

直升机尾传动系相对位置变化下啮合力分析*

蒋玲莉, 印道轩, 李学军, 冯和英

(湖南科技大学机械设备健康维护省重点实验室 湘潭, 411201)

摘要 直升机传动系统轴系结构复杂,轴系的相对位置变化将影响整个传动系统传递特性,文中以某型直升机尾传动系统——轴系相互垂直的螺旋锥齿轮系为对象,开展轴系相对位置变化下齿轮对啮合力变化特性研究。通过建立尾传动系相对位置变化的动力学模型,结合多体动力学软件,仿真分析了不同轴系相对位置变化量、不同载荷、不同转速下,齿轮副啮合力变化规律。结果表明:平均啮合力随偏移位置增大而减小,随倾斜位置增大而增大;轴系的倾斜位置变化较偏移位置变化对齿轮啮合特性影响更大。本研究为直升机尾传动系统运行状态监测提供理论依据,对提高直升机传动系统运行稳定性,确保其安全高效运行等有着重要意义。

关键词 直升机尾传动系统;轴系相对位置变化;齿轮啮合力;状态监测

中图分类号 TH113;TH17

1 问题的引出

直升机传动系统包括主减速器、中间减速器、尾减速器、主旋翼轴、动力传动轴和尾传动轴,即“三轴三器”,具有结构紧凑、重量轻、工艺精度高、传动功率大和减速比高等特点,将发动机的动力传递给旋翼和尾桨,是直升机不可缺少的关键核心部件,典型结构如图 1 所示。



图 1 典型直升机传动系统结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of typical helicopter transmission system

直升机的飞行环境恶劣,所受的载荷复杂多变,减速器、轴系及旋翼之间相互耦合的扭振及横振大,“三轴三器”在主旋翼和尾桨的载荷作用下容易产生轴系相对位置的变化。如此复杂的轴系结构,任何轻微的轴系相对位置变化都将导致整个传动系统传

递特性变化,进而引起支撑轴承过早地损坏,缩短轴承的使用寿命;造成齿轮啮合处产生较大的冲击和齿面的摩擦,从而产生振动冲击,影响传动系统的性能,使传动系统受到额外的激励力从而显著降低传动系统的工作寿命等。研究直升机轴系相对位置变化下的动力学响应特性,揭示其典型工况下运行机理,为直升机传动系统运行状态监测提供理论依据。

文中以直升机尾传动系统——输入输出轴相互垂直的一对螺旋锥齿轮结构为研究对象,研究其轴系相对位置变化下的啮合力变化规律。尾传动系统在尾桨的载荷作用下,会使尾桨轴产生轴拉力,从而导致轴上下移动,造成了尾桨轴的偏移位置 L 的变化,如图 2(a)所示。在桨叶的载荷作用下,会使尾桨产生附加弯矩,从而使尾桨轴发生倾斜,造成尾桨轴的倾斜位置 β 的变化,如图 2(b)所示。

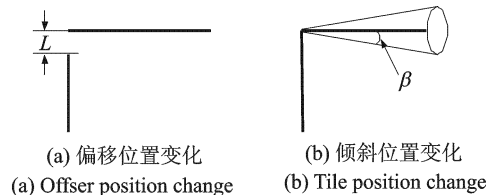


图 2 尾传动系相对位置变化示意图

Fig. 2 Relative position change of diagram tail shaft

国内外学者对齿轮系统动力学特性的研究做了

* 国家自然科学基金资助项目(51575177, 11872022);湖南省科技厅-科技人才专项-湖湘青年英才资助项目(2017RS3049);湖南省研究生科研创新项目(CX2017B630)
收稿日期:2017-05-27;修回日期:2017-11-09

大量的工作。王奇斌等^[1]研究了齿轮啮合时,齿距偏差对齿轮啮合特性的影响。Zhan 等^[2]研究了一种基于 ANSYS 软件中的 Workbench 模块和准静态算法来确定齿轮时变啮合刚度的新技术,并考虑了齿轮副不对中对啮合刚度的影响。Luo 等^[3]研究了齿轮中心距离的变化对齿轮时变啮合刚度的影响。张慧博等^[4]分析了径向误差与齿侧间隙的耦合故障对齿轮系统动力学特性的影响。任非等^[5]分析了各构件制造偏心误差和齿廓误差以及陀螺效应等激励因素对行星轮的均载特性的影响。刘延伟等^[6]考虑了时变啮合刚度、齿侧间隙和接合间隙等激励建立了齿轮传动系统动力学模型,研究了齿侧间隙对齿轮系统非线性特性的影响。程哲等^[7-8]对齿轮的断齿、点蚀等故障下的齿轮-转子系统动力学特性进行了研究。以上文献主要从时变啮合刚度、齿侧间隙、传递误差和齿轮的局部故障来研究齿轮系统动力学响应特性。笔者主要从齿轮轴系相对位置变化的角度来研究齿轮系统的动力学响应特性,是对直升机传动系统动力学及齿轮系统动力学的补充和完善。

2 尾传动轴系相对位置变化动力学模型

首先,根据齿轮系统动力学中的齿轮啮合原理建立螺旋锥齿轮的动力学模型;然后,计算轴系位置变化下的时变啮合刚度和时变啮合阻尼,将其代入正常状态下的动力学模型中,得到轴系位置变化下的动力学模型。

2.1 螺旋锥齿轮动力学模型

对于弧齿锥齿轮传动,其啮合点半径与啮合位置有关,在实际分析中,取啮合点半径为齿宽中点处的回转半径,且两齿轮的螺旋角为 0,可将其视为直齿锥齿轮^[9-10]。图 3 为齿轮动力学示意图。

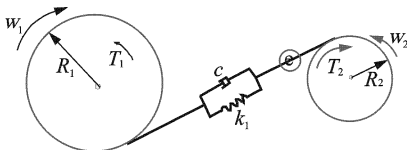


图 3 齿轮啮合动力学模型
Fig. 3 Gear meshing dynamic model

图 3 中: $T_1, T_2, R_1, R_2, \omega_1, \omega_2$ 分别为两轮的转矩,基圆半径和转速; c, k 分别为啮合阻尼和啮合刚度。

仅考虑扭转振动,系统的自由度分别为两齿轮

的扭转角 θ_1, θ_2 , 根据简化的扭转振动简图可得到其分析模型^[11-12]为

$$I_1 \ddot{\theta}_1 + r_1 c \dot{x}(t) + r_1 k x(t) = T_1 \quad (1)$$

$$I_2 \ddot{\theta}_2 - r_2 c \dot{x}(t) - r_2 k x(t) = -T_2 \quad (2)$$

$$x(t) = r_1 \theta_1 - r_2 \theta_2 - e(t) \quad (3)$$

其中: $\theta_i (i=1, 2)$ 为主、被动齿轮的扭转振动位移; $\dot{\theta}_i, \ddot{\theta}_i (i=1, 2)$ 为主、被动齿轮的扭转振动速度和加速度; $I_i (i=1, 2)$ 为主、被动齿轮的转动惯量; $e(t)$ 为静态传动误差; $x(t)$ 为主、被动齿轮在啮合线方向的位移变化; $r_i (i=1, 2)$ 为主、被动齿轮的基圆半径; k 为主、被动齿轮的啮合刚度; c 为主、被动齿轮的啮合阻尼; $T_i (i=1, 2)$ 为主、被动齿轮上的外载荷力矩。

将时变啮合刚度 $k(t)$, 以及啮合阻尼 c 代入式(1~3)中,可得到齿轮啮合等效动力学模型

$$m_e \ddot{\theta} + c \dot{\theta} + k(t)x = W \quad (4)$$

$$W = T_1/r_1 = T_2/r_2 \quad (5)$$

其中: m_e 为等效质量; W 为等效载荷。

2.2 尾传动轴系相对位置变化的动力学模型

假设尾传动系统在尾桨载荷的作用下,尾桨轴发生偏移位置变化或倾斜位置变化,尾传输入轴不变,其轴系相对位置变化等效图如图 4 所示。

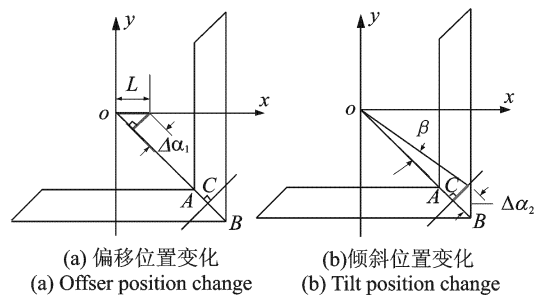


图 4 尾传动轴系相对位置变化等效图
Fig. 4 Equivalent graph of relative position change of tail shaft

图 4 中 AB 为分度圆处的啮合线, L 为偏移量, β 为倾斜量。若竖直轴向上平移 L , 则在分度圆处啮合线 AB 的垂直方向上平移 $\Delta\alpha_1$; 若竖直轴向右倾斜一个 β 角度, 则在分度圆处啮合线 AB 的垂直方向上平移 $\Delta\alpha_2$ 的等效长度。

如图 5 所示, P_{b1}, P_{b2} 分别为两齿轮的啮合线, 由于齿轮轴的位置偏移会导致两齿轮出现齿侧间隙, 齿侧间隙 j 与位置偏移量 Δa 的关系^[13-15]为

$$j = P_{b2} - P_{b1} = \frac{m\pi(r + \Delta a)}{2r} - 2(r + \Delta a)(\text{inv}(\alpha_a) - \text{inv}(\alpha)) \quad (6)$$

$$\alpha_a = \arccos\left(\frac{r_b}{r + \Delta a}\right) \quad (7)$$

$$\text{inv}(\alpha_i) = \tan\alpha_i - \alpha_i \quad (8)$$

其中： m 为齿轮模数； r 为分度圆半径； r_b 为基圆半径； α 为分度圆压力角； α_i 为任意圆压力角。

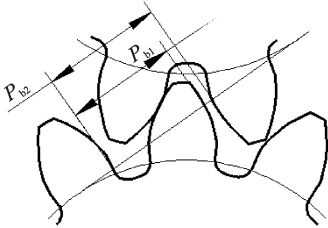


图 5 齿侧间隙
Fig. 5 Backlash

由于轴系相对位置变化导致了齿侧间隙的存在。根据尾传齿轮对的等效直齿轮对的重合度为 1.6, 再结合图 5 可知, 由于齿侧间隙的存在会使得第一对齿轮离开以后到第二对开始啮合的时间增加, 即增加了单齿啮合的时间。将轴系偏移位置变化当成中心距 Δa 的变化, 即悬臂梁的臂长增加, 形成了固定的齿侧间隙; 轴系倾斜位置变化造成齿轮副沿齿宽方向出现均匀变化的齿侧间隙, 因此轴系倾斜位置变化的啮合刚度除了脱齿区域以外还会有一个过渡区。根据以上刚度变化理论分析再结合文献[7,8]中的故障齿轮啮合刚度综合计算方法, 得

$$k = F / (\delta_{a1} + \delta_{a2} + \delta_h) \quad (9)$$

其中： k 为齿轮啮合刚度； F 为某一位置处的啮合力； δ_{a1}, δ_{a2} 分别为两齿轮齿廓某一位置处的弯曲变形； δ_h 为接触变形。

首先, 根据截面悬臂梁的假设, 齿轮弯曲变形 δ_a 可采用 Weber 公式计算, 即

$$\delta_a = F \cos^2 \alpha_m \sum_{i=1}^n x_i \left[\frac{d_i - x_i d_i + \frac{1}{3} e_i^2}{E \bar{J}_i} + \frac{1}{s_h G A_i} + \frac{\tan^2 \alpha_m}{A_i E} \right] \quad (10)$$

其中： F 为啮合力； α_m 为压力角； G 为剪切模量； s_h 为剪切因子； x_i 和 d_i 的物理意义如图 6 所示。

E, \bar{J}_i 和 A_i 可通过下式计算

$$\left\{ \begin{aligned} E &= \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \\ \bar{J}_i &= \frac{2}{\frac{1}{J_i} + \frac{1}{J_{i+1}}} \\ A_i &= \frac{2}{\frac{1}{A_i} + \frac{1}{A_{i+1}}} \end{aligned} \right. \quad (11)$$

其中： J_i 为 S_i 的极惯性矩； A_i 为 S_i 的面积。

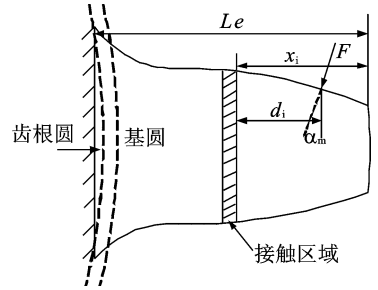


图 6 齿轮弯曲变形计算模型

Fig. 6 Calculation model of gear bending deformation

图 6 中： Le 为齿的全长； x_i 为接触区域到齿顶的距离； d_i 为接触区域到啮合力作用点的距离； α_m 为啮合力与垂直轴的夹角。

然后, 根据 Hertzian 接触理论计算接触变形 δ_h

$$\delta_h = \frac{4(1-\nu^2)F}{\pi EB} \quad (12)$$

其中： ν 为泊松比； E 为弹性模量； B 为齿宽。

根据上述计算公式将齿廓分为有效个点, 分别计算得到不同轴系偏移量和倾斜量下的齿轮弯曲变形和接触变形, 然后算出各点的刚度, 并拟合成线。图 7 分别为偏移量为 0.3 mm 和倾斜量为 0.3° 时的时变啮合刚度曲线。

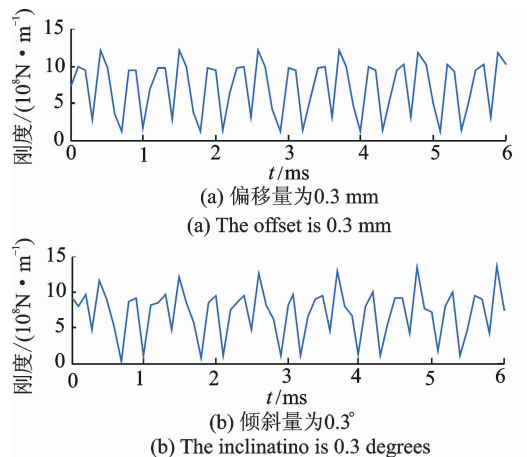


图 7 轴系相对位置变化下时变啮合刚度

Fig. 7 The time-varying meshing stiffness under the change of relative position of shafting

最后, 将周期变化的啮合刚度用傅里叶级数进行 5 阶展开, 得到时变啮合刚度曲线如下

$$k_1(t) = k_m + \sum_1^n (k_{1n} \cos(n\omega t) + k_{2n} \cos(n\omega t)) \quad (13)$$

其中: k_m 为齿轮副的平均啮合刚度; k_{1n} 和 k_{2n} 为谐波项啮合刚度的幅值; $n\omega$ 为齿轮啮合频率。

轴系相对位置变化下啮合阻尼 c_m 可由下式计算求解

$$m_e = \frac{I_1 I_2}{r_1^2 I_2 + r_2^2 I_1} \quad (14)$$

$$c_m = 2\xi\sqrt{m_e k_m} \quad (15)$$

其中: ξ 为阻尼比,一般在 $0.03\sim 0.17$ 范围内,根据经验一般取阻尼比 $\xi=0.06$ 。

将所求出的齿轮轴系相对位置变化下的时变刚度 $k_1(t)$ 和啮合阻尼 c_m 带入正常的齿轮啮合动力学模型式(4)中,即可得到尾传动轴系相对位置变化下的动力学模型。

$$m_e \ddot{x} + c_m \dot{x} + k_1(t)x = W \quad (16)$$

3 直升机尾传动轴系相对位置变化响应特性分析

以尾传动轴系相对位置变化的动力学模型为依据,结合多体动力学软件 ADAMS 展开后续分析。已知某型直升机尾传系统的齿轮结构参数:弹性模量为 2.07×10^5 MPa;两齿轮的齿数分别为 23 和 64,模数为 6 mm,螺旋角为 0° ,压力角为 22.5° ,齿宽为 50 mm。

根据以上的齿轮参数,以该型直升机尾传动系

统最大输入转速 3 319 r/min 为输入,以其最大传递扭矩 1 474.4 N·m 为载荷,将啮合时变刚度以傅里叶级数的展开形式植入多体动力学模型中进行仿真分析,并与理论计算值进行对比,如表 1 所示。由表 1 可知仿真误差在允许的范围内,说明了多体动力学模型正确可靠。

表 1 仿真模型误差表

Tab. 1 Comparison between model simulation results and theoretical calculation results

参数/单位	理论值	仿真值	误差/%
啮合频率/Hz	1 272	1 272	0
啮合力/(N·m)	9 354	9 740	4.1
输出轴转速/(r·min ⁻¹)	1 192.7	1 192	0.6

3.1 轴系相对位置变化量对齿轮啮合特性的影响

对直升机尾传动系统尾桨轴偏移量分别为 0, 0.1, 0.2, ..., 0.9 mm, 以及倾斜量分别为 0, 0.1, 0.2, 0.9° 时的齿轮啮合力进行了分析。以该型直升机尾传系统最大输入转速和最大载荷时的工况进行仿真设置。得到齿轮啮合力的时频图如图 8, 9 所示。由图 8, 9 可知, 直升机尾传输出轴偏移位置变化与倾斜位置变化导致轴系相对位置变化时, 尾传螺旋锥齿轮副啮合力在时、频域均有明显变化; 倾斜位置变化下, 啮合力频域出现明显边频信号, 边频幅值甚至大于啮合频率及其倍频幅值。

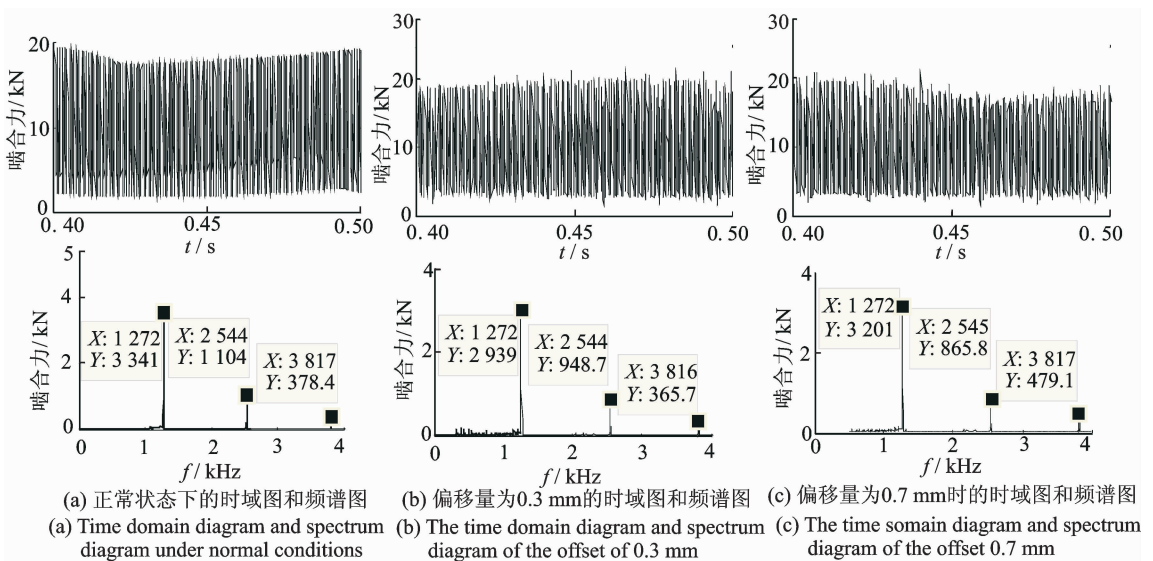


图 8 偏移位置变化下齿轮啮合力时域图和频谱图

Fig. 8 Time-frequency map of gear meshing force under offset position change

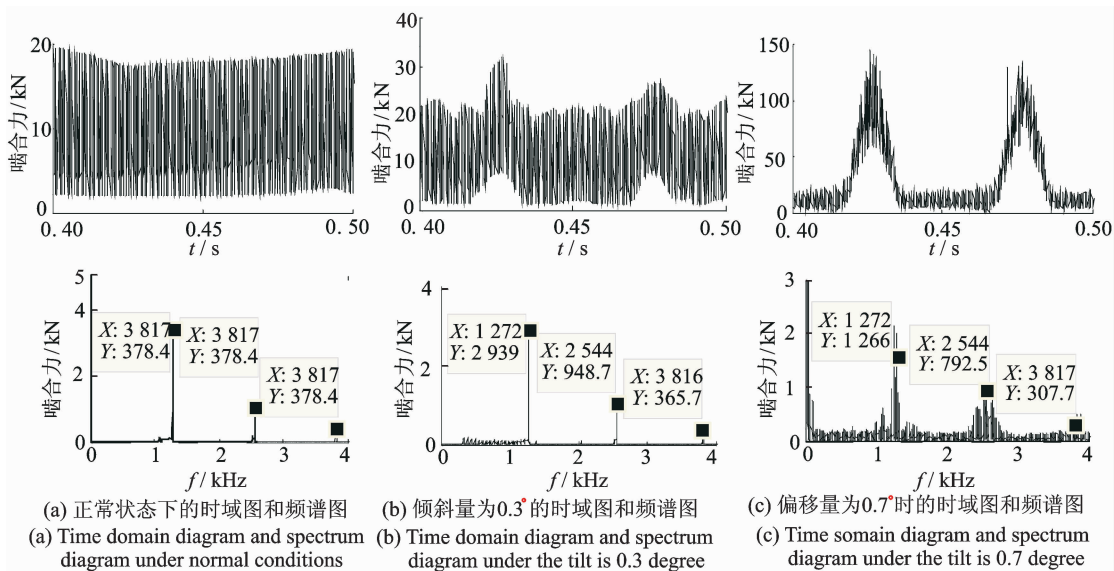
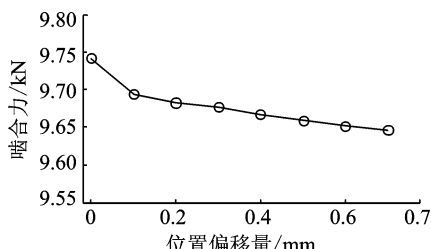


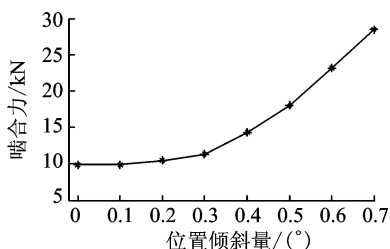
图9 倾斜位置变化下齿轮啮合力时域图和频谱图

Fig. 9 Time-frequency map of gear meshing force under tilt position change

平均啮合力随相对位置变化而变化的趋势见图10。由图10可知,平均啮合力随偏移位置增大而减小,源于偏移位置变化导致的齿轮啮合力臂的增加且转矩不变;平均啮合力随倾斜位置增大而增大,开始增大缓慢之后迅速增大,源于倾斜位置变化导致的齿轮对啮合时接触面积减小。



(a) 偏移位置变化
(a) Shift position change



(b) 倾斜位置变化
(b) Tilted position change

图10 轴系相对位置变化下平均啮合力变化趋势

Fig. 10 The tendency of average meshing force under the change of relative position of shafting

3.2 不同载荷下轴系相对位置变化对齿轮啮合特性的影响

当直升机尾传轴系出现相对位置变化时,不同

载荷下齿轮的啮合特性也会不同。在该型直升机尾传动系统最大输入转速 $v_a = 3\ 319\ \text{r/min}$ 时,设载荷 $M = k_z M_a$, k_z 为载荷系数, $M_a = 1\ 474.4\ \text{N} \cdot \text{m}$ 为最大扭矩载荷,令 $k_z = 0.1, 0.2, \dots, 1.0$, 仿真分析不同程度轴系相对位置变化下,载荷作用对尾传齿轮对啮合力变化的影响。轴系偏移位置量分别取 $0, 0.2, 0.5, 0.8\ \text{mm}$, 倾斜位置变化量分别取 $0, 0.2, 0.5^\circ, 0.8^\circ$ 时,不同载荷对尾传齿轮对平均啮合力的影响如图11所示。

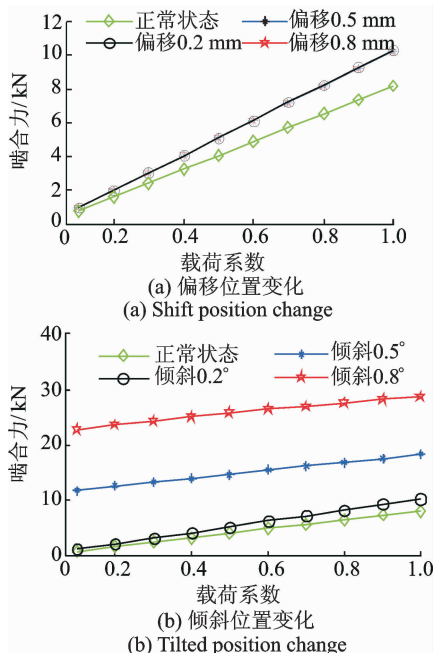


图11 轴系不同相对位置变化量下齿轮啮合力随载荷的变化

Fig. 11 Variation of meshing force of gears with load at different relative positions of shafts

由图 11 可知,尾传齿轮对平均啮合力随载荷增大而增大,且呈近似线性关系;由各图线斜率可知,存在轴系相对位置变化时,载荷变化作用下平均啮合力变化速度略大于正常轴系状态,但不同轴系相对位置变化程度下平均啮合力变化速度相当。

3.3 不同转速下轴系相对位置变化对齿轮啮合特性的影响

当直升机尾传齿轮轴系出现相对位置变化时,转速的变化对齿轮的啮合特性也会有影响。在该型直升机尾传系统最大扭矩载荷为 $M_a = 1\,474.4\text{ N}\cdot\text{m}$ 下,设尾传输入转速 $v = k_s v_a$, k_s 为转速系数, $v_a = 3\,319\text{ r/min}$ 为最大输入转速,令 $k_s = 0.1, 0.2, \dots, 1.0$, 仿真分析不同程度轴系相对位置变化下,输入转速对尾传齿轮对啮合力变化的影响。轴系偏移位置量分别取 $0, 0.2, 0.5, 0.8\text{ mm}$, 倾斜位置变化量分别取 $0, 0.2, 0.5, 0.8^\circ$ 时,不同转速对尾传齿轮副平均啮合力的影响如图 12 所示。

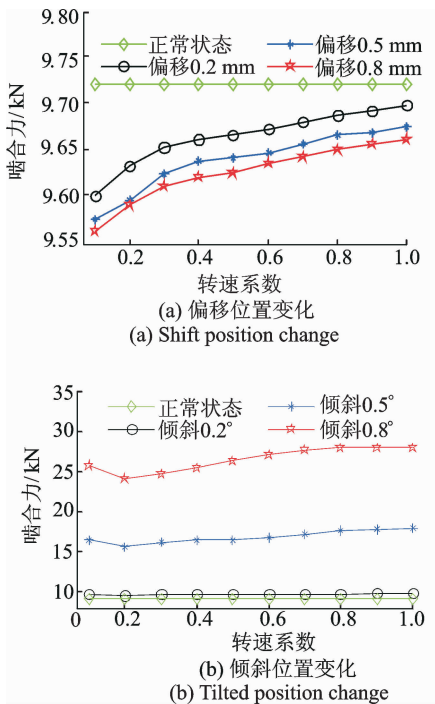


图 12 轴系不同相对位置变化量下齿轮啮合力随转速的变化

Fig. 12 Variation of meshing force of gears with speed at different relative positions of shafts

由图 12 可知,无轴系相对位置变化时,尾传齿轮对平均啮合力不受转速影响;轴系偏移位置变化下,齿轮对平均啮合力受转速影响较大,随转速的增

大而明显增大;轴系倾斜位置变化受转速影响较小,倾斜位置较大时,随转速增大齿轮对平均啮合力缓慢增大。

4 结束语

笔者以某型直升机尾传动系统——轴系相互垂直的螺旋锥齿轮系为对象,研究了旋翼轴偏移位置变化和倾斜位置变化导致的轴系相对位置变化下齿轮对啮合力变化规律。通过将轴系相对位置变化转化为齿轮对间隙的变化,进而转化时变啮合刚度和啮合阻尼的变化,建立轴系相对位置变化的动力学模型,分析了不同轴系相对位置变化量、不同载荷、不同转速下,齿轮对啮合力变化规律,发现:a. 平均啮合力随偏移位置增大而减小,随倾斜位置增大而增大。b. 平均啮合力随载荷增大而增大,且呈近似线性关系;存在相对位置变化时,平均啮合力变化速度略大于正常轴系状态,不同相对位置变化程度下,平均啮合力变化速度相当。c. 轴系偏移位置变化下平均啮合力随转速的增大而明显增大;轴系倾斜位置变化下平均啮合力随转速增大缓慢增大。

本研究工作可为直升机尾传动系统运行状态监测提供理论依据,确保其安全高效运行等,具有重要意义。

参 考 文 献

[1] 王奇斌,张义民. 考虑齿距偏差的直齿轮转子系统振动特性分析[J]. 机械工程学报, 2016, 52(13): 131-140.
Wang Qibin, Zhang Yimin. Analysis of vibration characteristics of spur gear rotor system considering gear pitch deviation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(13): 131-140. (in Chinese)

[2] Zhan Jiaying, Mohammad Fard, Reza Jazar. A CAD-FEM-QSA integration technique for determining the time-varying meshing stiffness of gear pairs[J]. Measurement, 2017, 100(1): 139-149.

[3] Luo Yang, Natalie Baddour, Ming Liang. Effects of gear center distance variation on time varying mesh stiffness of a spur gear pair[J]. Engineering Failure Analysis, 2017, 75(2): 37-53.

[4] 张慧博,王然,陈子坤,等. 考虑多间隙耦合关系的齿轮系统非线性动力学分析[J]. 振动与冲击, 2015, 34(8): 144-150.
Zhang Huibo, Wang Ran, Chen Zikun et al. Nonlinear

- dynamic analysis of gear system considering multi gap coupling relation[J]. *Vibration and Shock*, 2015, 34(8):144-150. (in Chinese)
- [5] 任菲,秦大同,吴晓铃. 考虑制造误差的人字齿行星传动均载特性[J]. *中南大学学报:自然科学版*, 2016, 47(2):474-481.
Ren Fei, Qin Datong, Wu Xiaoling. Load sharing characteristics of herringbone planetary gears with manufacturing errors[J]. *Journal of Central South University; Natural Science Edition*, 2016, 47(2): 474-481. (in Chinese)
- [6] 刘延伟,赵克刚. 接合间隙对齿轮系统非线性特性的影响分析[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(14):215-221.
Liu Yanwei, Zhao Kegang. Influence of joint clearance on nonlinear characteristics of gear system[J]. *Vibration and Shock*, 2016, 35(14):215-221. (in Chinese)
- [7] 程哲. 直升机传动系统行星轮系损伤建模与故障预测理论及方法研究[D]. 长沙:国防科技大学, 2011.
- [8] 崔玲丽,张飞斌,康晨晖,等. 故障齿轮啮合刚度综合计算方法[J]. *北京工业大学学报*, 2013, 39(3): 353-358.
Cui Lingli, Zhang Feibin, Kang Chenhui, et al. Comprehensive calculation method for meshing stiffness of fault gear[J]. *Journal of Beijing University of Technology*, 2013, 39(3): 353-358. (in Chinese)
- [9] Wang Qibin, Hu Peng, Zhang Yimin, et al. A model to determine mesh characteristics in a gear pair with tooth profile error[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2014, Article ID 751476:1-10.
- [10] Han Lin, Qi Houjun. Influences of tooth spalling or local breakage on time-varying mesh stiffness of helical gears [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2017, 79(12):75-88.
- [11] 冯海生,王黎钦,郑德志,等. 考虑变工况冲击的齿轮动态啮合力分析[J]. *振动、测试与诊断*, 2015, 35(2): 212-218.
Feng Haisheng, Wang Liqin, Zheng Dezhi, et al. Dynamic meshing force analysis of gears considering variable working condition impact [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2015, 35(2): 212-218. (in Chinese)
- [12] 严宏志,刘明,王祎伟. 摆线齿准双曲面齿轮的动态啮合性能[J]. *中南大学学报:自然科学版*, 2013, 44(10): 4026-4032.
Yan Hongzhi, Liu Ming, Wang Yiwei. Dynamic meshing performance of hypoid gears with hypoid gears [J]. *Journal of Central South University; Natural Science Edition*, 2013, 44(10):4026-4032. (in Chinese)
- [13] Zhu Zengbao, Zhu Rupeng, Li Yingsheng, et al. Impact of installation error on dynamics load sharing characteristics for encased differential herringbone train[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(3): 16-24.
- [14] Han Qingkai, Zhao Jingshan, Chu Fulei. Dynamic analysis of a geared rotor system considering a slant crack on the shaft[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331(26):5803-5823.
- [15] 朱丽莎,张义民,马辉,等. 直齿轮耦合转子系统的振动可靠性研究[J]. *振动、测试与诊断*, 2013, 33(2): 258-262.
Zhu Lisha, Zhang Yimin, Ma Hui, et al. Research on vibration reliability of spur gear coupled rotor system [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2013, 33(2): 258-262. (in Chinese)



第一作者简介:蒋玲莉,女,1981年8月生,博士、副教授。主要研究方向为机械动力学、测试技术与信号处理、机械设备故障诊断方法与技术。曾发表《Using bispectral distribution as a feature for rotating machinery fault diagnosis》(《Measurement》2011, Vol. 44, No. 12)等论文。

E-mail:linlyjiang@163.com