

直升机浮动渐开线花键微动磨损影响因素分析

肖立, 徐颖强, 陈智勇, 史新鑫, 李明旭
(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 为探究不同磨损影响因素对浮动花键磨损的影响程度,基于能量耗散理论,建立了花键副微动磨损预测模型,分析了扭矩、载荷波动、花键材料、摩擦因数、轴向不对中以及角向偏心对浮动花键的磨损影响规律;同时建立熵权-模糊关联分析模型,客观分析了不同磨损影响因素对花键磨损的关联程度。结果显示:基于能量耗散的微动磨损模型所计算的花键齿顶、齿中以及齿根位置处最大磨损深度的计算误差分别低于 6.9%、2.4%和 14%。轴向不对中下部分花键磨损位置从齿根往齿中位置偏移;角向偏心使得花键两端接触不良,导致两端磨损分布不均。同时发现角向偏心、轴向不对中以及材料对花键副的磨损影响程度较大,为浮动渐开线花键抗磨损方法研究提供技术支撑。

关 键 词: 浮动渐开线花键; 微动磨损; 能量耗散; UMESHMOTION 子程序; 熵权-模糊灰色关联

中图分类号: V232.9; TH117.1 **文献标志码:** A

Analysis of influencing factors of fretting wear with helicopter floating involute spline

XIAO Li, XU Yingqiang, CHEN Zhiyong, SHI Xinxin, LI Mingxu
(School of Mechanical Engineering,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In order to explore the influence of different wear influencing factors on the wear of floating spline, a fretting wear prediction model of spline pair was established based on the energy dissipation theory. The influences of torque, load fluctuation, spline material, friction factor, axial misalignment and angular eccentricity on the wear of floating splines were analyzed. Meanwhile, an entropy weight-fuzzy correlation analysis model was established to objectively analyze the correlation degree of different influencing factors on the wear of floating involute splines. The results showed that the calculated difference of the maximum wear depth at the top, middle and root of tooth for the spline based on the energy dissipation wear model was lower than 6.9%, 2.4% and 14%, respectively. The angular eccentricity of the spline caused poor contact at the start and stop positions of some teeth, resulting in uneven distribution of wear on both ends of the spline. The angular eccentricity, axial misalignment and material properties were more sensitive to the fretting wear of the spline pairs, providing a technical support for the research on the anti-wear method of the floating spline.

收稿日期:2020-08-07

基金项目:预先研究项目(30103030501,30103100304); 国家自然科学基金(51675427)

作者简介:肖立(1998—),男,博士生,主要从事航空传动件摩擦、磨损机理及抗磨损方法研究。

引用格式:肖立,徐颖强,陈智勇,等. 直升机浮动渐开线花键微动磨损影响因素分析[J]. 航空动力学报,2021,36(4):751-766. XIAO Li, XU Yingqiang, CHEN Zhiyong, et al. Analysis of influencing factors of fretting wear with helicopter floating involute spline[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(4): 751-766.

Key words: floating involute spline; fretting wear; energy dissipation; UMESHMOTION subroutine; entropy weight-fuzzy grey relation

浮动渐开线花键广泛应用在直升机传动中,不仅在主减速器行星传动中实现均载功能,还可用于主减速器与发动机、尾传动之间的动力耦合传输。作为直升机传动的关键构件,不同部位的花键联接在服役过程中产生不同程度的磨损失效,尤其是主减速器向尾传动输出处浮动花键联接的微动磨损非常严重,其磨损情况直接影响着直升机传动的寿命。

由于花键副运行工况复杂多变,承受复杂载荷,花键副材料、浮动量、表面处理、偏心、窜动与载荷波动等都会造成花键副磨损,且往往在多个因素综合作用下产生异常、过度磨损,使得花键副磨损机理分析异常复杂,对此国内外学者做了大量工作。美国国家航空航天局(NASA)^[1]曾针对花键联接不对中问题进行试验研究,发现制造误差、安装误差、齿面污染物、齿面变形等都会造成较大的不对中,使得花键在服役过程中过早出现压痕、磨损甚至断齿等故障。中国航空工业集团有限公司直升机设计研究所李英明等^[2]分析了某型直升机动力轴浮动花键磨损现象,发现花键联接的不完全刚性、轴向振动等产生的惯性载荷引起相对微动,从而导致花键副产生微动磨损。美国麻省理工学院和海军航空发展中心(NADC)的Nannaji等^[3]针对航空花键副磨损机理展开研究,发现由氧化磨屑形成的磨粒使得摩擦表面产生擦伤、麻点、磨疤等现象,麻点、磨疤处的应力集中使得花键副承受载荷异常,从而导致花键联接失效,同时发现软涂层有减缓花键副磨损的作用。意大利都林理工大学 Cuffaro、Curà 和 Qureshi 等^[4-7]通过一套花键专用试验装置^[4],结合理论与仿真分析,进行了不对中花键副运行载荷特性^[5]、微动损伤^[6]以及微动磨损预测^[7]等方面的研究。

通过试验分析能有效、准确明晰浮动花键磨损失效机制,但花键磨损试验均为破坏性试验,试验耗费较大且不经济,因此基于数值法和有限元法的花键副分析和计算得到快速发展。英国诺丁汉大学 Mccoll、Ratsimba、Ding 和 Houghton 等^[8-12]基于提出的 Archard 修正模型^[8]建立了花键微动磨计算方法,分析了花键微动磨损^[9-10],同时通过 Smith-Watson-Topper(SWT)方法分析了花键副微动疲劳^[11],并结合试验进行了花键副多轴疲劳测试及预测^[12]。国内,南京航空航天大学

朱如鹏团队^[13-15]通过有限元法分析了不对中花键齿面的摩擦功^[13]和微动损伤^[14],并提出了通过齿向齿向分段抛物线修形^[15]以改善渐开线花键接触应力和相对滑移的分布。湘潭大学谭援强等^[16]通过有限元法分析了渐开线花键的接触压力及相对滑移分布,并结合 Ruiz 参数进行了花键齿面微动磨损预测。西北工业大学薛向珍等^[17-20]基于平面花键试验^[17]建立了包含黏着、磨粒以及氧化磨损的渐开线花键微动磨损计算模型^[18],进行了航空花键的微动磨损-疲劳寿命预测^[19],提出一种花键副齿向修形^[20]的抗磨损方法。目前,大多数花键副磨损计算分析都是基于 Archard 于 1953 年提出的 Archard 黏着模型^[21],然而该模型在计算过程忽略了齿面摩擦因素的变化,不能准确计算磨损量的变化。能量耗散模型^[22]作为微动磨损计算的另一种常用模型,虽然在耗散能的测试及计算存在一定困难,但由于计算精度较高,近年来在各类微动磨损分析^[22-24]中广泛应用,但多用于材料试件(如平面/柱面微动)的磨损预测,在机械零部件的磨损计算与预测分析上应用较少。西北工业大学郑维彤、王三民等^[25]通过能量耗散法仅分析了三种工况下花键副转动一圈的磨损分布规律。

浮动花键不同影响因素与齿面磨损的紧密程度对花键副磨损机理研究以及抗磨损设计具有重要意义。而灰色关联分析^[26-27]是一种常用的多因素分析方法,广泛应用于各行各业。湖南大学贾国海^[28]通过建立了齿轮传动轴的模糊灰色关联分析模型,研究了不同磨损因素对齿轮轴肩的磨损影响程度,但各磨损影响因素的权重取值均一样,缺乏客观依据性。华北电力大学罗毅等^[29]在输电网方案规划研究中建立了熵权-灰色关联分析模型,通过熵权法确定了各指标的客观权重,从而克服了灰色关联中指标平权的缺点。

本文基于能量耗散的建立了浮动花键微动磨损计算模型,通过 ALE(arbitrary Lagrangian-Eulerian)网格划分技术,结合 UMESHMOTION 子程序实现花键磨损仿真计算,并分析了传递载荷、动载系数、花键材料、齿面摩擦、轴向不对中以及角向偏心对花键副磨损分布规律。同时,通过聚类模糊分析确定花键微动的不同影响因素簇类,结合熵权-灰色关联分析,建立了花键磨损影响因素的熵

权-模糊聚类分析模型,客观分析了不同影响因素对花键副的磨损影响程度,为揭示浮动花键磨损机理和探究磨损控制方法提供一定的技术支撑。

1 浮动渐开线花键微动磨损计算及影响因素关联分析模型

1.1 基于能量耗散的浮动花键微动磨损模型

据初步统计,有关磨损的各类计算模型大概有 100 多种,且各自适用范围不同,而目前工程上常用的磨损模型是基于 Archard 模型的黏着磨损模型^[21]。在 Archard 模型中,磨损量与载荷和滑动距离成正比,且与磨损表面的硬度成反比,即

$$V = k \frac{PS}{H} \tag{1}$$

式中 k 为磨损系数; P 为接触法向载荷; S 为滑动距离; H 为材料硬度。

然而,Archard 模型只局限于摩擦因数恒定的情况下使用,不适用于接触表面摩擦因数持续变化的材料磨损表征^[25]。考虑到花键副材料磨损过程复杂性和不确定性,从能量的观点来看,可以将各种磨损因素综合起来,将材料的磨损过程看做能量消耗和转化的结果,即接触副在摩擦过程中由于能量消耗产生材料表面的磨损。因接触副在磨损过程不受位移幅值和摩擦因数变化的影响,使得计算结果更为准确。

在能量耗散理论^[22]中,假定微动磨损量与接触、摩擦的耗散能量之间存在线性关系,即

$$V = \alpha \sum_{i=1}^N E_{d_i} \tag{2}$$

式中 α 为能量磨损系数; E_{d_i} 为给定滑动幅值下的单次微动循环的耗散能量; N 为磨损循环次数。

其中,耗散能量可认为是剪切摩擦力所做的摩擦功

$$E_{d_i} = \int F_{s_i} ds_i \tag{3}$$

式中 F_{s_i} 为第 i 次微动循环的剪切摩擦力; s_i 为第 i 次微动循环的相对滑动距离。

对于一个极小的接触区域 dA ,微动磨损深度 dh 为

$$dh = dV/dA = \alpha_s \sum_{i=1}^N (dE_{d_i}/dA) \tag{4}$$

式中 α_s 是局部能量磨损系数。

根据式(3),局部接触位置 x 处的第 i 次局部磨损耗散能量 dE_{d_i} 为

$$dE_{d_i} = F_{s_i}(x)ds_i(x) \tag{5}$$

式中 $F_{s_i}(x)$ 为第 i 次微动循环时的局部接触位置处的摩擦剪切力; $ds_i(x)$ 为第 i 次微动循环时的局部接触位置 x 处的相对滑动。

由式(4)和式(5)可得,第 i 个微动循环后在局部接触位置 x 的磨损深度为

$$dh = \alpha_s \sum_{i=1}^N \tau_i(x)ds_i(x) \tag{6}$$

式中 $\tau_i(x)$ 为第 i 次微动循环时的局部接触位置 x 处的摩擦切应力。

所以,第 i 次微动循环的局部接触位置 x 处的微动磨损深度 $\Delta h_i(x)$ 为

$$\Delta h_i(x) = \alpha_s \int \tau_i(x)ds_i(x) \tag{7}$$

假设在一个载荷循环里面有个 N_{int} 个增量步,将第 $j(j=1,2,\dots,N_{int})$ 次增量步的磨损深度进行线性叠加,即可得到第 i 次微动循环的磨损深度为

$$\Delta h_i(x) = \alpha_s \sum_{j=1}^{N_{int}} \tau_{i,j}(x)ds_{i,j}(x) \tag{8}$$

式中 $\tau_{i,j}(x)$ 为第 i 次载荷循环下第 j 次磨损增量的切应力; $ds_{i,j}(x)$ 为第 i 次载荷循环下第 j 次磨损增量的相对滑动距离。

所以,在 N 次载荷循环下的接触位置 x 处的磨损深度为

$$h(x) = \alpha_s \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{N_{int}} \tau_{i,j}(x)ds_{i,j}(x) \tag{9}$$

实际的微动磨损的载荷循环次数较大,若在有限元里面依次分析每一个载荷循环,则会导致计算成本极高,且非常耗费时间。同时考虑一次微动循环产生的磨损量几乎非常小,不会对接触面面貌产生较大变化,进而不会显著影响下一次的接触状态。因此不需要对每一次的载荷作用后的接触面进行几何形状的更新。因此,为降低计算成本,可通过相似性原理,适当加大能量磨损系数,同时将一次循环载荷代替 ΔN 次循环载荷,从而大大缩短计算时间^[11]。即加速次数为 ΔN 时,在整个微动过程中,局部接触点 x 处的磨损深度为

$$h(x) = \Delta N \sum_{i=1}^{N/\Delta N} \sum_{j=1}^{N_{int}} \alpha_s \tau_{i,j}(x)ds_{i,j}(x) \tag{10}$$

在花键啮合过程中,花键齿面接触表面轮廓随着磨损实时发生变化,导致接触面的接触状态发生变化,从而引起磨损量发生变化。基于有限元的磨损仿真原理是通过提取节点或者单元的接触参数,从而根据磨损计算模型进行磨损量的计算和预测。通过 UMESHMOTION 子程序获取

接触区域节点的剪切力、滑移距离等,并根据上述修正的耗散能量磨损模型计算磨损深度。在磨损过程中,通过 ALE 自适应网格划分技术实现磨损表面节点坐标的更新来模拟接触面磨损深度的变化。并且保证网格节点之间的平滑过渡,使得材料在变形情况下保持良好的网格质量,从而保证计算的收敛性,分析流程如图 1 所示。

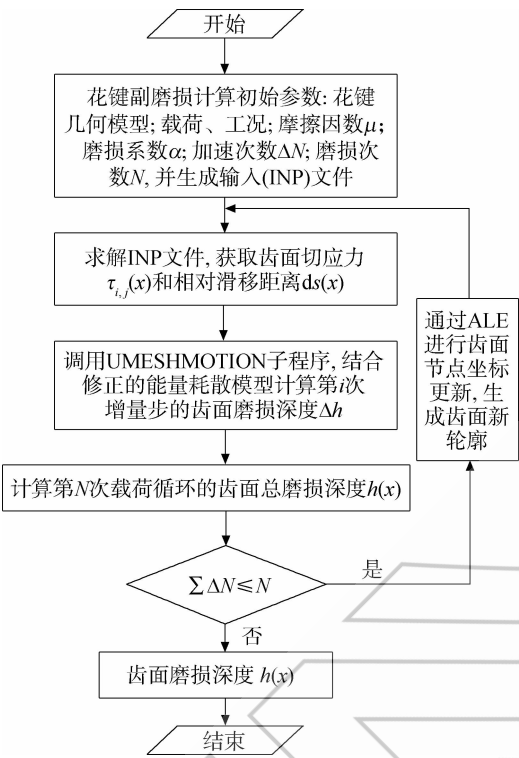


图 1 浮动花键微动磨损仿真流程图
Fig. 1 Flow chart of simulation analysis of fretting wear of floating spline

花键副微动磨损具体分析步骤如下:

- 1) 确定花键副磨损计算初始参数,包括花键几何模型、材料属性、载荷及工况、加速次数 ΔN 、所需计算的总磨损次数 N 等,在 ABAQUS 进行建模并生成输入(INP)文件;
- 2) 提交到求解器进行分析,计算并提取花键接触齿面的切应力 $\tau_{i,j}(x)$ 和相对滑移距离 $ds_{i,j}(x)$;
- 3) 调用 UMESHMOTION 子程序,并根据修正的花键副能量磨损模型进行每一磨损增量的磨损深度 $\Delta h_{i,j}(x)$ 的计算;
- 4) 通过 ALE 自适应技术对花键副接触面在第 $j-1$ 增量步的节点 $(x_{i,j-1}, y_{i,j-1}, z_{i,j-1})$ 进行更新,第 j 增量步生成包含新的节点 $(x_{i,j}, y_{i,j}, z_{i,j})$ 的花键齿面轮廓;

5) 判断磨损循环次数 $\sum \Delta N$ 是否达到所需的计算的总磨损次数 N ,若 $\sum \Delta N \geq N$,输出磨损深度 $h(x)$,否则,返回到第 2) 步,直到计算到所需的总磨损次数。

1.2 花键副磨损影响因素熵权-模糊灰色关联分析模型

影响浮动花键磨损的因素众多,载荷、工况、几何参数、材料特性、齿面接触状态等因素共同决定着浮动花键的微动磨损程度。同时花键联接与主减速器、中减速器的齿轮、轴承等组成的动力传动系统表现出较强的非线性特征,各磨损影响因素耦合作用的交错性、复杂性及差异性,使得花键副磨损具有灰色特征。为探究不同影响因素对花键副磨损的影响程度,排除对磨损影响因素的赋权的主观因素影响,采用熵权法确定各影响因素的权重系数,然后基于灰色关联分析法对花键副磨损程度进行定量评价。熵权-灰色关联分析法具体步骤见下文。

1.2.1 熵权法

在信息论中,熵是对不确定性的一种度量,不确定性越大,熵就越大,包含的信息量越大;不确定性越小,熵就越小,包含的信息量就越小。根据熵的基本原理,可以用熵值来判断某个指标的离散程度,其信息熵值越小,指标的离散程度越大,该指标对综合评价的影响(即权重)就越大^[29]。

假设系统有 m 个评价方案,且每个因素影响下有 n 种评价指标,则系统的特征向量矩阵为

$$\mathbf{X}_t = (x_{ik})_{nm} = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{12} & \cdots & x_{1k} & \cdots & x_{1n} \\ x_{21} & x_{22} & \cdots & x_{2k} & \cdots & x_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{i1} & x_{i1} & \cdots & x_{ik} & \cdots & x_{in} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{m1} & x_{m2} & \cdots & x_{mk} & \cdots & x_{mn} \end{bmatrix}$$

(11)

式中 $x_{ik}(i=1,2,\cdots,m;k=1,2,\cdots,n)$ 为指标评价数据,在消除各影响因素量纲差异性影响时,不同指标值存在同质化问题。正向指标数值越高,则对评价对象越有利;负向指标数值越低,则对评价对象越有利。因此,对指标采用标准化处理,即

$$x'_{ik} = \frac{|x_{ik} - \min\{x_{ik} \cdots x_{mk}\}|}{\max\{x_{ik} \cdots x_{mk}\} - \min\{x_{ik} \cdots x_{mk}\}}$$

(12)

则各影响因素的信息熵为

$$E_i = -\lambda \sum_{i=1}^m p_{ik} \cdot \ln p_{ik} \tag{13}$$

式中 $p_{ik} = x'_{ik} / \sum_{i=1}^m x'_{ik}$ 为第 i 个因素的 第 k 个指标的比重; λ 为常数, 且 $\lambda = 1/\ln m$ 。

需要说明的是, 若 $p_{ik} = 0$, 为使式 (13) 有意义, 令 $p_{ik} \cdot \ln p_{ik} = 0$ 。从而根据信息熵可得到各影响因素的熵权系数为

$$w_i = \frac{1 - E_i}{m - \sum_{i=1}^m E_i} \tag{14}$$

1.2.2 熵权-模糊灰色关联模型

灰色关联分析^[26]的基本思想是根据序列的曲线的几何形状的相似程度进而判断不同序列之间的关联程度, 一般是通过线性插值将因素的离散值转化为连续的折线, 进而根据折线的几何特征的相似性判断关联程度, 即折线几何特征越接近, 因素之间相应的关联度就越大。

考虑到浮动花键微动磨损影响因素同时具有模糊性和灰色性, 即花键齿面微动磨损的因素并不是单一作用的, 往往是多因素耦合相互影响, 存在模糊性; 同时花键轴与花键套与主减速器、中减速器的齿轮、轴承等组成的动力传动系统本身属于灰色系统, 其齿面磨损影响因素信息不完全。为综合、客观分析磨损影响因素关联性, 本文提出一种新思路, 即: 首先对不同磨损影响因素(几何特征、材料属性、工况等)进行聚类分析, 以期将不同的磨损影响因素进行分簇, 使得各簇类中的因素的差别尽可能小, 从而提高评价准确性。同时, 将模糊聚类分析与灰色关联结合起来, 并在灰色关联分析中引入熵权系数, 从而客观、综合评判花键副磨损影响因素关联程度, 进一步提高关联分析的评价精度。具体分析步骤如下:

假设系统有 m 个影响因素, 每个影响因素有 n 个数据, 则系统的评价矩阵 $\mathbf{X}_i$ 与式 (11) 一致。

步骤 1 比较序列和参考序列的确定。

系统影响因素所组成的序列为比较序列, 由系统行为特征的相关因素数据组成, 记为 $\mathbf{X}_{ik} = [x_{i1} \ x_{i2} \ \cdots \ x_{ik} \ x_{in}]$, 参考序列为反映系统主要行为特征的数据序列, 由表征系统行为特征的不同组的统计数据所组成, 记为 $\mathbf{Y}_{0k} = [y_{01} \ y_{02} \ \cdots \ y_{0k} \ y_{0n}]$ 。

步骤 2 序列的标准化处理。

不同影响因素数据的意义、量纲不同, 为进一步进行量化分析, 需进行无量纲处理, 并确保全部

得到正相关因素。此处采用均值法进行标准化处理, 令 $x'_{ik} = x_{ik} / \bar{x}_{ik}$, $y'_{0k} = y_{0k} / \bar{y}_{0k}$, 得到无量纲数据序列矩阵为

$$\mathbf{X}' = \begin{bmatrix} y'_{01} & y'_{02} & \cdots & y'_{0k} & \cdots & y'_{0n} \\ x'_{11} & x'_{12} & \cdots & x'_{1k} & \cdots & x'_{1n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x'_{i1} & x'_{i2} & \cdots & x'_{ik} & \cdots & x'_{in} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ x'_{m1} & x'_{m2} & \cdots & x'_{mk} & \cdots & x'_{mn} \end{bmatrix} \tag{15}$$

步骤 3 系统模糊相似矩阵建立。

聚类是按某种标准来评判不同影响因素间的接近程度(相似系数), 并将其归为一类。常用的确定方法有数量积法、夹角余弦法、相关系数、距离法等, 考虑到本文工程实例特性, 采用相关系数法来研究各影响因素的相似性, 即

$$r'_{0i} = \frac{\left| \sum_{k=1}^n (y'_{0k} - \bar{y}_{0k}) \cdot (x'_{ik} - \bar{x}_{ik}) \right|}{\sqrt{\sum_{k=1}^n (y'_{0k} - \bar{y}_{0k})^2 \cdot \sum_{k=1}^n (x'_{ik} - \bar{x}_{ik})^2}} \tag{16}$$

步骤 4 灰色关联系数计算。

计算比较序列与参考序列的绝对差值, 得到绝对值差矩阵 Δ , 各元素为

$$\Delta_{ik} = |y'_{0k} - x'_{ik}| \tag{17}$$

计算两极差, 比较序列与参考序列的最大绝对差记为 $\Delta_{\max} = \max_i \max_k \Delta_{ik}$, 比较序列与参考序列的最小绝对差记为 $\Delta_{\min} = \min_i \min_k \Delta_{ik}$ 。

计算比较序列对参考序列的灰色关联系数矩阵 γ , 得到第 i 个影响因素的第 k 个数据与评价对象的关联系数为

$$\gamma_{ik} = \frac{\Delta_{\min} + \xi \Delta_{\max}}{\Delta_{ik} + \xi \Delta_{\max}} \tag{18}$$

式中 ξ 为分辨系数, 合适的取值范围不仅能体现出关联系数之间的差异性, 同时能消除两最大绝对值差过大导致的系统分析出现失真现象。

记所有绝对差的平均值为 $\bar{\Delta} = \frac{1}{nm} \sum_{i=1}^m \sum_{k=1}^n |y'_{0k} - x'_{ik}|$, ξ 的取值范围一般满足

$$\xi = \begin{cases} (1 \sim 1.5) \bar{\Delta} / \Delta_{\max} & \Delta_{\max} > 3\bar{\Delta} \\ (1.5 \sim 2) \bar{\Delta} / \Delta_{\max} & \Delta_{\max} \leq 3\bar{\Delta} \end{cases} \tag{19}$$

步骤 5 熵权-模糊灰色关联度计算。

一般来讲, 系统中各个影响因素的权重不一样, 通过熵权法计算影响因素的权重, 得到权重矩阵 $\mathbf{W}$, 其中第 i 个影响因素的第 k 个数值的权重为 w_{ik} 。则系统中第 i 个影响因素对评价对象的

关联度为

$$r_{0i} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n w_{ik} \cdot \gamma_{ik} \tag{20}$$

同时考虑到不同影响因素之间的簇类特性，将模糊聚类隶属度与灰色关联系数将合并为一个综合系数，从而计算系统的第 i 个影响因素的关联程度，即

$$R_{0i} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n w_{ik} \cdot \gamma_{ik} + \frac{\left| \sum_{k=1}^n (y'_{0k} - \hat{y}_{0k}) \cdot (x'_{0k} - \bar{x}_{0k}) \right|}{\sqrt{\sum_{k=1}^n (y'_{0k} - \hat{y}_{0k})^2 \cdot \sum_{k=1}^n (x'_{0k} - \bar{x}_{0k})^2}} \right] \tag{21}$$

所以，描述系统特征行为影响因素的熵权-模糊灰色关联度矩阵为

$$R = [R_{01} \quad R_{02} \quad \cdots \quad R_{0i} \quad \cdots \quad R_{0m}] \tag{22}$$

2 浮动渐开线花键副微动磨损影响因素分析

2.1 花键副有限元模型

本文选择的航空花键副材料为 18CrNi4A，材料弹性模量为 210 GPa，泊松比为 0.28，密度为 7800 kg/m³，花键基本几何参数如表 1 所示。由于内、外花键均为对称循环结构，为节省计算资源，在不考虑轴向不对中和角向偏心的情况下，可通过单齿啮合模型进行分析。考虑存在浮动时，为探究轴向不对中和角向偏心对花键磨损的影响，有限元中对称循环分析不再适用，则需要通过花键副全齿啮合模型，且轴向不对中量和角向偏心量均只调整外花键。花键的单齿啮合和全齿啮合有限元模型如图 2(a)所示，外花键的齿面编号及齿面位置的标记如图 2(b)所示，图中 L 为齿宽， a 为齿高， e 为轴向不对中量， β 表示角向偏心量。

表 1 花键副几何参数

Table 1 Geometric parameters of spline pair

参数	数值
齿数	30
模数/mm	2.5
压力角/(°)	30
键长/mm	27.5
外花键孔径/mm	52
内花键轴径/mm	98

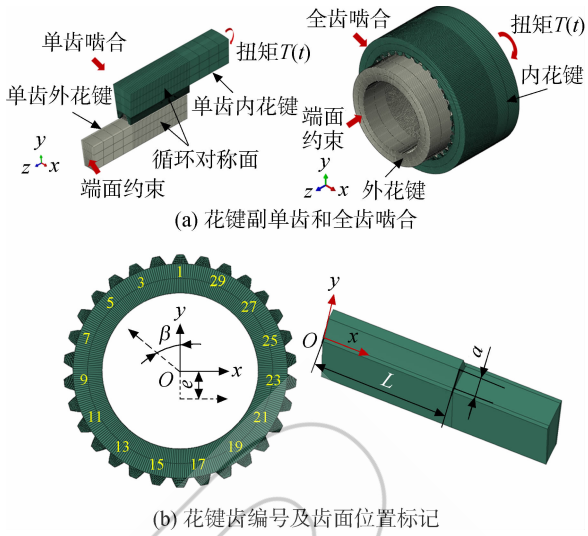


图 2 花键副有限元模型
Fig. 2 Finite element model of spline pair

在有限元模型中，定义单元类型为 C3D8R，且对花键齿面进行网格密化。定义齿面接触对时，选择内花键为“主面”，外花键为“从面”，在接触属性中设置切向为各向同性的库伦摩擦，摩擦因数设置为 0.28，法向选择“硬”接触，并采用有限滑移算法。

在直升机尾传动动力传输过程中，联接有花键套的主减速器向将动力通过花键联轴器传递到联接有花键轴的中减速器，继而将动力传递到尾减速器，带动尾旋翼转动。为更加贴合花键副实际传动特点，将内、外花键除过绕轴旋转的另外 5 个自由度全部约束，并给内花键施加载荷及位移转角。考虑到直升机传动的变工况、多激励特征，在花键齿啮合过程中，传动载荷是变化的。假设载荷呈简谐波形式变化，则花键副传递的扭矩为

$$T(t) = k_v T_m [1 + \epsilon \cos(\omega_n t + \varphi)] \tag{23}$$

式中 k_v 为动载系数； T_m 为平均输入转矩； ϵ 为输入转矩幅值波动系数； ω_n 为花键副啮合频率； φ 为啮合相位角。

具体加载过程为如图 3 所示，内花键施加随时间呈简谐波变化的动载荷 $T(t)$ ，最大和最小传递扭矩分别为 $T_{\max}$ 、 $T_{\min}$ 。

2.2 花键副微动磨损仿真模型的验证

文献[8]提出的基于修正的 Archard 模型^[8-10]经平面/圆柱材料试件的微动磨损试验^[8]和航空发动机花键磨损试验^[9]验证，发现在微动磨损预测方面具有很好的适用性。考虑到花键磨损试验成本的巨大耗费，本文在不考虑花键副的误差、润滑等因素的理想情况下，进行上述提出的

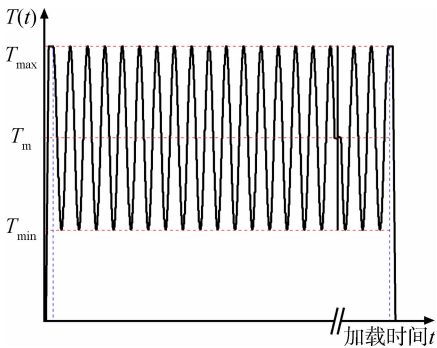


图 3 花键副加载历程

Fig. 3 Loading histories of spline pair

花键副能量耗散磨损模型和修正的 Archard 磨损模型的结果对比分析,从而间接证明本模型在花键微动磨损计算与预测方面的合理性。

根据文献[16]的试验数据,Archard 磨损系数 $k = 6.7 \times 10^{-9} \text{ MPa}^{-1}$,由文献[8]可知: $k = V/(PS)$,联合等式(2)和等式(3),取能量耗散磨损系数 $\alpha = 2.29 \times 10^{-8} \text{ mm}^{-3}/\text{J}$,得到的磨损深度 h 分布云图如图 4 所示。其中,图 4(a)为 Archard 模型的磨损深度云图,图 4(b)为能量耗散模型的磨损深度云图,结果发现:外花键磨损在内端处的齿根及齿顶处磨损深度较大,与文献[10]的花键齿面磨损分布规律基本一致。

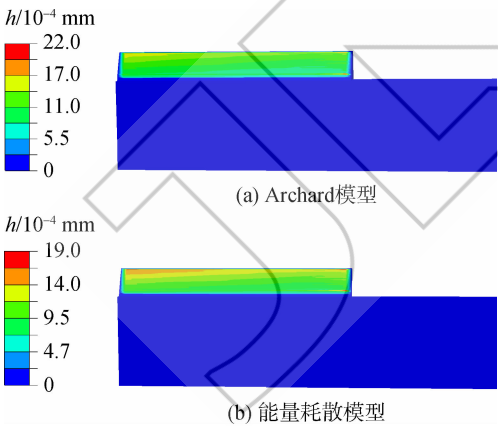


图 4 两种模型计算的齿面磨损分布对比

Fig. 4 Comparison of tooth surface wear distribution calculated by the two models

图 5 为基于能量耗散模型与修正的 Archard 模型的花键副在载荷循环 25 000 次后的磨损深度对比,结果发现:能量耗散模型所计算的磨损深度结果与 Archard 模型所计算的磨损深度分布走势基本一致,相比于 Archard 模型计算的磨损深度,能量耗散法所计算齿根处的最大磨损深度低出约 14.0%,齿中位置处最大磨损深度低出约

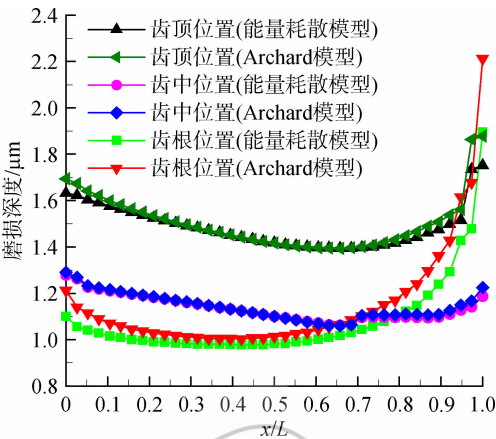


图 5 载荷循环为 25000 次的两种磨损模型齿面不同位置磨损深度分布

Fig. 5 Wear depth distribution at tooth different positions of the two wear models with 25000 times load cycle

2.4%，齿顶位置最大磨损深度低出约 6.9%。同时,两者模型计算结果均表明,外花键两端处的磨损较齿中位置处明显,齿根位置的花键内端 ($x/L=1$) 处的磨损深度明显大于外端 ($x/L=0$) 处的磨损深度,齿顶位置花键两端均存在磨损。将齿顶、齿中和齿根位置磨损深度分别表示为 h_t 、 h_m 和 h_r ,在外端处 ($x/L=0$) 处,沿齿高方向的磨损分布为: $h_t > h_m > h_r$;而在外花键内端处 ($x/L=1$) 的磨损深度最大,沿齿高方向的磨损分布为: $h_r > h_t > h_m$ 。通过图 4 和图 5 的对比验证,说明能量耗散的磨损模型在花键微动磨损的预测是可行的。

2.3 单因素下浮动花键齿面微动磨损分析

2.3.1 传递载荷对花键副磨损影响规律

为探究传递载荷对花键副磨损影响,选取不同扭矩 T_m 进行花键副磨损仿真分析。图 6 为分别在 690、960、1350 N·m 三种扭矩(平均分配到每对齿的扭矩分别为 23、32、45 N·m)作用下的花键副载荷循环 25 000 次后的齿面不同径向位置沿齿向的磨损深度分布。图 6(a)为齿顶位置处的磨损深度分布,从外端处 ($x/L=0$) 到内端处 ($x/L=1$),齿顶处磨损深度由大减小,再逐渐增大,在 $x/L=0.97$ 处开始剧增,到 $x/L=1$ 处磨损深度达到最大。同时传递扭矩 $T_m = 1350 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的磨损深度最大,达到 $1.1 \mu\text{m}$ 。图 6(b)为齿中位置处的磨损深度分布,其基本变化和齿顶位置处基本一致,且比齿顶位置磨损深度小,整个变化趋势较为平缓。图 6(c)为齿根位置处磨损深度分

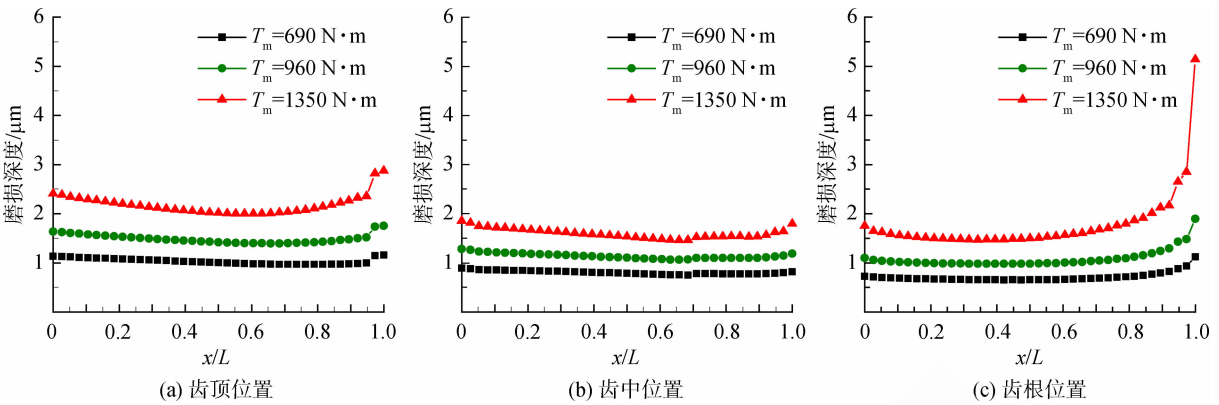


图 6 不同平均输入扭矩作用下的花键齿面不同径向位置磨损深度

Fig. 6 Wear depth of spline tooth surface at different radial positions under different mean input torques

布,在 $x/L=0.90$ 附近,磨损深度开始剧增,并在 $x/L=1$ 处,磨损深度达到最大。同时 $T_m=1350\text{ N}\cdot\text{m}$ 的磨损深度变化最为剧烈,最大磨损深度为 $5.1\text{ }\mu\text{m}$ 。这主要是由于传递扭矩越大,花键齿面接触压力及剪切力越大,从而导致花键最大磨损深度越大,同时齿面接触压力、剪切力在齿根和齿顶处出现应力集中,且齿根处最为明显,进而导致在齿根处出现最大磨损深度。

图 7 为是 3 种扭矩作用下的花键副在 $x/L=1$ 处的沿齿高方向的磨损深度分布。从齿顶到齿高方向,花键磨损深度先增大,在 $y/a=0.13$ 处 ($T_m=1350\text{ N}\cdot\text{m}$) 和 $y/a=0.18$ 处 ($T_m=690\text{ N}\cdot\text{m}$ 和 $T_m=960\text{ N}\cdot\text{m}$) 达到最大,之后磨损深度较小且变化较为平缓,直到 $y/a=0.95$ 磨损深度开始明显增加。表明随着扭矩的增大,齿根位置处最大磨损位置发生了变化,逐渐向齿根底

部偏移。同时,平均传递扭矩为 $690、960、1350\text{ N}\cdot\text{m}$ 的齿顶和齿根处最大磨损深度差值分别为 $0.03、0.15、2.3\text{ }\mu\text{m}$ 。在花键动力传输过程中,传递扭矩越大,两端磨损深度差值越大,进而齿面局部位置磨损不均越严重。

2.3.2 载荷波动对花键副磨损的影响规律

通过 ADAMS 软件仿真得到花键副的动载系数在 $0.81\sim1.07$ 之间波动,考虑实际工况下的花键动力传动传递载荷波动情况,在平均传递扭矩 $T_m=960\text{ N}\cdot\text{m}$ 时,选取不同的动载系数 k_v 进行花键副磨损仿真分析,如图 8 所示。

图 8 为动载系数 k_v 分别为 $0.81、0.90、1.00、1.07$ 下的花键载荷循环 25000 次的齿面不同径向位置磨损深度分布。图 8(a)齿顶位置处的不同动载系数下的齿面磨损深度分布,发现在越大,磨损深度越大,且均在 $x/L=1$ 处达到最大磨损深度。当 $k_v=1.07$ 时,齿顶最大磨损深度为 $1.92\text{ }\mu\text{m}$,相较于 $k_v=1$ 的齿顶最大磨损深度提高了 9.7% 。而当 $k_v=0.81$ 和 $k_v=0.90$ 时,齿顶最大磨损深度相较于 $k_v=1$ 的齿顶最大磨损深度分别降低了 23.4% 和 12.6% 。图 8(b)为齿中位置处的不同动载系数的花键磨损分布,相较于图 8(a)和图 8(c),齿中位置处的齿面沿齿向方向上磨损深度变化较为平缓,且在 $x/L=1$ 处磨损量没有急剧增加,说明齿中位置处花键磨损较为轻微。图 8(c)为不同动载系数的花键在齿根位置处沿齿向的磨损分布,与齿顶分布大致一致, k_v 越大,磨损深度越大,且均在 $x/L=1$ 处达到最大磨损深度,即齿根位置的磨损主要集中在花键内端。相较于 $k_v=1$ 的花键齿根最大磨损深度, $k_v=1.07$ 的花键副在 $x/L=1$ 磨损深度增大了 11.5% , $k_v=0.81$ 和 0.90 的花键副在 $x/L=1$ 磨

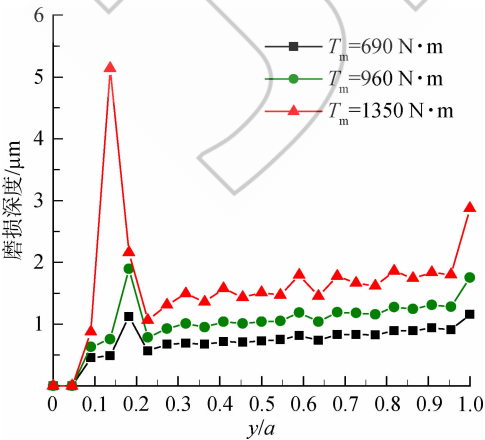


图 7 不同平均输入扭矩下的花键齿面 $x/L=1$ 处沿齿高方向的磨损

Fig. 7 Wear along the tooth height direction at the position $x/L=1$ of the spline tooth surface under different mean input torques

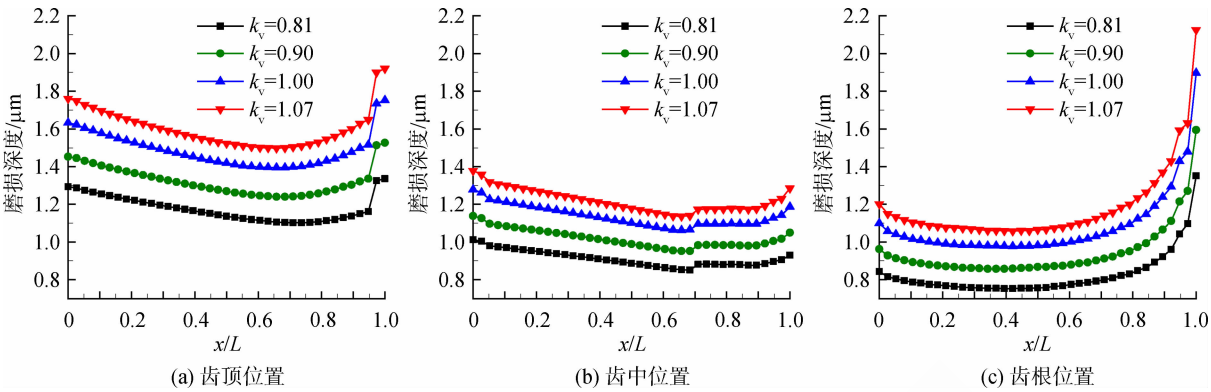


图 8 不同动载系数下的花键齿面不同径向位置磨损

Fig. 8 Wear of spline tooth surfaces at different radial positions under different dynamic load factors

损深度分别减小了 28.9%和 16.3%，这说明减小动载系数能改善齿面磨损状况。

图 9 为 4 种动载系数下的花键副齿面在 $x/L=1$ 处沿齿高方向的磨损分布,沿齿高方向上磨损量先急剧增大,在 $y/a=0.13$ 处达到最大磨损深度,后急剧下降,并保持缓慢上升趋势,在 $y/a=1$ 处又快速增大到较大的磨损深度,且 k_v 值越大,齿面磨损深度越大。 $k_v=0.81$ 的齿根最大磨损深度和齿顶最大磨损深度相对于齿中磨损深度分别增加了 63.0%和 61.2%。 $k_v=0.90$ 的齿根最大磨损深度和齿顶最大磨损深度相对于齿中磨损深度分别增加了 71.3%和 64.9%。 $k_v=1.00$ 的齿根最大磨损深度和齿顶最大磨损深度相对于齿中磨损深度分别增加了 82.7%和 68.3%。 $k_v=1.07$ 的齿根最大磨损深度和齿顶最大磨损深度相对于齿中磨损深度分别增加了

89.3%和 71.4%。因此,花键副载荷波动越大,齿面齿根和齿顶处磨损相较于齿中处越严重,从而不利于花键副的动力传递。

2.3.3 不同材料对花键副磨损的影响规律

常用的航空花键材料有 18CrNi4A、32Cr3MoVA 以及 42CrMoA,同时为后续考虑硬质涂层花键的抗磨损性能,同时选择 DLC(diamond-like carbon)硬质减摩抗磨涂层,分析了不同花键材料对齿面磨损的影响如图 10 所示。

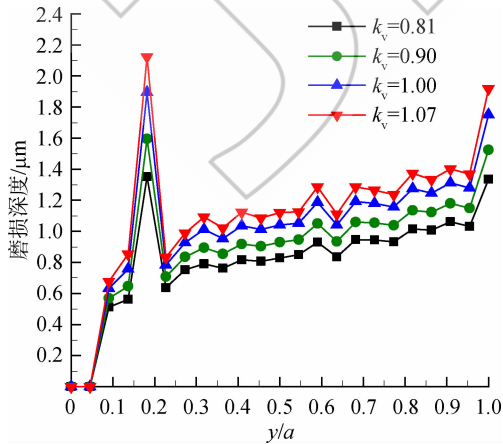


图 9 不同动载系数花键齿面 $x/L=1$ 处沿齿高方向的磨损

Fig. 9 Wear along the tooth height direction of the spline tooth surface $x/L=1$ with different dynamic load factors

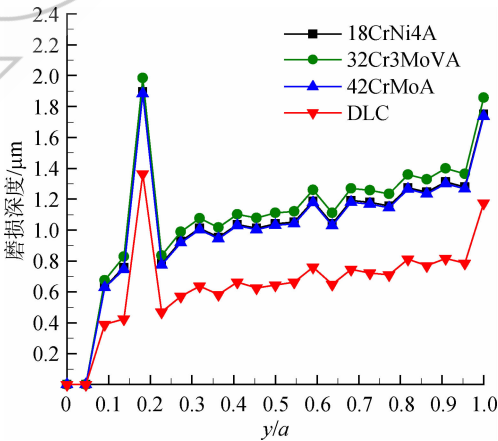


图 10 不同花键材料的齿面磨损分布
Fig. 10 Wear of spline tooth surfaces with different materials

图 10 为载荷 $T_m=960\text{ N}\cdot\text{m}$ 循环 25 000 次后在 $x/L=1$ 处的不同花键材料齿面磨损分布,由前述可知,此处的磨损最为剧烈。发现 18CrNi4A、32Cr3MoVA 以及 42CrMoA 材料的花键磨损深度基本接近,其中 32Cr3MoVA 材料的花键磨损相对较大,其最大磨损深度为 $1.98\text{ }\mu\text{m}$,而 18CrNi4A 和 42CrMoA 材料的花键磨损深度较为接近,分别为 $1.89\text{ }\mu\text{m}$ 和 $1.88\text{ }\mu\text{m}$ 。主要

是 18CrNi4A、32Cr3MoVA 以及 42CrMoA 材料的力学性能较为接近,抵抗微动损伤的能力基本相当。同时 DLC 硬质涂层的花键齿面最大磨损深度分别较 18CrNi4A、32Cr3MoVA 以及 42CrMoA 材料的花键齿面最大磨损深度分别降低了 28.4%、31.3%以及 27.6%,说明其可以有效缓解花键的微动磨损。涂层材料的弹性模量、强度、硬度等性能与合金材料存在明显差异,导致花键副的接触切向刚度和接触剪切摩擦的差别较大,从而能够减轻微动的磨损并抑制裂纹的萌生和扩展。

2.3.4 齿面摩擦对花键副磨损的影响规律

齿面摩擦是影响花键磨损的因素之一,考虑不同工况下不同摩擦因数对花键齿面的磨损,得到的齿面磨损状态分布。图 11 为摩擦因数 μ 分别为 0.1、0.2、0.28、0.4 下齿面径向不同位置在传递扭矩 $T_m=960\text{ N}\cdot\text{m}$ 作用 25000 次循环后的磨损分布。

图 11(a)为齿顶位置处的齿面磨损深度分布,其中,摩擦因数分别为 0.2、0.28、0.4 的齿面沿轴向方向从 $x/L=0$ 到 $x/L=1$,磨损深度先减小后增大,且在 $x/L=0.95$ 附近急剧增加。而 $\mu=0.1$ 的花键齿面沿轴向方向从 $x/L=0\sim 1$,磨损深度呈减小趋势,仅在 $x/L=0.97$ 附近,磨损深度稍微有所回升。同时 $\mu=0.40$ 的花键齿顶最大磨损深度为 0.0019 mm ,相对于 $\mu=0.28,0.20,0.10$ 的齿面最大磨损深度分别增大了 8.5%、21.0%、25.8%。图 11(b)为齿中位置沿轴向方向的磨损深度分布, $\mu=0.40,0.28,0.2$ 的齿面在 $x/L=0\sim 0.71$ 处,磨损深度一直减小,从 $x/L=0.71\sim 1$ 处,磨损深度总体逐渐增大,局部位置处 $x/L=0.84\sim 0.91$ 处呈现下降趋势,并在 $x/L=1$

达到最大磨损深度,分别为 $1.25,1.19,1.08\text{ }\mu\text{m}$ 。而 $\mu=0.10$ 的齿面磨损深度呈下降趋势,在 $x/L=0$ 处存在最大磨损深度为 0.00114 mm 。图 11(c)为齿根位置处的磨损深度分布,不同摩擦因数的齿面齿根位置处磨损深度均逐渐增大,在 $x/L=1$ 处达到最大磨损深度,同时 $\mu=0.20,0.28,0.40$ 的磨损深度分布较为紧密,而 $\mu=0.10$ 的齿面齿根位置处磨损深度变化较为平缓,最大磨损深度也相对较小。相较于 $\mu=0.28$ 的齿根磨损情况, $\mu=0.40,0.20,0.10$ 分别降低了 13.6%、10%及 46.3%。说明减小摩擦因数,能有效改善齿面磨损状况。

图 12 为不同摩擦因数下的齿面两端面(即 $x/L=0$ 和 $x/L=1$)处沿齿高方向的磨损分布。图 12(a)为 $x/L=0$ 处的磨损分布,在齿根处 ($y/a=0.18$)磨损深度有突变外,主要是由于花键啮合传动时,在齿根处存在一定的接触应力集中。其余部分沿齿高方向的磨损深度整体呈上升趋势,并在齿顶处 ($y/a=1$)达到最大磨损深度。相较于 $\mu=0.28$ 的齿高方向最大磨损深度,齿面摩擦因数为 0.40 的花键齿面最大磨损深度增大了 8.6%,而齿面摩擦因数为 0.20 和 0.10 的花键在 $x/L=0$ 处的最大磨损深度降低了 10.3%和 27.4%。图 12(b)为 $x/L=1$ 处的沿齿高方向的磨损分布,在齿根 $y/a=0.18$ 和齿顶 $y/a=1$ 附近,齿面磨损深度较大, $y/a=0.18$ 位置处不同齿面摩擦因数 $\mu=0.28$ 的深度最大,相较于齿面摩擦因数为 0.40、0.20 和 0.10 的磨损深度分别高出 0.9%、1.1%和 15.8%。同时 $\mu=0.10$ 的最大磨损位置发生变化,向齿根方向偏移的 0.05 的无量纲距离,磨损深度为 $0.75\text{ }\mu\text{m}$ 。说明一定范围内齿面摩擦因数对齿面磨损的影响并不明显,但

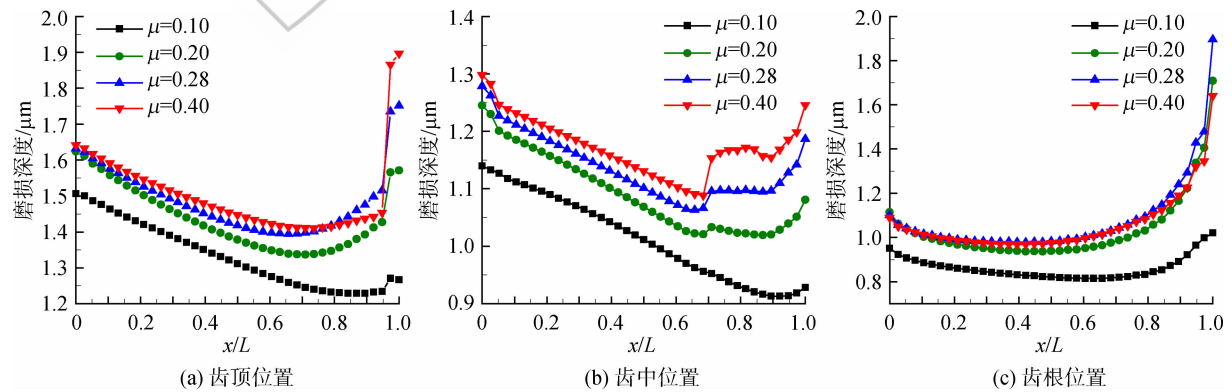


图 11 不同摩擦因数的齿面不同位置沿齿向磨损

Fig. 11 Wear of tooth surfaces with different friction coefficients along the tooth direction at different positions

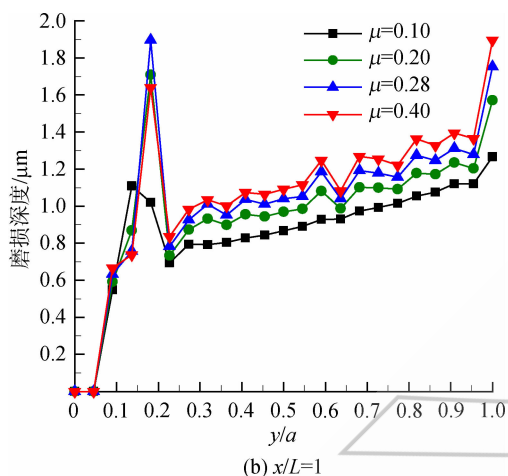
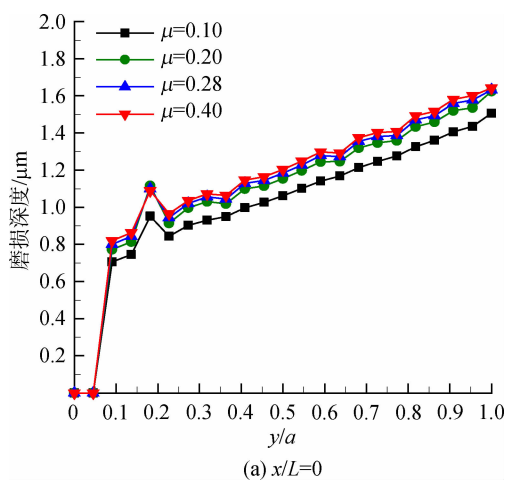


图 12 不同摩擦因数的齿面不同位置处沿齿高方向磨损
Fig. 12 Wear along the tooth height at different positions on tooth surfaces with different friction coefficients

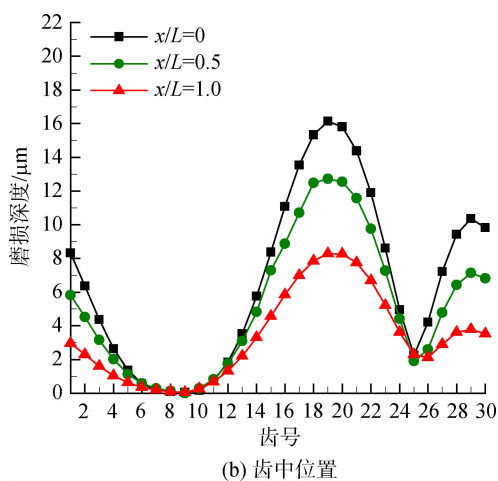
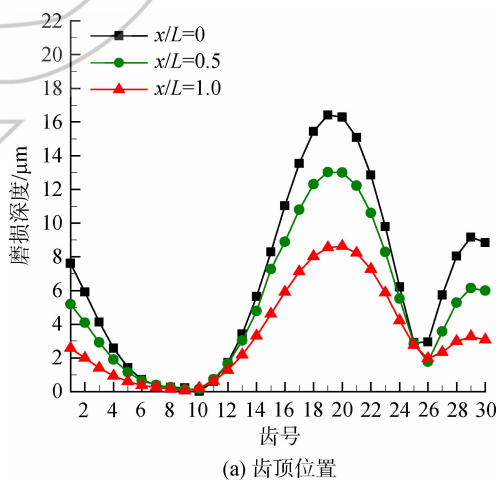
齿面足够光滑时,却可以有效减缓齿面磨损。

2. 3. 5 轴向不对中对花键副磨损的影响规律

直升机传动中花键多为浮动式,花键轴线与套齿很难保持在一条轴线上。由于存在一定的浮动量,在花键传动运行过程中同时出现轴向不对中和角向偏心。如图 2(b)所示,调整通过外花键沿 Ox 轴线为中心向下平移形成轴向不对中量 e ,分析齿面磨损分布。

图 13 为轴向不对中量 $e=0.06\text{mm}$ 的外花键各齿面沿齿向方向不同位置(x/L)处的磨损分布。 $x/L=0$ 处的各齿面磨损深度较 $x/L=1$ 处的磨损深度大,说明齿面的磨损主要集中在花键外端位置处。图 13(a)齿顶位置处的磨损深度分布表明,在第 6~11 号齿上的齿顶处的齿面磨损深度较小,可认为几乎没有磨损;而第 16~23 号齿的齿顶位置磨损深度较大,第 19 号齿达到最大磨损深度,同时 $x/L=0$ 处的齿顶最大磨损深度

分别比 $x/L=0.5$ 和 $x/L=1.0$ 处的高出 26.2% 和 91.8%。图 13(b)为齿中位置处的磨损深度,其齿面磨损深度分布与齿顶处基本一致,且磨损深度略小一点。图 13(c)为齿根位置处磨损深度分布,第 5 号齿和第 2 号附近处磨损深度很小,基本不存在磨损。相较于其余齿面,5~20 号齿的齿根位置处磨损深度较小,而第 27 号齿附近齿根磨损较为严重,在 $x/L=0$ 处的最大磨损深度较 $x/L=0.5$ 和 $x/L=1.0$ 处分别增大了 26.2% 和 101.5%。第 19 号齿的齿顶和齿中位置磨损较为严重,而齿根位置基本没磨损;而第 27 号齿附近的齿根位置磨损较严重,但齿中和齿顶位置磨损较小。存在一定的轴向不对中,内花键与外花键的接触发生偏差,1 号齿邻近的花键齿面齿根位置最先与内花键发生部分接触,进而接触应力分布较为不均,故在 1 号齿邻近的键齿齿根位置磨损较为严重。而 16 号齿附近外花键齿中位置和齿顶位置最先与内花键接触,故在 16 号齿附近的齿顶和齿中磨损较为剧烈,而齿根位置较为轻微。



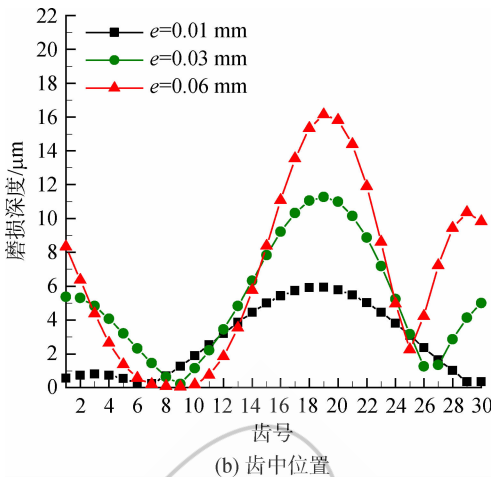
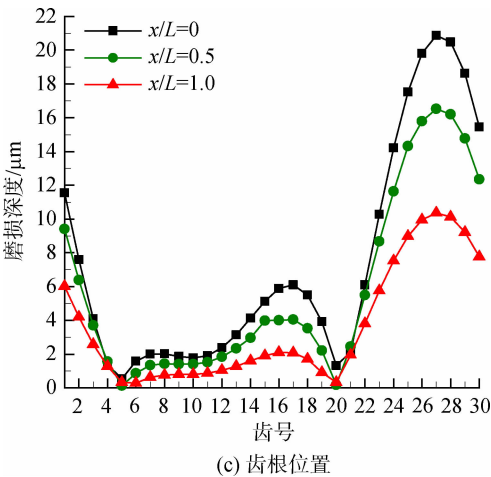


图 13 $e=0.06\text{ mm}$ 的花键各齿面在不同齿向位置处的磨损深度分布

Fig. 13 Wear depth of each tooth surface of the spline with $e=0.06\text{ mm}$ in different tooth orientation positions

图 14 为载荷循环 25 000 次的不同轴向不对中量 e 下的齿面磨损分布,在齿顶位置(图 14(a))处,轴向不对中量 $e=0.06\text{ mm}$ 时的最大磨损深度较 $e=0.01\text{ mm}$ 和 $e=0.03\text{ mm}$ 分别高出 158.2% 和 40.7%。齿中位置(图 14(b))处 $e=0.06\text{ mm}$ 时的最大磨损深度较 $e=0.01\text{ mm}$ 和 $e=0.03\text{ mm}$ 分别高出 172.8% 和 43.2%。齿根位置(图 13(c))处轴向不对中量 $e=0.03\text{ mm}$ 和 $e=0.06\text{ mm}$ 的齿根位置各齿面磨损分布趋势一致,均在 27 号附近达到最大磨损深度,轴向不对中量 $e=0.01\text{ mm}$ 处齿根位置磨损深度较小,变化而不太明显,但也在 27 号齿附近达到最大磨损深度。同时相比于轴向不对中量 $e=0.01\text{ mm}$ 和 $e=0.03\text{ mm}$ 的齿根最大磨损深度,轴向不对中量 $e=0.06\text{ mm}$ 的齿根最大磨损深度分别高出 183.4% 和 53.4%。

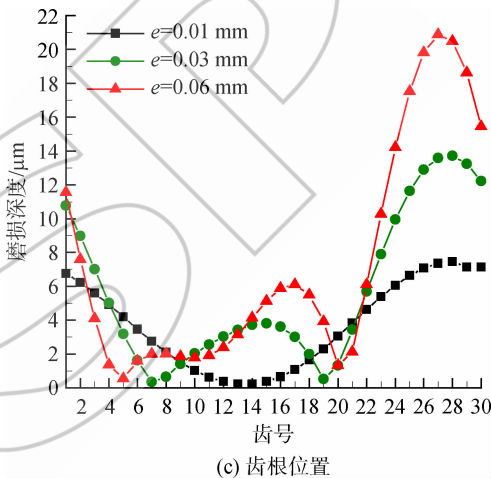


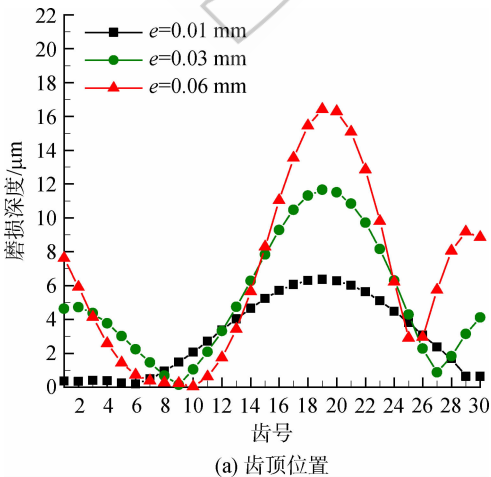
图 14 不同轴向不对中量下的外花键各齿面磨损深度分布

Fig. 14 Wear depth of tooth surfaces of external spline under different axial misalignments

2.3.6 角向偏心对花键副磨损的影响规律

为探究不同角向偏心量 β 对花键齿面磨损,角向偏心量 β 的调整方式如图 2(b) 所示。分别选取角向偏心量为 0.06° 、 0.10° 以及 0.20° 进行全齿啮合磨损分析,各齿面磨损分布如图 15 所示。

图 15 为载荷循环 25 000 次下角向偏心量 $\beta=0.20^\circ$ 的花键各齿面不同位置磨损深度分布。图 15(a) 和图 15(b) 为各齿面在齿顶和齿中位置的磨损分布,在花键外端位置 $x/L=0$ 处,第 19~27 号齿的齿中、齿顶位置处磨损深度较大,而第 1~15 齿的齿中、齿顶位置磨损较小。而在花键内端位置 $x/L=1.0$ 处,第 6~15 号齿的齿顶、齿中位置磨损较为剧烈,而第 1 号齿附近的齿顶、齿中位置处磨损较小。图 15(c) 为齿根位置处的磨损分布,沿齿向 3 个方向的各齿面磨损分布基本一致,第 16~22 号齿的齿面磨损较大,且在第 26 号齿



(a) 齿顶位置

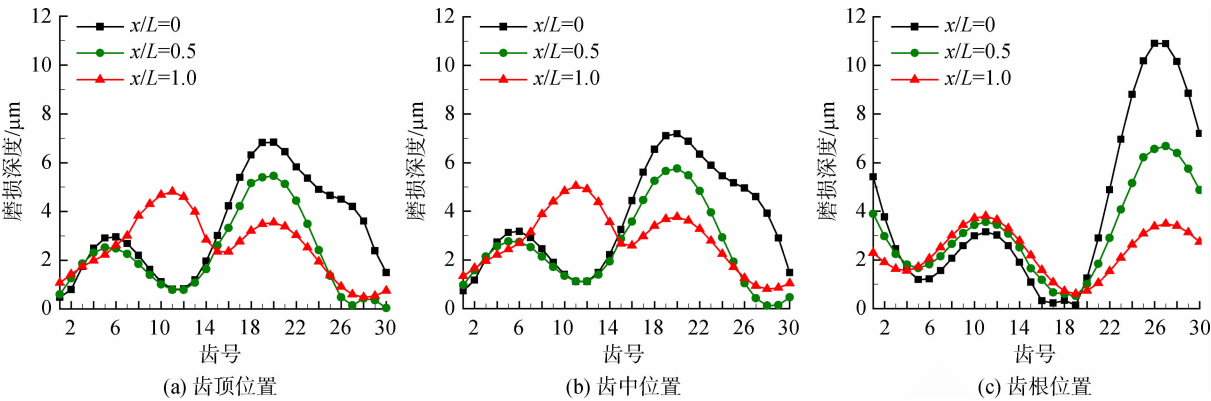


图 15 角向偏心量 $\beta=0.20^\circ$ 的花键各齿面不同齿向位置处磨损深度

Fig. 15 Wear depth of spline tooth surfaces with angular eccentricity $\beta=0.20^\circ$ at different tooth positions

达到最大。同时 $x/L=0$ 处的各齿磨损差异较大, $x/L=0$ 位置处最大磨损深度较 $x/L=0.5$ 和 $x/L=1.0$ 处最大磨损深度分别高出 66.3% 和 222.8%。而第 16~21 号齿附近的齿根位置磨损较小, 几乎可认为没有被磨掉。

图 16 为不同角向偏心量 β 下的齿面不同位置处的磨损深度分布, 从图中发现角向偏心量 $\beta=0.20^\circ$ 的齿面磨损深度变化较 $\beta=0.06^\circ$ 和 $\beta=0.10^\circ$ 的各齿面磨损深度变化幅度大。齿顶位置 (图 16(a)) 和齿中位置 (图 16(b)) 处的磨损深度分布表明, 第 16~27 号齿的齿面磨损深度较大, 且在第 19 号齿处达到最大, 其中齿顶位置处 $\beta=0.20^\circ$ 的最大磨损深度较 $\beta=0.06^\circ$ 和 $\beta=0.10^\circ$ 分别高出 102.8% 和 45.5%, 齿中位置处 $\beta=0.20^\circ$ 的最大磨损深度较 $\beta=0.06^\circ$ 和 $\beta=0.10^\circ$ 分别高出 118.6% 和 51.9%。图 16(c) 为齿根位置处的磨损深度分布, 角向偏心量 $\beta=0.06^\circ$ 和 $\beta=0.10^\circ$ 的齿根位置磨损分布趋势基本一致, 而角向偏心量 $\beta=0.20^\circ$ 的齿根磨损分布变化较为剧烈, 且第 16~21 号齿面齿根位置基本不存在磨损。同时

角向偏心量 $\beta=0.20^\circ$ 的齿根位置最大磨损深度相较于角向偏心量 $\beta=0.06^\circ$ 和 $\beta=0.10^\circ$ 齿面最大磨损深度分别高出 167.6% 和 56.0%。角向偏心越大, 齿面局部接触的应力集中越大, 齿面磨损也越严重。

2.4 基于 EW-FGRA 的花键副齿面磨损影响因素关联分析

选择扭矩 x_1 、动载系数 x_2 、弹性模量 x_3 、摩擦因数 x_4 、轴向不对中量 x_5 、角向偏心量 x_6 等作为花键的特征指标, 花键齿面最大磨损深度 y 作为评价参考量。通过上述的熵权-模糊灰色关联分析 (EW-FGRA) 模型计算不同影响因素对花键齿面磨损的关联程度。各影响因素比较序列及参考序列组成的评价数据如表 2 所示。

根据文中第 1.2 中的熵权法, 计算的各磨损影响因素对齿面磨损的熵权值如图 17 所示, w_i ($i=1, 2, \dots, 6$) 分别为磨损影响因素 x_i ($i=1, 2, \dots, 6$) 对应的熵权值。

由图 17 可知, 上述所考虑的齿面磨损影响因素熵权排序为 $w_3 > w_5 > w_6 > w_1 > w_4 > w_2$, 花键

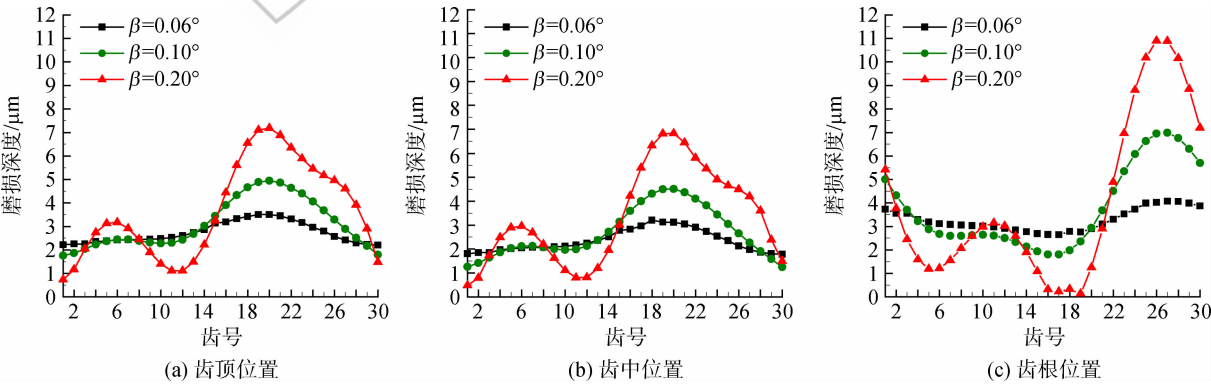


图 16 不同角向偏心量的各齿面不同位置磨损深度分布

Fig. 16 Wear depth of the spline tooth surfaces at different positions with different angular eccentricities

表 2 各影响因素下的花键齿面磨损深度仿真数据

Table 2 Simulation data of wear depth with spline tooth surface under various influencing factors

工况	$x_1/(N \cdot m)$	x_2	x_3/MPa	x_4	x_5/mm	$x_6/(^{\circ})$	$y/\mu m$
1	690	1.00	210	0.28	0	0	1.15
2	960	1.00	210	0.28	0	0	1.90
3	1350	1.00	210	0.28	0	0	5.14
4	960	0.81	210	0.28	0	0	1.35
5	960	0.90	210	0.28	0	0	1.59
6	960	1.07	210	0.28	0	0	2.12
7	960	1.00	212	0.28	0	0	1.98
8	960	1.00	202	0.30	0	0	1.88
9	960	1.00	320	0.28	0	0	1.36
10	960	1.00	210	0.10	0	0	1.51
11	960	1.00	210	0.20	0	0	1.71
12	960	1.00	210	0.40	0	0	1.89
13	960	1.00	210	0.28	0.01	0	7.46
14	960	1.00	210	0.28	0.03	0	13.71
15	960	1.00	210	0.28	0.06	0	20.86
16	960	1.00	210	0.28	0	0.06	4.07
17	960	1.00	210	0.28	0	0.10	6.98
18	960	1.00	210	0.28	0	0.20	8.85

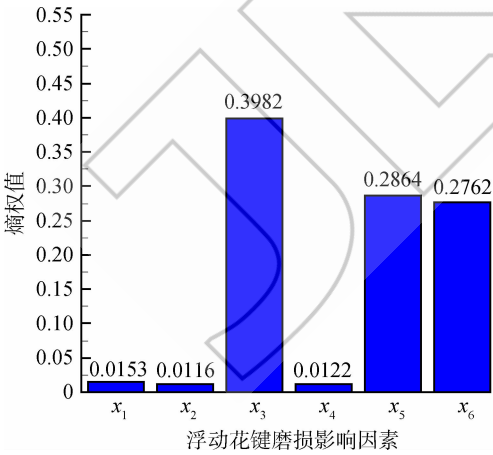


图 17 浮动渐开线花键齿面磨损影响因素的熵权值

Fig. 17 Entropy weight of wear influencing factors of the floating spline tooth surface

材料所占的权重最大,说明合理选择花键材料的重要性。上述所选的均为常用航空中碳合金钢,其材料性能基本一致,材料本身耐磨性能基本一致,而涂层的使用明显改变花键副接触的材料参数,能从材料学角度明显提升花键的耐磨性能。同时轴向不对中和角向偏心对磨损的权重明显比

其余剩下的三种影响因素的权重大,主要是由于花键在动载荷传递过程中,浮动量的存在导致内、外花键不可避免的出现轴线不对中和角向偏心,进而加剧花键齿面磨损。

根据式(21)的熵权-模糊灰色关联分析,得到浮动花键的微动磨损与影响因素之间的关联度如图 18 所示, $R_i(i=1,2,\cdots,6)$ 分别为磨损影响因素 $x_i(i=1,2,\cdots,6)$ 对应的关联度值。

由图 18 可知,各磨损影响因素对花键齿面的磨损关联程度排序为: $R_6>R_5>R_3>R_4>R_2>R_1$,相较于传递扭矩 x_1 ,磨损影响因素动载系数 x_2 、花键材料 x_3 、摩擦因数 x_4 、轴向不对中量 x_5 和角向偏心量 x_6 对磨损的关联度分别高出 -2.5% 、 101.9% 、 -3.1% 、 131.2% 和 370.6% ,其中花键材料、轴向不对中及角向偏心对齿面磨损关联程度较大,且角向偏心对齿面磨损的关联度最大。因此,寻求新的花键材料能提高花键的抗磨损性能,但往往新材料研发成本巨大,考虑涂层、喷丸强化技术提高花键齿面的耐磨性能是直接且经济的做法,可在后续的研究中加以实践。

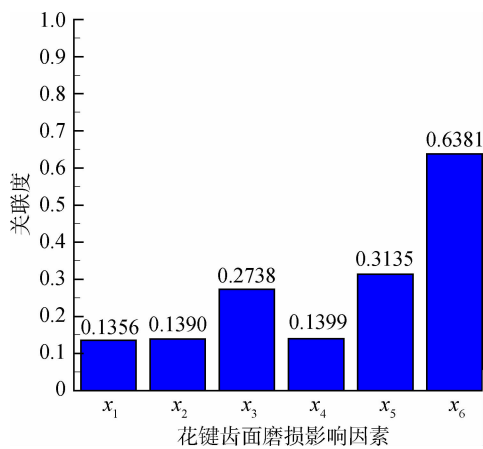


图 18 花键齿面磨损影响因素的熵权-模糊灰色关联度
Fig. 18 Entropy weight-fuzzy-grey correlation degree with the wear influencing factors of spline tooth

同时,轴向不对中使得花键齿面沿齿高方向接触不均,甚至部分齿面没有接触,使得齿面载荷分配不均;而角向偏心的存在,使得花键副齿面两端位置接触严重不均,从而加剧了齿面磨损进程,而齿面修形可以有效改良花键副的接触状态,对减缓花键的微动磨损具有重要意义。

3 结 论

本文基于能量耗散法建立浮动花键微动磨损模型,分析了不同因素对花键齿面磨损分布的影响,并通过熵权-模糊关联分析模型,定量分析了不同影响因素齿面磨损的关联程度,得到的主要结论如下:

- 1) 相较于修正的 Archard 微动磨损模型,基于能量耗散的微动磨损模型所计算的花键齿顶、齿中以及齿根位置处最大磨损深度的计算误差低于 6.9%、2.4% 和 14%,且两者结果的吻合性较好。
- 2) 分析不同扭矩、动载系数、花键材料、齿面摩擦对花键齿面磨损的影响,发现花键齿面齿根位置处磨损较为剧烈,齿中位置次之,而齿中位置磨损较为轻微。在浮动特征下,轴向不对中的存在使得花键齿面接触发生变化,部分花键齿根位置磨损不明显,使得磨损位置往齿中位置发生偏移。角向偏心的存在使得花键两端位置处接触不良,进而导致在两端磨损的分布不均。
- 3) 基于熵权-模糊灰色关联模型,分析了不同影响因素对花键磨损的关联程度,发现花键材料、轴向不对中以及角向偏心对花键的磨损影响较大,为后续浮动花键抗磨损方法研究提供一定的理论指导。

参考文献:

[1] COSS R A, GANTSCHNIGG G K. Aircraft electric system and system component study (F-4 type aircraft)[R]. Annapolis, US, Maryland: ARINC(Aeronautical Research Incorporated) Research Corporation, 1967.

[2] 李英明, 顾文标, 左丽华. 某型机动力轴微动磨损分析与处理[J]. 直升机技术, 2009(1): 55-58.
LI Yingming, GU Wenbiao, ZUO Lihua. Analysis and solution of fretting wear of the engine shaft[J]. Helicopter Technique, 2009(1): 55-58. (in Chinese)

[3] NANNAJI S, HYOCHOL S, NAM P S. Prevention of spline wear by soft metallic coatings[R]. Massachusetts Institute of Technology, MIT/LMP/TRB-80-2, 1980.

[4] CUFFARO V, CURÀ F, MURA A. Test rig for spline couplings working in misaligned conditions[J]. Journal of Tribology, 2014, 136(1): 249-256.

[5] 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): 2195-2205.

[6] CURÀ F, MURA A. Evaluation of the fretting wear damage on crowned splined couplings[J]. Procedia Structural Integrity, 2017, 5: 1393-1400.

[7] QURESHI W, CURÀ F, MURA A. Prediction of fretting wear in aero-engine spline couplings made of 42CrMo4[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2016, 231(24): 4684-4692.

[8] MCCOLL I R, DING J, LEEN S B. Finite element simulation and experimental validation of fretting wear[J]. Wear, 2004, 256(11): 1114-1127.

[9] RATSIMBA C H H, MCCOLL I R, WILLIAMS E J, et al. Measurement, analysis and prediction of fretting wear damage in a representative aeroengine spline coupling[J]. Wear, 2004, 257(11): 1193-1206.

[10] DING J, MCCOLL I R, LEEN S B. The application of fretting wear modeling to a spline coupling[J]. Wear, 2007, 262(9/10): 1205-1216.

[11] DING J, LEEN S B, WILLIAMS E J, et al. Finite element simulation of fretting wear-fatigue interaction in spline couplings[J]. Tribology-Materials, Surfaces and Interfaces, 2008, 2(1): 10-24.

[12] HOUGHTON D, WAVISH P M, WILLIAMS E J, et al. Multiaxial fretting fatigue testing and prediction for splined couplings[J]. International Journal of Fatigue, 2009, 31(11): 1805-1815.

[13] 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]. Mechanical Transmission, 2015, 39(8): 119-121. (in Chinese)

[14] 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):1822-1828.
- HU Zhenggen, ZHU Rupeng, JIN Guanghu, et al. Analysis of fretting frictional parameters of aviation involute spline couplings[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2013, 44(5):1822-1828. (in Chinese)
- [15] 胡正根, 朱如鹏, 靳广虎, 等. 齿向分段抛物线修形对渐开线花键副微动磨损参数的影响[J]. 航空动力学报, 2013, 28(7):1644-1649.
- HU Zhenggen, ZHU Rupeng, JIN Guanghu, et al. Effect of axial piecewise parabolic modification on fretting wear parameters of involute spline couplings[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(7):1644-1649. (in Chinese)
- [16] 谭援强, 蒋理宽, 姜胜强, 等. 渐开线花键副微动摩擦接触分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(7):123-130.
- TAN Yuanqiang, JIANG Likuan, JIANG Shengqiang, et al. The fretting frictional contact analysis of involute spline coupling[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(7):123-130. (in Chinese)
- [17] XUE Xiangzhen, JIA Jipeng, HUO Qixin, et al. Experimental investigation and prediction method of fretting wear in rack-plane spline couplings[J]. Journal of Engineering Tribology, 2020, 208/209/210:1994-1996.
- [18] XUE Xiangzhen, WANG Sanmin, LI Bo. Modification methodology of fretting wear in involute spline[J]. Wear, 2016, 368/369:435-444.
- [19] XUE Xiangzhen, HUO Qixin, HONG Lin. Fretting wear-fatigue life prediction for aero-engine's involute spline couplings based on Abaqus[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2019, 32(6):04019081.1-04019081.9.
- [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.
- XUE Xiangzhen, HUO Qixin, ZHENG Jiahong, et al. Investigation on improving fretting wear of aeroengine involute spline couplings based on tooth profile modification[J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(20):2447-2455. (in Chinese)
- [21] ARCHARD J F. Contact and rubbing of flat surfaces[J]. Journal of Applied Physics, 1953, 24(8):981-988.
- [22] SAUGER E, FOUVRY S, PONSONNET L, et al. Tribologically transformed structure in fretting[J]. Wear, 2000, 245(1/2):39-52.
- [23] JIANG Xiangjun, PAN Fengqun, SHAO Guoqiang, et al. Prediction of electrical contact endurance subject to micro-slip wear using friction energy dissipation approach[J]. Friction, 2018, 7(6):537-550.
- [24] YUE Tongyan, ABDEL W M. Finite element analysis of stress singularity in partial slip and gross sliding regimes in fretting wear[J]. Wear, 2014, 321:53-63.
- [25] 郑维彤, 王三民, 颜晓欣, 等. 渐开线花键副微动磨损分析的能量耗散法[J]. 中国机械工程, 2017, 28(18):2171-2176.
- ZHENG Weitong, WANG Sanmin, XIE Xiaoxin, et al. Dissipated energy method for fretting wear analysis of involute splines[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(18):2171-2176. (in Chinese)
- [26] 谭学瑞, 邓聚龙. 灰色关联分析:多因素统计分析新方法[J]. 统计研究, 1995(3):46-48.
- TAN Xuerui, DENG Julong. Grey relational analysis: a new method of multi-factor statistical analysis[J]. Statistical Research, 1995(3):46-48. (in Chinese)
- [27] 刘思峰, 杨英杰. 灰色系统研究进展(2004—2014)[J]. 南京航空航天大学学报, 2015, 47(1):1-18.
- LIU Sifeng, YANG Yingjie. Advances in grey system research(2004—2014)[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2015, 47(1):1-18. (in Chinese)
- [28] 贾国海. 复杂工况齿轮传动轴微动磨损机理及其预测方法研究[D]. 长沙:湖南大学, 2014.
- JIA Guohai. Study on fretting wear mechanism of gear shaft under complex operating conditions and its prediction method[D]. Changsha: Hunan University, 2014. (in Chinese)
- [29] 罗毅, 李昱龙. 基于熵权法和灰色关联分析法的输电网规划方案综合决策[J]. 电网技术, 2013, 37(1):77-81.
- LUO Yi, LI Yulong. Comprehensive decision-making of transmission network planning based on entropy weight and grey relational analysis[J]. Power System Technology, 2013, 37(1):77-81. (in Chinese)

(编辑:王碧珺)