

航空鼓形花键设计及其不对中接触特性

赵 广¹, 王梦茹¹, 冯志飞¹, 王永泉^{1,2,3}, 郭 梅^{2,3}, 苏常青^{2,3}

(1. 大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116024;

2. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所, 沈阳 110015;

3. 中国航空发动机集团有限公司 航空发动机动力传输重点实验室, 沈阳 110015)

摘 要: 针对鼓形花键设计方法不完善、修形量范围无法确定的问题, 提出利用花键齿面许用应力与内外花键配合干涉确定鼓形花键鼓形量的范围。以某航空发动机中央传动杆花键为例, 开展鼓形花键设计; 进而对比研究对中与不对中状态下普通花键和鼓形花键的接触特性。结果表明: 对中状态下, 普通花键接触应力集中于齿向加载端, 而鼓形花键则集中于齿向中部且接触应力增大; 不对中状态下, 普通花键接触齿对数目显著减小且接触应力显著提高, 而鼓形花键的均载性显著且接触应力降低; 随着不对中的增大, 普通花键因干涉而存在断齿风险, 而鼓形花键仍能够啮合但脱离齿对数目增加, 接触应力也急剧提高。所确定的鼓形花键修形量范围合理, 能够将齿侧间隙、不对中补偿能力、与修形量定量耦合起来, 为航空鼓形花键设计、不对中控制、承载能力与寿命提升提供了重要理论参考。

关 键 词: 鼓形花键; 设计方法; 修形; 不对中; 接触特性

中图分类号: V233.1

文献标志码: A

Design method and its misaligned contact characteristic of aviation crowned spline

ZHAO Guang¹, WANG Mengru¹, FENG Zhifei¹,
WANG Yongquan^{1,2,3}, GUO Mei^{2,3}, SU Changqing^{2,3}

(1. School of Energy and Power Engineering,

Dalian University of Technology, Dalian Liaoning 116024, China;

2. Shenyang Engine Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China;

3. Key Laboratory for Power Transmission Technology of Aero-Engine,

Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: In view of the imperfect design method of the crowned involute spline and the uncertainty of the range of the modification amount, a method of designing the crowned involute spline was proposed by using the allowable stress of the spline tooth surface and the interference of the inner and outer splines to determine the range of the crowned amount of the crowned spline. Taking the spline of a central transmission rod of an aero engine as an example, design of the crowned spline was carried out; and the contact characteristics of the ordinary spline were com-

收稿日期: 2021-04-18

基金项目: 国家自然科学基金(12172073); 中央高校基本科研业务费专项资金(DUT16JJ(G04));

国家科技重大专项(779608000000200007)

作者简介: 赵广(1981—), 男, 副教授、博士生导师, 博士, 主要从事转子及连接结构动力学研究。

引用格式: 赵广, 王梦茹, 冯志飞, 等. 航空鼓形花键设计及其不对中接触特性[J]. 航空动力学报, 2022, 37(4): 694-703. ZHAO Guang, WANG Mengru, FENG Zhifei, et al. Design method and its misaligned contact characteristic of aviation crowned spline [J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(4): 694-703.

pared with those of the crowned spline under the alignment and misalignment state respectively. The research results showed that under the aligned condition, ordinary spline contact stress was concentrated on the tooth loading end, while the contact stress of the crowned spline was located in the axial tooth middle and the contact stress increased; in the misalignment state, the number of contact tooth pairs of the ordinary spline significantly reduced and the contact stress significantly increased, while the load-sharing effect of the crowned spline was significantly improved and the contact stress significantly reduced. As the misalignment increased, the ordinary spline had the risk of tooth breakage due to interference, while the crowned spline could still engage but the number of disconnected tooth pairs increased, and the contact stress also increased sharply. The determined range of the crowned spline modification amount was reasonable, and it can quantitatively couple the tooth backlash, misalignment compensation ability, and the modification amount. The research results provide an important theoretical basis for designing aero crowned splines, controlling the misalignment and improving the load-bearing capacity and the wear life.

Key words: crowned spline; design method; modification; misalignment; contact characteristic

在航空传动装置中,为了提高推质比、传动安全性和可靠性,要求转子的连接具有质量轻、低悬臂力矩、高速、高平衡潜力,以及良好的不对中补偿能力等特点,目前只有花键满足这种苛刻的要求。航空花键结构紧凑、易于安装、应力集中小,且更容易补偿安装误差和不对中。然而,由于航空花键承受周期性扭矩、短暂峰值扭矩、冲击扭矩等复杂扭矩载荷,离心力、不对中负载、共振等机械载荷,导致航空花键的接触、磨损、疲劳和失效问题广泛存在。其中不对中是导致花键偏载、承载能力降低、接触应力提高、接触磨损与疲劳失效的关键因素^[1]。

通过接触分析获得花键接触应力分布规律是评价花键承载能力的基础。国内外很多学者对花键的接触特性^[2]、载荷分布^[3-4]、接触滑移^[5]与摩擦功^[6]开展了理论计算与接触压力测试^[7-8]。针对航空花键的不对中接触磨损与失效问题,美国海军战斗机维护库开展了系统的综合治理工作,使得花键的平均故障间隔时间(MTBF)由不足 500 h 提高到 3 000 h 以上^[9];Curà 等^[10-11]分别计算了角度不对中、平行不对中花键的载荷分布;Elkholy 和 Alfares^[12]研究了不对中导致的花键各齿载荷分配、倾覆力矩(tilting moment)和摩擦力矩。由于花键服役过程中不对中的不可避免性,很多学者尝试各种花键的修形或鼓形化以提高花键的均载效应和承载能力。1979 年,Mcdermott 等^[13]为了提高花键不对中补偿能力,从鼓形花键制造技术角度改进了传统的“升降滚切法”并申请了专利;

Ellen 等^[14]提出了对数齿廓修形方法,与圆形和抛物线端面齿廓修形方法对比,发现对数轮廓修形的齿面最大接触应力值最小;徐云^[15]推导得出了修形圆弧半径与修形量之间的关系,通过有限元仿真证实圆弧修形可以降低齿面局部应力集中;韩正标^[16]对比研究了齿向鼓形修形、齿向边坡修形、齿向分段抛物线修形等对花键接触特性的影响,确定了最佳修形位置和修形量。胡正根等^[5]通过渐开线花键的分段抛物线修形,有效减少了齿端接触应力和相对滑移。上述文献虽然提出了花键齿廓修形方法,但缺乏修形量确定的理论依据,无法确定修形量的区间范围,也未考虑不对中对修形量的影响。针对花键承载力不足、不对中状态的接触应力过大或磨损等具体问题,很多学者尝试通过花键修形解决这些问题。Wang 等^[17]研究发现鼓形齿可以增大不对中状态的接触面积、减少齿端应力;Alfares 等^[18]计算了不对中状态下周向啮合间隙分布,发现鼓形齿有助于缓解齿侧间隙的影响;胡娟娟等^[19]研究表明存在一个与不对中量成正比的最佳修形量使齿面接触压力最小,从而改善倾角不对中带来的不利影响;薛向珍等^[20]开展了航空渐开线花键的齿向修形,通过仿真发现修形对于花键的微动磨损具有较大影响;美国国家标准协会(ANSI)的 B92.1-1970 (R1993)标准^[21]给出了鼓形花键齿面压应力计算方法及许用应力要求。此外,还有很多学者对修形后鼓形花键的各种性能进行评估,主要包括改善花键的不对中承载能力^[22]、提高花键轴向载荷

分配的均匀性^[23]、各齿的均载效应和强度^[24]、降低倾覆力矩^[25]、提高抗磨损能力和不对中补偿能力^[26]。

综上所述,国内外学者在花键接触分析的基础上,针对不对中状态下普通花键承载能力低、应力集中、疲劳与磨损等失效问题,通过各种齿向修形或鼓形化手段,提高不对中状态下的均载效应和传动可靠性。但还存在如下问题:其一,当花键服役过程中实际不对中和齿侧间隙确定后,无法定量确定鼓形花键修形量区间范围;其二,当鼓形花键修形量设计完成后,无法根据实际齿侧间隙预测花键的不对中补偿能力,从而控制装配和服役的不对中量,让花键安全工作。

针对鼓形花键设计方法不完善、修形量范围无法确定的问题,提出利用花键齿面许用应力与内外花键配合干涉确定鼓形花键鼓形量的范围,进而以某航空发动机中央传动杆花键为例,开展鼓形花键设计;并对比研究对中与不对中状态下普通花键和鼓形花键的接触特性,从 Mises 应力、接触滑移、齿面压力分布等角度,研究修形量和倾角不对中量对花键接触特性的影响规律。

1 航空鼓形花键的设计方法

由于制造与装配误差、支撑箱体的冷热态变形、航空器机动飞行等原因,航空花键连接的两个转子经常出现平行、倾角与综合不对中状态。在花键传动扭矩过程中,各齿对横向啮合刚度量级高达 10^{10} N/m,使得花键副在转子系统中近似为刚性铰接(从横向刚度角度考虑),因而仅存在倾角不对中状态,即使两转子存在平行或综合不对中,当花键因传动扭矩而啮合时,使得转子转变为倾角不对中状态。因此,本文所涉及的不对中仅考虑倾角不对中。

花键副修形一般仅对外花键进行修形,使之鼓形化,鼓形花键对中与不对中啮合时沿轴向过啮合线切开的截面图如图 1 所示。图中 C_r 和 δ 分别为外花键沿轴向齿侧面的鼓形半径和修形量, β 为花键不对中角度, B_0 为外花键齿宽, O 和 H 分别为对中和不对中状态下内、外花键的啮合点, C_v 为花键齿侧间隙。

1) 修形量上限或鼓形半径下限设计

在对外花键的齿形进行鼓形化修形时,若修形量 δ 过大或鼓形半径 C_r 过小,则可能导致曲面与平面接触变形过大而屈服导致破坏,据此可根

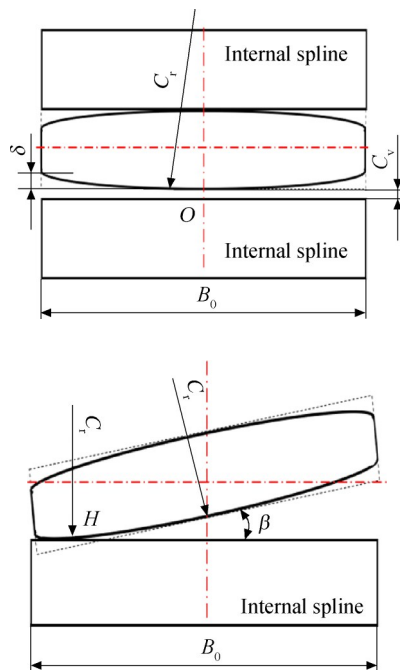


图 1 花键在对中与不对中下的啮合状态

Fig.1 Meshing state of spline under alignment and misalignment

据齿面最大压应力确定修形量 δ 的上限或鼓形半径 C_r 的下限。

参考文献[21],可以计算出鼓形花键承受的最大齿面压应力

$$[S_c] \geq 2290 \sqrt{\frac{2T}{hDZC_r}} \quad (1)$$

则鼓形半径 C_r 的下限为

$$C_r \geq 2290^2 \frac{2T}{hDZ[S_c]^2} \quad (2)$$

式中 $[S_c]$ 为鼓形花键齿面许用压应力, T 为扭矩, D 为节圆直径, Z 为齿数; h 为齿的啮合深度,对于平齿根, $h=0.9D/Z$,对圆齿根, $h=D/Z$ 。

2) 修形量下限或鼓形半径上限设计

根据航空花键制造的公差等级(如 5 级)、配合公差等级,齿侧间隙 C_v 为一个范围(例如 $0 \sim 73 \mu\text{m}$),从统计学的角度,整圈花键各齿齿侧间隙存在正态分布。对中状态下花键啮合时,齿侧间隙最小的齿对先发生啮合,随着传递扭矩的增加,稍大的齿侧间隙依次发生啮合;若传动扭矩不够大,较大的齿侧间隙的齿对可能尚未啮合。为方便表达,称之为顺序啮合。

当不对中发生时,同样遵循上述顺序啮合规律,即在齿侧间隙最小的两个齿之间先接触并产生干涉,随着不对中角度增加,最先接触的齿对产生弹性变形、更多的齿对参与接触、干涉并产生弹

性变形,当不对中过大时发生塑性变形并产生严重干涉。

由于花键不对中角度很小,例如 0.2° ,则存在 $\sin \beta \approx \tan \beta \approx \beta$ 。

在一对齿啮合时,沿着啮合力方向,齿宽 B_0 、不对中角度、沿啮合力方向的位移(间隙或变形)之间的三角函数关系为

$$\sin \beta \approx \tan \beta \approx \beta = \frac{C_{vh, \min} + \gamma_h + 2\delta_h}{B_0} \quad (3)$$

式中 C_{vh} 为沿啮合力方向的齿侧间隙, $C_{vh, \min}$ 为整圈花键中沿啮合力方向的最小齿侧间隙; δ_h 为沿啮合力方向修形量; γ_h 为变形量,单齿沿切向的最大变形量可根据弹性力学中材料屈服极限确定

$$\gamma_h = \varepsilon t = t\sigma/E \quad (4)$$

式中 t 为齿厚,材料应变 $\varepsilon = \sigma/E$,可以根据材料弹性模量和材料的应力抗压强度得到。

若倾角不对中 β 已知,为了不发生干涉,修形量应该存在最小值

$$\delta_h \geq \frac{1}{2} B_0 \tan \beta - \frac{1}{2} C_{vh, \min} - \frac{1}{2} \gamma_h \quad (5)$$

在实际鼓形花键设计时,常采用分度圆处沿着分度圆切线方向的修形量 δ 来标注,齿侧间隙 C_v 亦采用分度圆切向间隙表示,啮合力方向与分度圆切向的关系为

$$\delta_h = \delta \cos \varphi \quad (6)$$

$$C_{vh} = C_v \cos \varphi \quad (7)$$

$$\gamma_h = \gamma \cos \varphi \quad (8)$$

式中 φ 为花键齿形压力角。

在设计时,式(5)变为

$$\delta \geq \frac{B_0 \tan \beta}{2 \cos \varphi} - \frac{1}{2} C_{v, \min} - \frac{1}{2} \gamma \quad (9)$$

$$\text{或} \quad \tan \beta \leq \frac{\cos \varphi}{B_0} (2\delta + C_{v, \min} + \gamma) \quad (10)$$

式(9)、式(10)可以相互转换,并将鼓形量、齿侧间隙与不对中角度定量耦合起来。当航空花键服役的不对中量 β 确定后,可以据此设计合适的鼓形量使花键不发生干涉;反之,当鼓形花键的修形量 δ 确定后,可以估算该花键的最大不对中角度 β ,在花键装配与服役中,严格控制不对中,避免花键干涉。

极限状态下, $C_v = 0 \mu\text{m}$ 、 $\gamma = 0 \mu\text{m}$,即最小齿侧间隙完全不发生干涉,存在

$$\tan \beta = \frac{2\delta \cos \varphi}{B_0} \quad (11)$$

当不对中角度 β 已知时,为了不发生干涉,修

形量应该存在最小值

$$\delta \geq \frac{B_0 \tan \beta}{2 \cos \varphi} \quad (12)$$

结合图1所示啮合关系和勾股定理,确定齿宽、鼓形半径和修形量的关系为

$$C_r^2 = (C_r - \delta)^2 + \left(\frac{B_0}{2}\right)^2 \quad (13)$$

综合式(2)、式(9)、式(13),可确定鼓形花键齿向修形量或鼓形半径的合理范围。

沿齿顶方向鼓形半径 C_r' 与沿齿向(轴向)的鼓形半径 C_r 关系为

$$C_r' = C_r \tan \varphi \quad (14)$$

花键的修形不仅可以在齿向、齿顶方向实现,还可以在径向的齿面方向进行修形,本文为了保证渐开线齿廓,暂不考虑齿面修形。

2 航空鼓形渐开线花键设计案例

以某航空发动机中央传动杆直齿渐开线花键为例,现考虑在整体结构尺寸不变的情况下,通过外花键的鼓形设计,提高其不对中补偿能力和承载能力。根据实际工艺参数(加工图纸)确定的中央传动杆花键结构参数及材料参数分别如表1~表2所示。

内、外花键材料分别为16Cr3NiWMoVNB、18Cr2Ni4WA。

根据上述鼓形花键设计流程与花键参数,设计修形量或鼓形半径上下限及中间值,采用三维绘图软件开展内、外花键装配的干涉检查,确定其不对中补偿能力,设计结果如表3所示。

表1 中央传动杆花键参数

Table 1 Parameters of the spline of a central transmission rod

参数	数值
输入扭矩 $T/(\text{N} \cdot \text{m})$	213
节圆直径 D/mm	28.5
齿数 Z	19
模数 m/mm	1.5
压力角 $A/^\circ$	30
接触长度 l/mm	32
内花键轴内径 D_h/mm	14
内花键轴外径 D_{oi}/mm	45
齿厚 t/mm	2.356
齿侧间隙 $C_v/\mu\text{m}$	0~73

表 2 花键材料参数
Table 2 Parameters of splines' material

类别	弹性模量/GPa	泊松比	密度/(kg/m ³)	材料屈服强度/MPa	材料拉伸强度/MPa
内花键	215	0.38	7 860	1 130	1 275
外花键	202	0.273	7 910	785	1 030

表 3 鼓形花键设计结果
Table 3 Design results of the crowned spline

类别	普通花键	鼓形花键		
		A	B	C
修形量/ μm	0	55.9	69.8	82.0
C_r/mm	∞	2 292	1 833	1 560
干涉倾角/ $^\circ$	0.13	0.30	0.34	0.38

3 鼓形花键接触特性仿真与评估

3.1 花键接触建模

当花键处于完全对中状态时,采用商业有限元分析软件 Workbench 开展接触分析,主要包括结构建模与离散、单元设置、边界条件设置、有限元求解、结果后处理等。在花键精细化建模中,对不影响接触特性的倒角进行简化,并将内、外花键进行完全对中装配,简化后带传动轴的花键几何模型如图 2 所示。根据上述表 3 的鼓形花键参数,利用 Solidworks 三维建模软件将花键模型进行齿向修形。

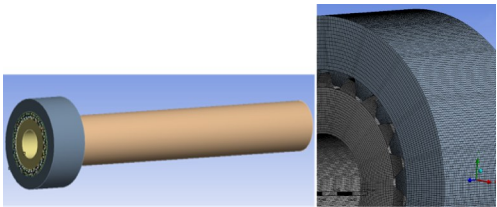


图 2 普通花键几何模型和网格划分
Fig.2 Geometric model and mesh generation of ordinary splines

利用 Workbench 软件自带网格划分功能对几何模型进行切割,方便网格的局部加密以及网格质量的控制,采用高阶六面体网格,避免网格的剪应力自锁以及网格局部应力奇异现象,同时,对研究关心的花键齿对啮合区域的网格进行加密,如图 2 所示。分别取齿面网格尺寸为 0.2~0.5 mm,进行无关性验证,综合计算时间和精确度,采用齿面网格密度为 0.3 mm 的网格进行计算,网格节点

数为 1,266,913,单元数为 282,485。在接触设置中,考虑 19 对齿的啮合,分别设置接触面,摩擦因数为 0.2;为使得仿真过程中,不发生网格穿透,接触类型选择对称接触;内、外花键齿面分别为目标面和接触面。由于实际中央传动杆外花键为扭矩输入端,因此将内花键外表面进行固定约束,在外花键轴远端端面施加扭矩,同时对外花键轴向和径向位移施加约束(表征止口定心及定位作用)。在此基础上,采用增广拉格朗日法进行计算求解。在花键倾角不对中接触分析时,不对中施加方式是利用结构设计软件,在内外花键装配过程中人为设定花键的不对中几何状态,并在有限元建模时调整接触状态确保花键齿面与齿背不发生干涉。

3.2 对中状态下花键接触仿真

以普通花键的应力标尺为基准,普通花键加载侧的端面 Mises 应力 p_M 分布及各鼓形花键沿齿宽中间横截面的 Mises 应力分布如图 3 所示,其接触压力 p_c 分布如图 4 所示。

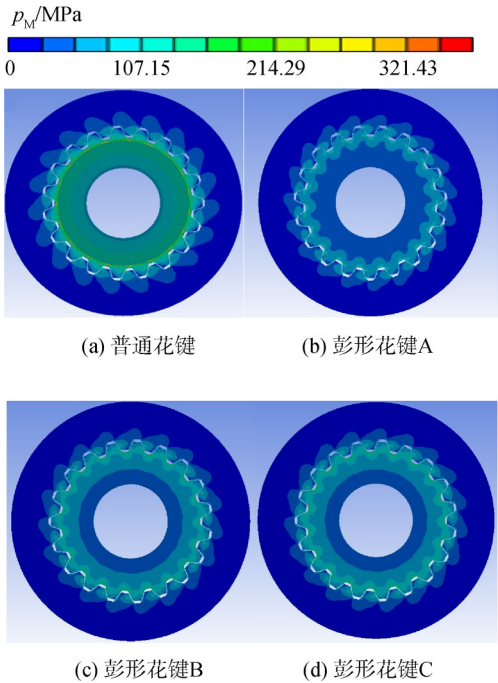


图 3 Mises 应力
Fig.3 Mises stress

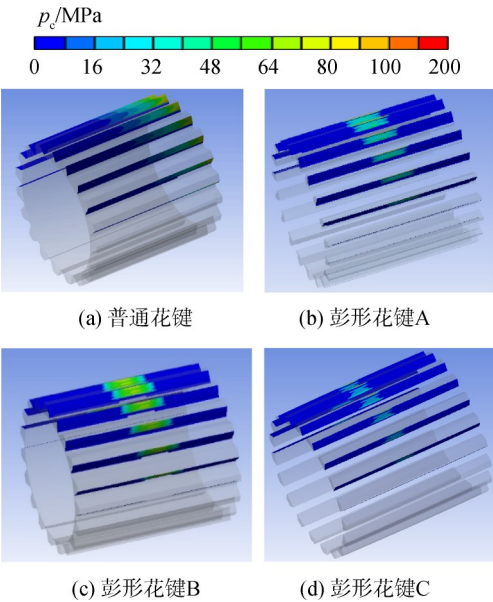


图 4 接触压力
Fig.4 Contact pressure

统计 4 类花键 Mises 应力、齿面接触压力最大值如表 4 所示。

表 4 最大 Mises 应力和接触压力				
Table 4 Maximum Mises stress and contact pressure				
参数	普通花键	鼓形花键		
		A	B	C
p_M/MPa	300.0	350.2	360.7	453.1
	(齿根)	(齿根)	(齿顶)	(齿顶)
p_c/MPa	114.8	146.2	164.5	173.2

仿真结果表明,所设计鼓形花键的 Mises 应力满足第四强度理论,即最大的 Mises 应力小于其屈服极限的许用应力。在对中条件下,当只施加扭矩时,普通花键端面与鼓形花键中截面 Mises 应力周向均匀分布,说明各齿均匀承载;普通花键各齿 Mises 应力集中在端部位置,易产生端部磨损而失效;鼓形齿中应力云图颜色变化不大,说明其应力均载性更佳;鼓形花键的最大 Mises 应力显著提高,且随修形量增大而增大,由于鼓形几何形状的变化,最大 Mises 应力位置由齿根逐渐转向齿顶。

普通花键压力沿轴向、径向分布呈现不均匀性,而鼓形花键,应力相对均匀,均载性能更好;在相同扭矩作用下,鼓形花键齿面最大压应力比普通花键大;随着修形量的增加,最大齿面压应力增大,齿顶会出现应力集中现象。因此,鼓形花键的

修形量并非越大越好。

3.3 不对中状态下花键接触仿真

普通花键、两类鼓形花键在倾角不对中状态下的接触仿真工况如表 5 所示。由于当普通花键存在 0.13° 不对中时,采用 Solidworks 建模软件检测花键接触模型发生干涉,因此,普通花键的不对中状态仅考虑 0.1° 、 0.12° 两种工况。

表 5 不对中角度选取				
Table 5 Selection of misalignment angle				
类别	不对中角度 $\beta/(^\circ)$			
普通花键	0.1	0.12		
鼓形花键 A	0.1	0.12	0.2	0.3
鼓形花键 C	0.1	0.12	0.2	0.3

根据花键接触仿真结果,以普通花键 0.1° 不对中标尺为基准,普通花键加载侧端面、鼓形花键齿宽中截面的 Mises 应力 p_M 如图 5 所示。

依据花键接触仿真结果,普通花键对中和 0.12° 不对中状态下齿面接触滑移 S 分布云图如图 6 所示,以普通花键不对中角度为 0.12° 的齿面接触滑移分布标尺为基准,鼓形花键在 0.12° 不对中状态下的齿面接触滑移分布云图如图 7 所示。

普通花键在不对中状态下各齿面最大接触压力分布以及普通花键在 0.12° 不对中时各齿面最大接触压力分布如图 8 所示,图中 δ 表示修形量。两类鼓形花键在不对中状态下各齿面最大接触压力分布如图 9 所示。

当不对中角度为 0.12° 时,普通花键、鼓形花键齿号为 16#、17#、18#、19#、1# 的齿面接触压力 p_c 分布云图,如图 10 所示。

统计各花键 Mises 应力 p_M 与齿面接触应力 p_c 最大值如表 6 所示。

- 仿真结果表明如下:
- 1) 所设计的鼓形花键各状态 Mises 应力在屈服极限之内,满足强度要求。
 - 2) 对于普通花键,当不对中出现并逐渐增大时,齿面最大接触压力显著增大,个别齿对处于非啮合状态,各齿之间的均载效应显著降低,是不对中状态下普通花键失效的根本原因。此外,当不对中较大时花键啮合干涉,无法补偿更大的不对中。
 - 3) 和对中状态相比,不对中状态下花键齿面滑移区更加集中于扭矩加载端;在相同不对中状

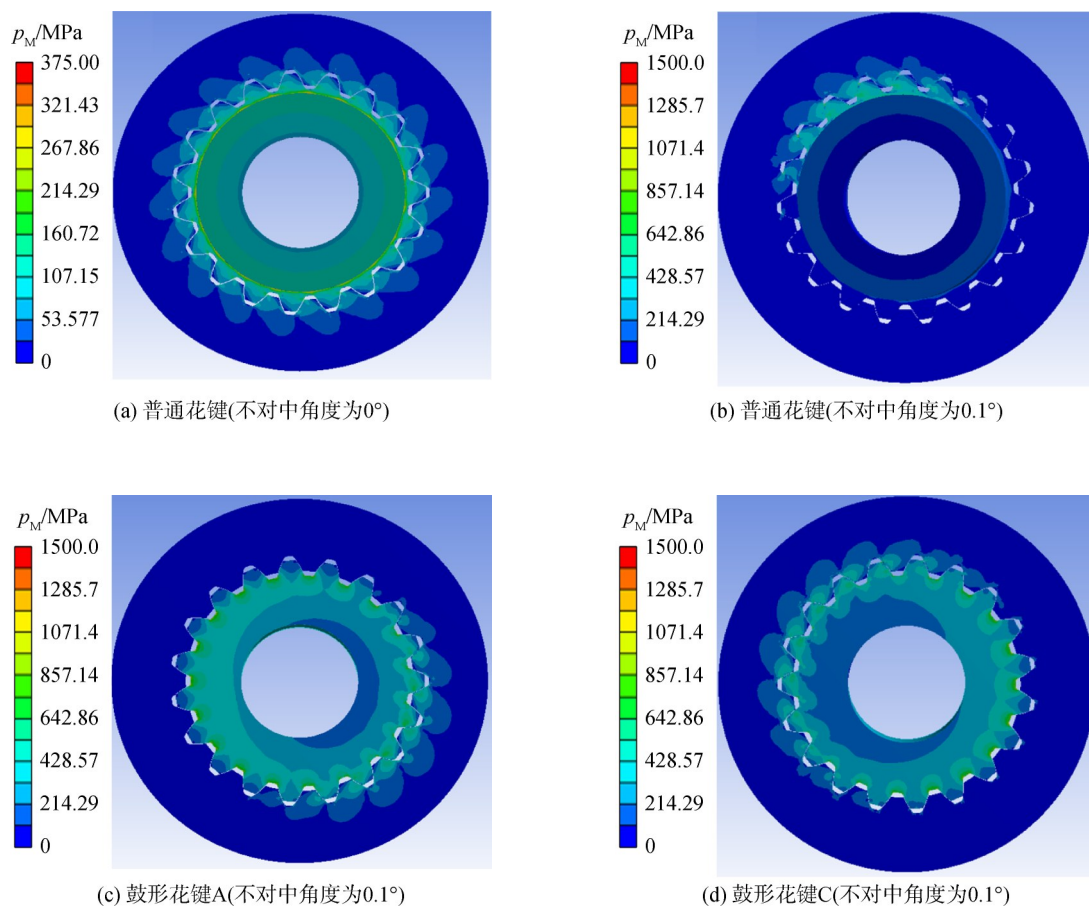


图5 普通花键和鼓形花键 Mises 应力

Fig.5 Mises stress of ordinary spline and crowned spline

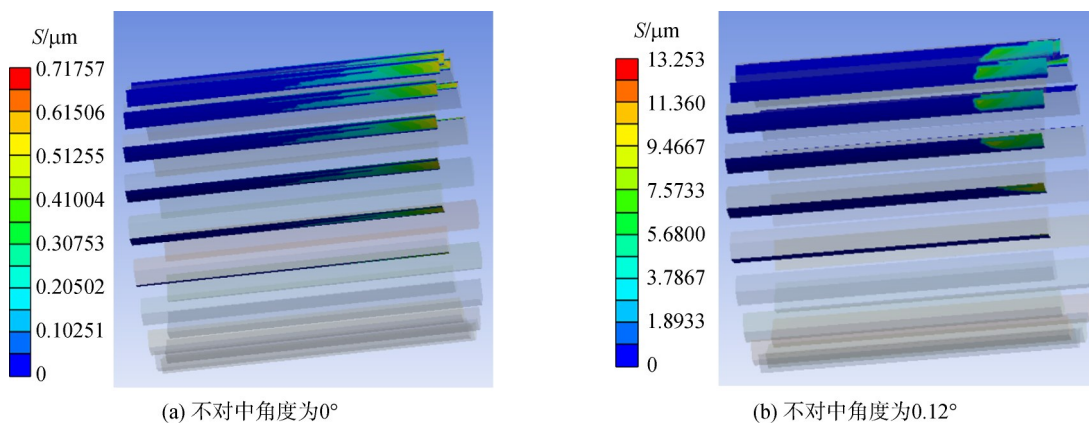


图6 普通花键接触滑移

Fig.6 Contact slipping of ordinary spline

态下,滑移区随修形量增加而向齿中部区域转移,且滑移区长度会随修形量增加而略减小。

4) 当不对中角度为 0.12° 时,由于特殊的齿面鼓形结构,鼓形花键各齿对仍然全部处于啮合状态,各齿的均载效应比普通花键显著提高,且修形量越大均载效应越好。普通花键的最大不对中角

度仅为 0.12° ,修形量为 55.9 、 $82.0\ \mu\text{m}$ 的鼓形花键不对中角度分别达到了 0.3° 、 0.37° 。

5) 花键不对中的存在使得花键的啮合状态发生巨大变化,花键齿面的最大接触应力和相对滑移显著增大,且随着不对中的增加,各齿面加载的不均匀性加剧,极易导致花键的齿面滑移磨损、

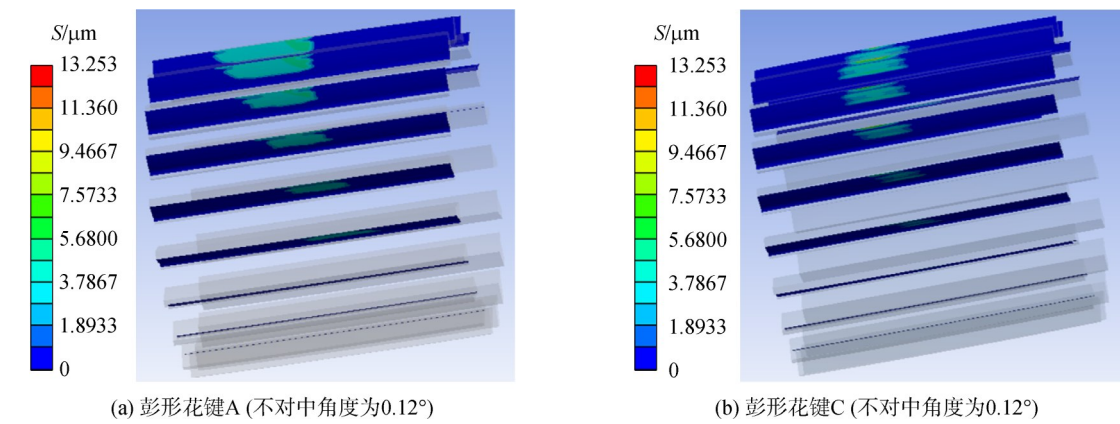


图 7 鼓形花键 A、C 齿面接触滑移
Fig.7 Contact slipping of crowned spline A and C

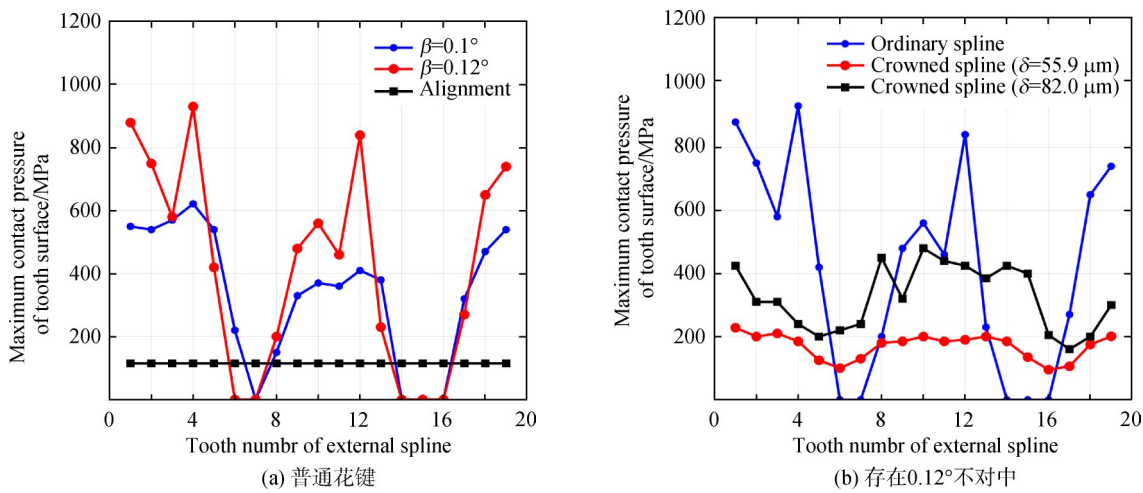


图 8 普通花键齿面最大接触压力
Fig.8 Maximal contact pressure of tooth surface of ordinary spline

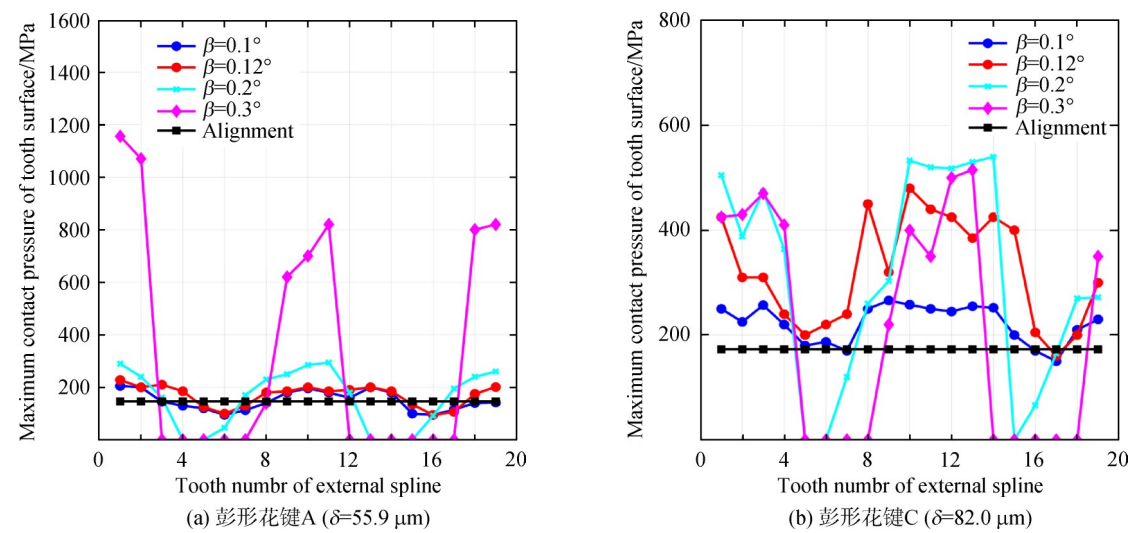


图 9 鼓形花键齿面最大接触压力
Fig.9 Maximal contact pressure of tooth surface of crowned spline

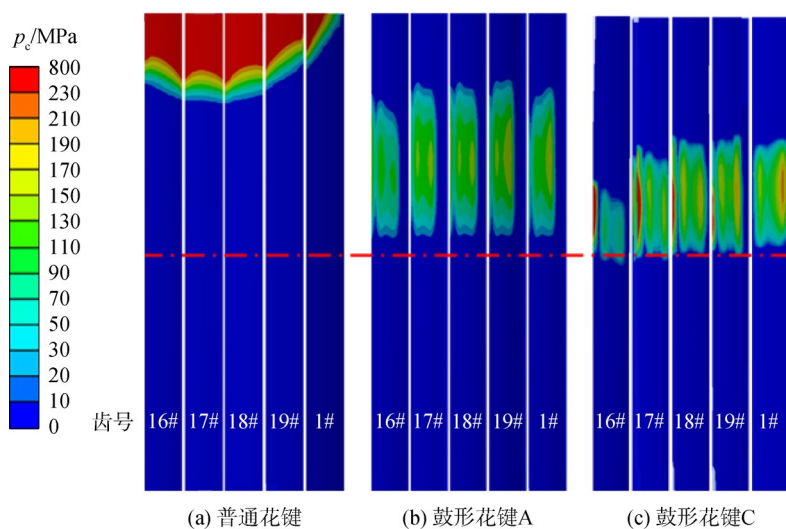
图 10 花键在 0.12° 不对中齿面接触压力分布Fig.10 Contact pressure distribution of spline under 0.12° misalignment

表 6 最大 Mises 应力和接触滑移

Table 6 Maximum of Mises stress and contact slipping

类别	不对中角度 $\beta/(\circ)$	Mises 应力 p_M/MPa	接触滑移 $S/\mu\text{m}$
普通花键	0	300	0.72
	0.1	1 364	
	0.12		13.25
鼓形花键 A	0.1	311	
鼓形花键 C	0.1	571	
鼓形花键 A	0.12		5.67
鼓形花键 C	0.12		4.45

应力集中和失效。鼓形花键的各齿均载效应显著提高,可以有效弥补不对中导致的各种弊端,这是不对中状态下减少应力集中、延缓磨损、降低失效概率的根本原因。

4 结 论

针对航空鼓形花键修形量无法量化的不足,提出利用花键齿面许用应力与内外花键配合干涉条件来确定鼓形花键鼓形量的范围;进而以某航空发动机中央传动杆花键为例,开展鼓形花键设计;并开展花键接触仿真,从 Mises 应力、接触滑移、齿面压力分布等角度,评价普通花键和鼓形花键在对中和不对中状态的接触特性。主要结论如下:

1) 定量将齿侧间隙、鼓形量与倾角不对中耦合起来,实现了修形量上下限的准确设计。

2) 对中状态下,普通花键与鼓形花键的各齿均匀受载,普通花键的载荷集中在齿向加载端,鼓形花键集中于齿向中部且最大应力比普通花键有所提高。

3) 不对中状态下,普通花键仅有约 $2/3$ 的齿对处于啮合状态,均载性能显著下降,是花键磨损的根本原因;而鼓形花键的均载性能明显提高且应力集中现象缓解,随着修形量的增大均载效应更佳;鼓形花键的滑移区域相对普通花键更宽,最大接触滑移量不足普通花键的一半,是鼓形花键承载能力和磨损寿命提高的根源。

4) 普通花键的不对中补偿能力仅为 0.12° ,鼓形花键修形量为 55.9 、 $82.0 \mu\text{m}$ 时,不对中补偿能力分别为 0.3° 、 0.37° ,因此,鼓形花键可以显著提高花键轴的不对中补偿能力。

5) 针对花键的接触计算过程,忽略了一些对计算结果影响不大的结构,其结果定量的说明了在特定情况下鼓形花键相比于普通渐开线花键的优势,具有一定的合理性;该接触计算考虑实际花键的工作状况,设置合适的边界条件,分析其接触特性,具有一定的可用性。

综上所述,鼓形花键通过提高不对中状态下的啮合齿对数,显著提高了花键的承载能力、降低了普通花键加载侧齿端的应力集中现象,提高了接触黏着区域面积并减少了齿面相对滑移,从而有效缓解不对中状态的接触磨损,并在花键不干涉的前提下提高了花键轴的不对中补偿能力。研究结果为航空鼓形花键设计、不对中控制、承载能力和磨损寿命提高提供了重要的理论依据。

参考文献:

- [1] BROWN H W. A reliable spline coupling[J]. *Journal of Engineering for Industry*, 1979, 101(4):421-426.
- [2] 陈卓, 朱如鹏. 航空发动机渐开线花键强度分析[J]. *机械工程与自动化*, 2009, 155(4):90-92.
CHEN Zhuo, ZHU Rupeng. Strength analysis of aeroengine involute splines[J]. *Mechanical Engineering and Automation*, 2009, 155(4):90-92. (in Chinese)
- [3] YANG D C H, TONG S H. On the profile design of transmission splines and keys[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2007, 42(1):82-87.
- [4] HONG J, TALBOT D, KAHRAMAN A. A semi-analytical load distribution model for side-fit involute splines[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2014, 76(6):39-55.
- [5] 胡正根, 朱如鹏, 靳广虎, 等. 航空渐开线花键副微动摩擦接触参数分析[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2013, 44(5):81-87.
HU Zhenggen, ZHU Rupeng, JIN Guanghu, et al. Analysis of fretting frictional contact parameters of aviation involute spline couplings[J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2013, 44(5):81-87. (in Chinese)
- [6] 陈元, 朱如鹏, 靳广虎. 航空渐开线花键副齿面摩擦功分析[J]. *机械传动*, 2015, 39(8):119-121.
CHEN Yuan, ZHU Rupeng, JIN Guanghu. Analysis of tooth surface friction work of aviation involute spline pair[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2015, 39(8):119-121. (in Chinese)
- [7] CUFFARO V. Prediction method for the surface damage in splined couplings[D]. Turin, Italy: Polytechnic University of Turin, 2013.
- [8] CUFFARO V, CURA F, MURA A. Analysis of the pressure distribution in spline couplings[J]. *Mechanical Engineering Science*, 2012, 226(12):2852-2859.
- [9] KU P M, VALTIERRA M L. Spline wear-effects of design and lubrication[J]. *Journal of Engineering for Industry*, 1975, 97(4):1257-1263.
- [10] CURÀ F, MURA A. Theoretical and numerical evaluation of tilting moment in crowned teeth splined couplings[J]. *Mechanica*, 2018, 53(1):413-424.
- [11] CURÀ F, MURA A, GRAVINA M. Load distribution in spline coupling teeth with parallel offset misalignment[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2012, 227(10):1-11.
- [12] ELKHOLY A H, ALFARES M A. Misalignment loads in splined gear coupling[J]. *International Journal of Computer Applications in Technology*, 2002, 15(1):128-137.
- [13] MCDERMOTT H L. Crowned involute splines and method of making:US4132090[P]. 1979-01-02.
- [14] ELLEN B, STEFAN B. Logarithmical crowning for spur gears[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 56(4):239-244.
- [15] 徐云. 飞机襟翼传动系统渐开线花键强度与磨损分析[D]. 重庆:重庆大学, 2018.
XU Yun. Strength and wear analysis of spline in aircraft flap transmission system[D]. Chongqing: Chongqing University, 2018. (in Chinese)
- [16] 韩正标. 风电传动渐开线花键接触特性分析[D]. 重庆:重庆大学, 2018.
HAN Zhengbiao. Analysis of contact characteristics of involute spline in wind power transmission[D]. Chongqing: Chongqing University, 2018. (in Chinese)
- [17] WANG A, ELBAYOUMY L. Crowning techniques in aerospace actuation gearing[R]. San Diego: the ASME International Design Engineering Technical Conferences, 2010.
- [18] ALFARES M A, FALAH A H, ELKHOLY A H. Clearance distribution of misaligned gear coupling teeth considering crowning and geometry variations[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2006, 41(10):1258-1272.
- [19] 胡娟娟, 胡检发, 谭援强, 等. 渐开线花键副齿廓修形研究[J]. *机械强度*, 2018, 40(1):138-144.
HU Juanjuan, HU Jianfa, TAN Yuanqiang, et al. Research on profile modification of involute spline[J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2018, 40(1):138-144. (in Chinese)
- [20] 薛向珍, 霍启新, 郑甲红, 等. 基于齿向修形的航空渐开线花键副抗微动磨损研究[J]. *中国机械工程*, 2019, 30(20):2447-2455, 2479.
XUE Xiangzhen, HUO Qixin, ZHENG Jiahong, et al. Investigation on improving fretting wears of aeroengine involute spline couplings based on tooth profile modification[J]. *China Mechanical Engineering*, 2019, 30(20):2447-2455, 2479. (in Chinese)
- [21] American National Standards Institute. Involute splines and inspection:B92.1-1970[S]. Warrendale, Pennsylvania, US: Society of Automotive Engineers, 1993:2145-2147.
- [22] MEDINA S, OLIVER A V. An analysis of misaligned spline couplings[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology*, 2002, 216(5):269-279.
- [23] TJERNBERG A. Load distribution and pitch errors in a spline coupling[J]. *Materials and Design*, 2001, 22(4):256-266.
- [24] 王庆国, 陈大兵, 魏静, 等. 基于有限元法的渐开线花键联接接触分析[J]. *机械传动*, 2014, 38(1):134-137.
WANG Qingguo, CHEN Dabing, WEI Jing, et al. Contact analysis of involute spline joint based on FEM[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2014, 38(1):134-137. (in Chinese)
- [25] CUFFARO V, CURA F, MURA A. Experimental investigation about surface damage in straight and crowned misaligned splined couplings[J]. *Key Engineering Materials*, 2013, 577(9):353-356.
- [26] CURA F, ANDREA M. Evaluation of the fretting wear damage on crowned splined couplings[R]. Funchal, Portugal: the 2nd International Conference on Structural Integrity, 2017.

(编辑:王碧琚)