基础上, 可进一步考虑圆弧端齿制造误差和安装角度对连接结构弯曲刚度、磨损退化等问题的影响原理, 发展面向高性能的装配工艺优化方法。

参考文献:

- [1] 尹泽勇, 欧园霞, 李彦, 等. 轴向预紧端齿连接转子的动力特性分析[J]. 航空动力学报, 1994, 9(2): 24-27.
YIN Zeyong, OU Yuanxia, LI Yan, et al. Dynamic characteristics analysis of rotor with axial pre-tightening end teeth connection[J]. Journal of Aerospace Power, 1994, 9(2): 24-27. (in Chinese)

- [2] 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): 274-277, 284.
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): 274-277, 284. (in Chinese)
- [3] 葛庆, 谈芦益, 李一峰, 等. 端面齿啮合段的弯曲刚度特性研究[J]. 动力工程学报, 2013, 33(8): 591-594, 599.
GE Qing, TAN Luyi, LI Yifeng, et al. Study on bending stiffness of curvic couplings[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2013, 33(8): 591-594, 599. (in Chinese)
- [4] 吴阳, 侯力, 罗岚, 等. 机床误差对圆弧齿线圆柱齿轮齿面误差影响规律的理论研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(21): 100-109.
WU Yang, HOU Li, LUO Lan, et al. Research on the effect law of machine tool errors on tooth surface errors of curvilinear gear[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(21): 100-109. (in Chinese)
- [5] JIANG Xiangjun, ZHU Yongsheng, HONG Jun, et al. Investigation into the loosening mechanism of bolt in curvic coupling subjected to transverse loading[J]. Engineering Failure Analysis, 2013, 32: 360-373.
- [6] 刘君, 吴法勇, 王娟. 航空发动机转子装配优化技术[J]. 航空发动机, 2014, 40(3): 75-78.
LIU Jun, WU Fayong, WANG Juan. Optimization technique of aeroengine rotor assembly[J]. Aeroengine, 2014, 40(3): 75-78. (in Chinese)
- [7] YUAN Shuxia, ZHANG Youyun, FAN Yuguang, et al. A method to achieve uniform clamp force in a bolted rotor with curvic couplings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part E Journal of Process Mechanical Engineering, 2016, 230(5): 335-344.
- [8] 刘恒, 洪杰, 邵伏永, 等. 圆弧端齿结构设计和加工工艺研究进展与展望[J]. 推进技术, 2018, 39(4): 721-730.
LIU Heng, HONG Jie, SHAO Fuyong, et al. Progress and prospect of structural design and processing technology of CURVIC coupling[J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(4): 721-730. (in Chinese)
- [9] LIU Heng, HONG Jie, RUAN Shilun, et al. A model accounting for stiffness weakening of curvic couplings under various loading conditions[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2020, 2020(1): 1-17.
- [10] 刘恒, 洪杰, 李垒栋, 等. 圆弧端齿联轴器定位机理研究[J]. 推进技术, 2019, 40(6): 1382-1388.
LIU Heng, HONG Jie, LI Leidong, et al. Positioning mechanism of curvic coupling[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(6): 1382-1388. (in Chinese)
- [11] 宋健. 机车牵引齿轮用端齿联轴器的参数计算与强度分析[D]. 辽宁 大连: 大连交通大学, 2015.
SONG Jian. Parameter calculation and strength analysis of end-toothed coupling of locomotive traction gear[D]. Dalian Liaoning: Dalian Jiaotong University, 2015. (in Chinese)
- [12] 李业明. 大功率机车弹性联轴器及圆弧端齿联结技术研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2009.
LI Yeming. Study on the flexible coupling and arc tooth connection technology for the superpower locomotive[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2009. (in Chinese)
- [13] 黄发. 圆弧端齿结构设计方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2013.
HUANG Fa. Design method of curvic couplings[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2013. (in Chinese)
- [14] 李爱民. 圆弧端齿结构设计方法与微动疲劳寿命预测模型研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2015.
LI Aimin. Research on design method of curvic couplings and fretting fatigue life prediction model[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2015. (in Chinese)
- [15] WANG Xiaoming, CAO Zifei, SUN Chuanzhi, et al. Positioning and orientation error measurement and assembly coaxiality optimization in rotors with curvic couplings[J]. Measurement, 2021, 186: 110167.
- [16] DAVIDSON J K, WILCOX L E. Minimizing assembly runout in turbo-machines made with curvic® couplings[J]. Journal of Engineering for Power, 1976, 98(1): 37-46.
- [17] HUSSAIN T, YANG Z, POPOV A A, et al. Straight-build assembly optimization: a method to minimize stage-by-stage eccentricity error in the assembly of axisymmetric rigid components (two-dimensional case study)[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2011, 133(3): 1-11.
- [18] 孙帅, 孙惠斌, 付玄, 等. 圆弧端齿齿面加工偏差对配合状态的影响[J]. 航空动力学报, 2024, 39(5): 20220365.
SUN Shuai, SUN Huibin, FU Xuan, et al. Influence of machining deviations on the mating condition of circular end teeth [J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(5): 20220365. (in Chinese)

(编辑: 王碧琚)