

混合修形斜齿轮转子系统振动特性分析

赵百顺¹, 李娜¹, 马辉^{1,2}, 韩洪征¹, 赵志芳¹

(1. 东北大学机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 东北大学航空动力装备振动及控制教育部
重点实验室, 辽宁 沈阳 110819)

摘要: 由于制造、安装误差和轮齿变形等因素, 齿轮在啮合过程中难免产生振动、冲击和噪声, 对斜齿轮齿廓进行适当修形可以有效改善啮合状态, 提升传动的平稳性。基于轮齿承载接触分析理论提出含齿顶修形和齿向修形两种方式的斜齿轮混合修形方法, 建立计算考虑混合修形的斜齿轮时变啮合刚度模型, 并通过 ANSYS 验证了该模型的有效性; 基于提出的模型分析了不同修形参数对时变啮合刚度的影响; 在啮合特性模型的基础上建立斜齿轮副动力学模型, 考虑混合修形齿轮副啮合刚度的时变性, 分析不同修形方式及修形量对齿轮转子系统振动响应的影响。研究表明, 齿顶修形不仅可以避免齿轮边缘接触, 而且在特定的频段范围内可大幅减小小齿轮转子系统的振动, 并为斜齿轮副的修形优化设计提供了理论依据。

关键词: 转子系统; 斜齿轮; 动力学特性; 轮齿修形; 啮合特性

中图分类号: O347.6; TH113.1; TH132.41 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2021)04-0704-08

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2021.04.006

引言

齿轮在传动时啮合齿对数交替造成齿轮啮合刚度的时变性, 交替的临界区会发生啮入和啮出冲击, 加剧系统的振动及噪声^[1]; 同时齿轮受载后会产生弯曲变形和扭转变形以及安装不对中等造成啮合不对中, 齿轮沿齿宽方向会造成接触不均匀产生偏载现象^[2-3]。通过去除沿齿轮齿廓和齿宽方向的一部分材料, 减小齿轮传动的啮合冲击而导致的齿轮系统的振动和噪声。齿轮的修形方法主要有齿顶修形、鼓向修形、齿根修形等^[4-7]。

国内外学者在齿轮修形及啮合刚度计算^[8-14]和修形齿轮动力学^[15-17]领域做了许多理论研究。Rincon 等^[8]基于承载接触理论建立直齿轮啮合刚度模型。Ma 等^[9]基于势能法提出考虑齿顶修形的直齿轮时变啮合刚度计算模型, 考虑延长啮合、基体修正、非线性接触等的影响, 并采用有限元方法验证了解析模型的有效性。Rincon 等^[10]基于承载接触方法建立直齿轮时变啮合刚度计算模型, 突出了其方法降低了计算量、高效率的优点。Chen 等^[11]提出内啮合直齿轮副啮合刚度计算模型, 考虑了变位的影响并分析了变位系数对齿柔度和啮合刚度的影响。Diez Ibarbia 等^[12]考虑直齿轮变位和齿顶修形并引

入摩擦系数的影响, 考虑齿变形、齿顶修形以及摩擦对系统响应的影响。Wang 等^[13]基于切片理论和能量法建立修形斜齿轮时变啮合刚度计算模型, 分析了齿顶修形、鼓向修形和不对中对斜齿轮啮合特性的影响。Andersson 等^[14]基于解析有限元建立修形斜齿轮时变啮合刚度模型, 轮齿及基体的弯曲和扭转刚度通过有限元求解, 轮齿接触刚度采用赫兹接触理论求解。Kubur 等^[15]建立了多轴斜齿轮动力学模型, 并用实验进行了验证。Wei 等^[16]建立了修形斜齿轮非线性动力学模型, 分析了不同修形量下的系统动力学特性, 并通过实验进行验证。Yuan 等^[17]建立了考虑时变啮合刚度和啮合误差的斜齿轮系统的有限元动力学模型, 基于系统动力学特性对齿轮修形量进行优化。

现有的文献大都研究修形直齿轮副啮合特性及动力学特性, 对斜齿轮副的研究相对较少; 且目前大多数文献聚焦在齿顶修形齿轮副的动力学特性, 对于齿顶和鼓向混合修形齿轮副的研究较少。本文重点讨论了混合修形对于斜齿轮动力学响应特性的影响。基于承载接触理论分析混合修形斜齿轮啮合特性, 考虑转轴柔性影响, 将时变啮合刚度引入齿轮-转子系统动力学模型, 分析不同修形量对系统振动特性的影响。

收稿日期: 2019-12-31; 修订日期: 2020-05-07

基金项目: 辽宁省高等学校创新人才支持计划(LR2017035)

1 修形斜齿轮副啮合模型

1.1 斜齿轮承载接触分析方法

对齿面上节点采用循环加载法施加单位力获得啮合齿面柔度矩阵。柔度矩阵形成过程如图1所示。

单对齿(第 k 对)弯曲剪切柔度矩阵为

$$\lambda_b^k = \begin{bmatrix} \lambda_{11}^{kp} + \lambda_{11}^{kg} & \cdots & \lambda_{1j}^{kp} + \lambda_{1j}^{kg} & \cdots & \lambda_{1n}^{kp} + \lambda_{1n}^{kg} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ \lambda_{i1}^{kp} + \lambda_{i1}^{kg} & \cdots & \lambda_{ij}^{kp} + \lambda_{ij}^{kg} & \cdots & \lambda_{in}^{kp} + \lambda_{in}^{kg} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ \lambda_{n1}^{kp} + \lambda_{n1}^{kg} & \cdots & \lambda_{nj}^{kp} + \lambda_{nj}^{kg} & \cdots & \lambda_{nn}^{kp} + \lambda_{nn}^{kg} \end{bmatrix} \quad (1)$$

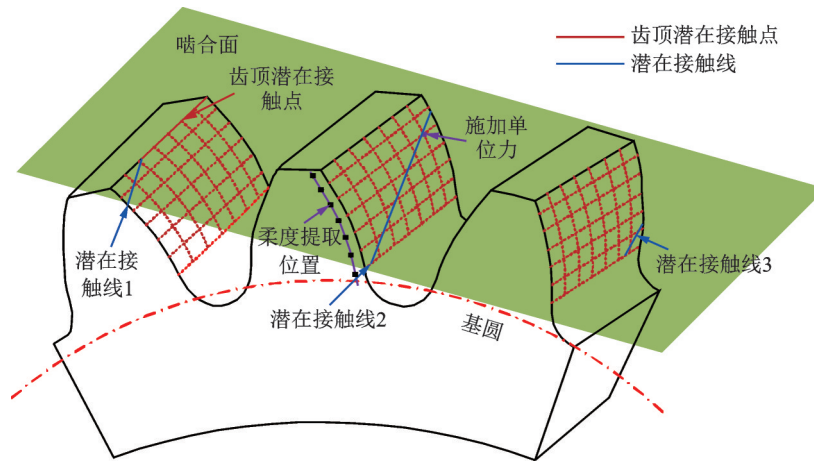


图1 斜齿轮承载分析示意图

Fig. 1 Schematic of loaded tooth contact analysis

根据整体弯曲剪切变形 u_{bi} 和接触变形 u_{ci} ,得到如下变形协调方程

$$u_{bi1} + u_{bi2} + u_{ci} + \epsilon_i - ste - d_i = 0 \quad (5)$$

式中 ϵ_i 为接触点处初始间隙, ste 为静态传递误差, d_i 为接触点处剩余间隙量。

齿轮副整体变形协调如下

$$\begin{bmatrix} -(\lambda_c + \lambda_b) & \mathbf{I}_{n \times 1} \\ \mathbf{I}_{1 \times n} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F \\ ste \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon \\ Q \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中 F 为接触力载荷向量, ϵ 为齿廓偏差向量, Q 为齿轮副啮合力。

根据变形协调条件确定接触力小于0的虚假接触点即剩余间隙量 $d_i > 0$ 的非接触点,齿轮副的啮合刚度 k 可以表示为

$$k = \frac{Q}{ste - nlste} \quad (7)$$

式中空载传递误差 $nlste = \min(\epsilon)$ 。

1.2 混合修形斜齿轮副啮合模型

斜齿轮齿顶修形端面示意图如图2所示,阴影

部分为齿顶修形量。DC表示理论齿廓;MC表示齿顶修形实际齿廓; γ_c, γ_D 和 γ 分别为修形起始点、齿顶以及渐开线任意点对应的啮合压力角。C点为齿顶修形起始点, C_a 和 L_a 分别表示齿顶修形量和修形长度, S_a 和 S_f 表示齿轮啮合过程中轮齿之间的接近和分离距离^[9],包含在齿廓偏差矩阵 ϵ 的计算中。齿顶修形是最常用的齿廓修正方法,根据参考文献[10],齿顶修形曲线表达式为

$$C_t = C_a \frac{S - S_{T0}}{S_f - S_{T0}} \quad (8)$$

式中 C_t 表示啮合位置处的齿顶修形量; $S = r_b \tan \gamma$, γ 为啮合压力角; $S_f = \sqrt{r_a^2 - r_b^2}$, r_a 和 r_b 分别为齿顶圆和基圆半径; $S_{T0} = S_f - \Delta L_T$ (见图2(b))。

齿顶修形可以降低齿轮系统的振动和噪声,而鼓向修形可以避免边缘接触,对齿轮副同时进行两种修形即混合修形并对其进行啮合特性分析非常必要。混合修形示意图如图3所示,图中绿色点划线表

接触柔度矩阵 λ_c^k 为

$$\lambda_c^k = \text{diag}(\lambda_{c1} \cdots \lambda_{ci} \cdots \lambda_{cn}), \lambda_{ci}^k = \frac{1.275}{E^{0.9} L^{0.8} F_i^{0.1}} \quad (2)$$

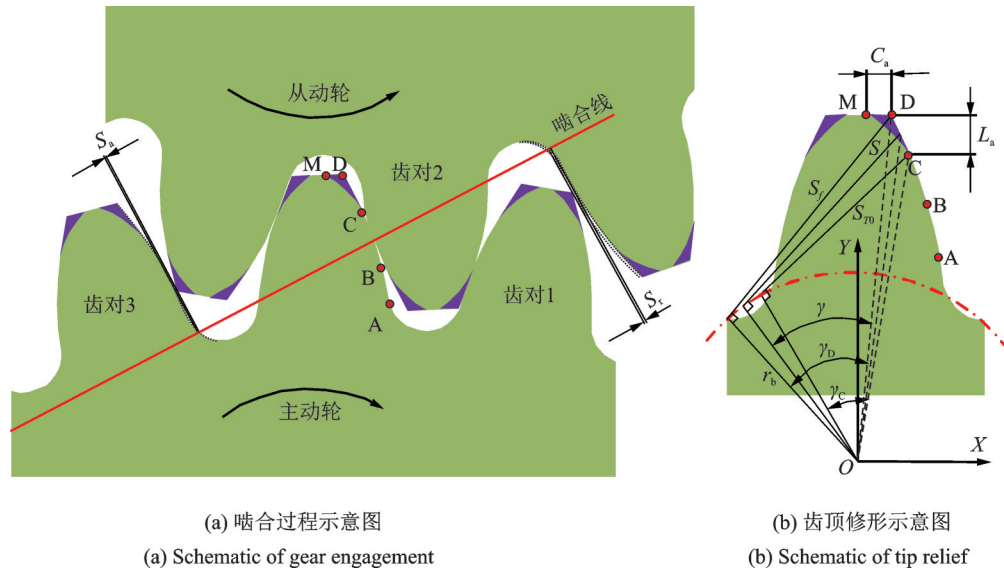
式中 E 为弹性模量, L 为接触线长度。

由式(2)可得剪切和接触变形

$$u_{bi1} + u_{bi2} = \sum_{j=1}^n \lambda_{bij}^k F_j \quad (3)$$

$$u_{ci} = \lambda_{ci}^k F_i \quad (4)$$

式中 n 为啮合位置潜在接触点的数目; u_{bi}, u_{ci} 分别为剪切变形和接触变形; F_i, F_j 为接触点载荷; λ_{bij}^k 为接触点 j 对接触点 i 的弯曲剪切柔度, λ_{ci}^k 为 i 点的接触柔度。



(a) Schematic of gear engagement

(b) Schematic of tip relief

图2 斜齿轮端面修形示意图

Fig. 2 Schematic of end face of helical gears with modification

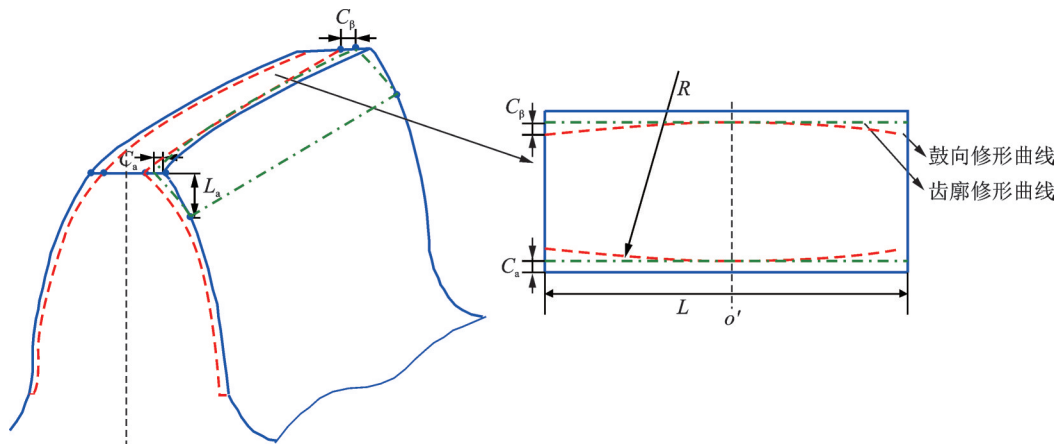


图3 斜齿轮混合修形示意图

Fig. 3 Schematic of the helical gear with mixed modification

示齿顶修形曲线,红色虚线表示鼓向修形曲线。鼓向修形的修形量为 C_β ,鼓向修形曲线为圆弧曲线,圆弧半径 R 和鼓向修形曲线的表达式 C_c 分别为:

$$R = \frac{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + (C_\beta)^2}{2C_\beta} \quad (9)$$

$$C_c = R - \sqrt{R^2 - \left(x - \frac{L}{2}\right)^2} \quad (10)$$

式中 L 为齿宽, x 为曲线上的点到齿宽中点之间的距离。

对于任意位置的修形量 C_1 和 C_c ,分别将 C_1 和 C_c 沿啮合线方向投影确定齿顶修形引起的齿轮副的齿廓偏差 E_{pt} ,鼓向修形引起的齿轮副的齿廓偏差 E_{pc} ,齿廓偏差均表示啮合齿轮对主、从动轮沿啮合线方向的齿廓偏差之和。则混合修形引起的轮齿齿廓偏差可以表示为

$$E_p = E_{pc} + E_{pt} \quad (11)$$

将混合修形齿廓偏差 E_p 引入承载接触分析的

齿廓偏差矩阵得到混合修形齿轮副的啮合刚度。

2 混合修形斜齿轮副啮合特性分析

2.1 齿顶修形斜齿轮副啮合特性

本节仅考虑齿顶修形并利用有限元方法进行验证本文方法的准确性,齿轮的基本参数如表1所示。

表1 齿轮基本参数

Tab. 1 Parameters of the gear pair

参数	主/从动轮	参数	主/从动轮
齿数	40/40	齿宽/mm	30
弹性模量/GPa	212	压力角/(°)	20
泊松比	0.3	螺旋角/(°)	10
内孔半径/mm	30	齿顶高系数	1
模数/mm	4	顶隙系数	0.25
扭矩/(N·m)	100	密度/(kg·m ⁻³)	7800

取齿顶修形长度 $L_a=1.42$ mm,分别利用本文承载接触分析方法和有限元方法计算齿顶修形量0和3 μm 的刚度。对比两种求解方法的结果,验证求解准确性。有限元方法采用 Solid185 实体单元、Conta170 和 Conta174 接触单元建立啮合齿轮副的三维有限元接触模型,对齿轮内孔节点刚性耦合取内孔中心点为主节点,再对主节点进行约束并只保留主动轮绕轴向的转动自由度,从动轮全约束,如图

4所示。有限元方法与本文LTCA方法的刚度结果对比如图5所示,随着修形量的增大,斜齿轮啮合刚度值逐渐减小,两种方法呈现相同的趋势。图中本文方法与有限元方法的结果对比中出现的最大误差约为3.88%,验证了本文方法的准确性。同时相比有限元方法具有较高的求解效率,有限元方法与本文方法求解时间分别为150 min和100 s。

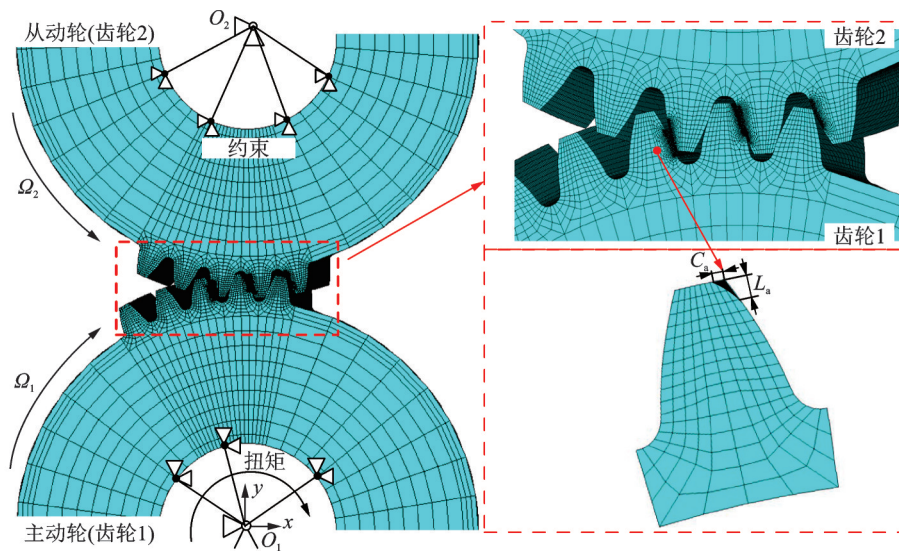


图4 有限元模型示意图

Fig. 4 Schematic of the finite element method

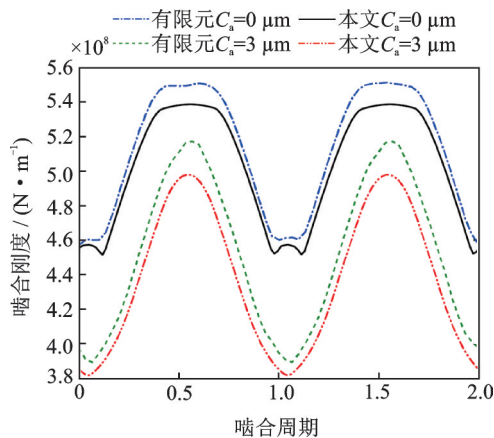


图5 刚度结果对比

Fig. 5 TVMS comparison with tooth modifications

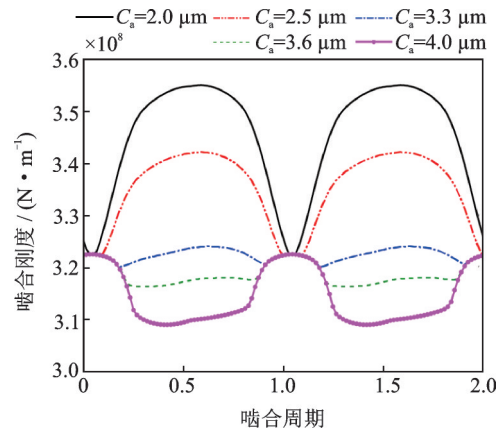


图6 不同 C_a 下的时变啮合刚度 ($L_a=2.7$ mm, $C_\beta=2.5$ μm)

Fig. 6 TVMS under different C_a ($L_a=2.7$ mm, $C_\beta=2.5$ μm)

2.2 混合修形斜齿轮副啮合特性

如图6和7所示分别为混合修形不同齿顶修形量 C_a 下的时变啮合刚度(TVMS)对比和传递误差(STE),取齿顶修形长度 $L_a=2.7$ mm,鼓向修形量 $C_\beta=2.5$ μm ,齿顶修形量 C_a 分别取2.0,2.5,3.3,3.6和4.0 μm 。如图8和9所示为不同齿顶修形长度 L_a 下的时变啮合刚度对比和传递误差,取齿顶修形量 $C_a=3.3$ mm,鼓向修形量 $C_\beta=2.5$ μm ,齿顶修形长度

L_a 分别取1.42,2.0,2.7和3.0 mm。如图10和11所示为不同鼓向修形量 C_β 下的时变啮合刚度对比和传递误差,取齿顶修形量 $C_a=3.3$ mm,齿顶修形长度 $L_a=2.7$ mm,鼓向修形量 C_β 分别取1.5,1.8,2.1,2.5和2.8 μm 。从图中可以看出,适当的混合修形不仅减小了齿轮啮合过程中的时变啮合刚度,而且使刚度和传递误差变化更加平缓。同时可以看出修形

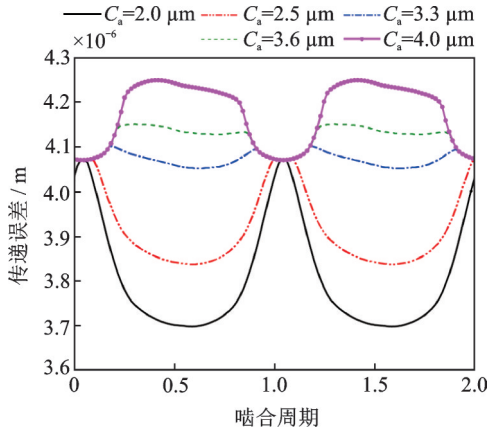


图7 不同 C_a 下的传递误差 ($L_a=2.7$ mm, $C_\beta=2.5$ μm)
Fig. 7 STE under different C_a ($L_a=2.7$ mm, $C_\beta=2.5$ μm)

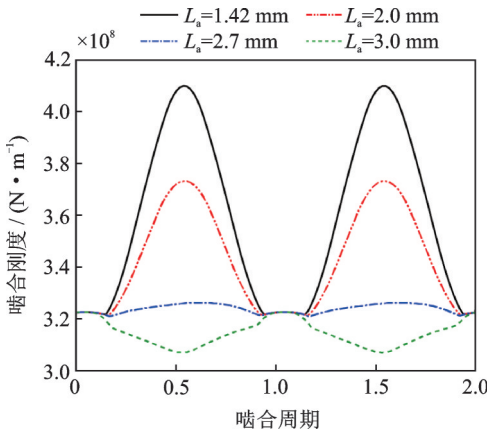


图8 不同 L_a 下的时变啮合刚度 ($C_a=3.3$ μm , $C_\beta=2.5$ μm)
Fig. 8 TVMS under different L_a ($C_a=3.3$ μm , $C_\beta=2.5$ μm)

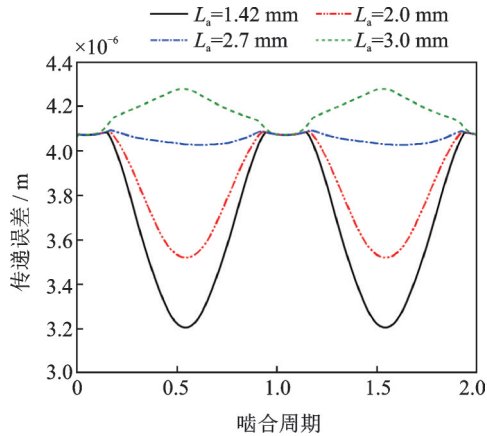


图9 不同 L_a 下的传递误差 ($C_a=3.3$ μm , $C_\beta=2.5$ μm)
Fig. 9 STE under different L_a ($C_a=3.3$ μm , $C_\beta=2.5$ μm)

过大会起到相反的效果。

3 混合修形斜齿轮系统动力学响应分析

建立平行轴斜齿轮啮合系统有限元模型如图12所示,轴系采用Timoshenko梁模型并结合齿轮副的集中质量模型。建立如下系统动力学方程^[15]

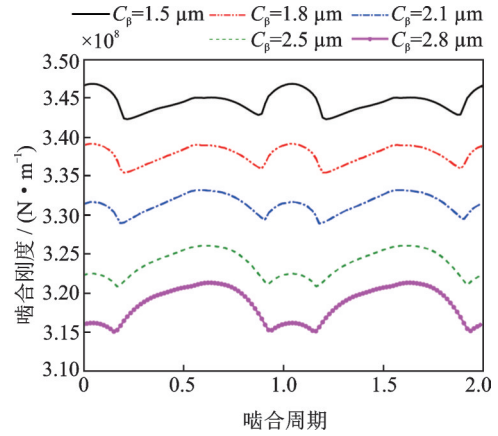


图10 不同 C_β 下的时变啮合刚度 ($C_a=3.3$ μm , $L_a=2.7$ mm)
Fig. 10 TVMS under different C_β ($C_a=3.3$ μm , $L_a=2.7$ mm)

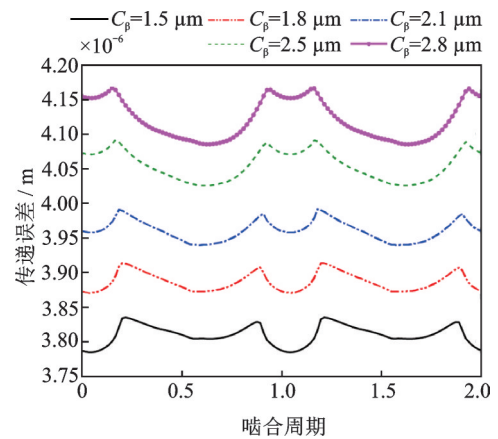


图11 不同 C_β 下的传递误差 ($C_a=3.3$ μm , $L_a=2.7$ mm)
Fig. 11 STE under different C_β ($C_a=3.3$ μm , $L_a=2.7$ mm)

$$M\ddot{u} + (C + G)\dot{u} + Ku = F_u \quad (12)$$

式中 M 为系统质量矩阵; G 为陀螺力矩; C 为系统阻尼矩阵, 采用瑞利黏性阻尼; K 为系统总刚矩阵, 包括转轴刚度、齿轮啮合刚度以及轴承刚度; u 为系统广义坐标, F_u 为激振力矢量。

齿轮副质心的广义坐标为

$$X_{12} = [x_1, y_1, z_1, \theta_{x1}, \theta_{y1}, \theta_{z1}, x_2, y_2, z_2, \theta_{x2}, \theta_{y2}, \theta_{z2}]^T \quad (13)$$

式中 下标1,2代表主、从动齿轮; x, y 为横向自由度; z 为轴向自由度; θ_x, θ_y 为摆动自由度; θ_z 为扭转自由度。

根据参考文献[15],假设齿轮在啮合力作用线方向上所产生的相对位移完全转变为接触齿面的弹性变形,以保证齿面在啮合过程中的相互接触。设两齿轮在啮合线方向上的相对位移为 $p_{12}(t)$,对于相对位移在这里假定压为正、拉为负,则有

$$p_{12}(t) = (-x_1 \sin\psi_{12} + x_2 \sin\psi_{12} + y_1 \cos\psi_{12} - y_2 \cos\psi_{12} + \text{sgn} \cdot r_{b1} \theta_{z1} + \text{sgn} \cdot r_{b2} \theta_{z2}) \cos\beta_{12} + (\text{sgn} \cdot z_1 - \text{sgn} \cdot z_2 + r_{b1} \theta_{x1} \sin\psi_{12} + r_{b2} \theta_{x2} \sin\psi_{12} - r_{b1} \theta_{y1} \cos\psi_{12} - r_{b2} \theta_{y2} \cos\psi_{12}) \sin\beta_{12} - nlste \quad (14)$$

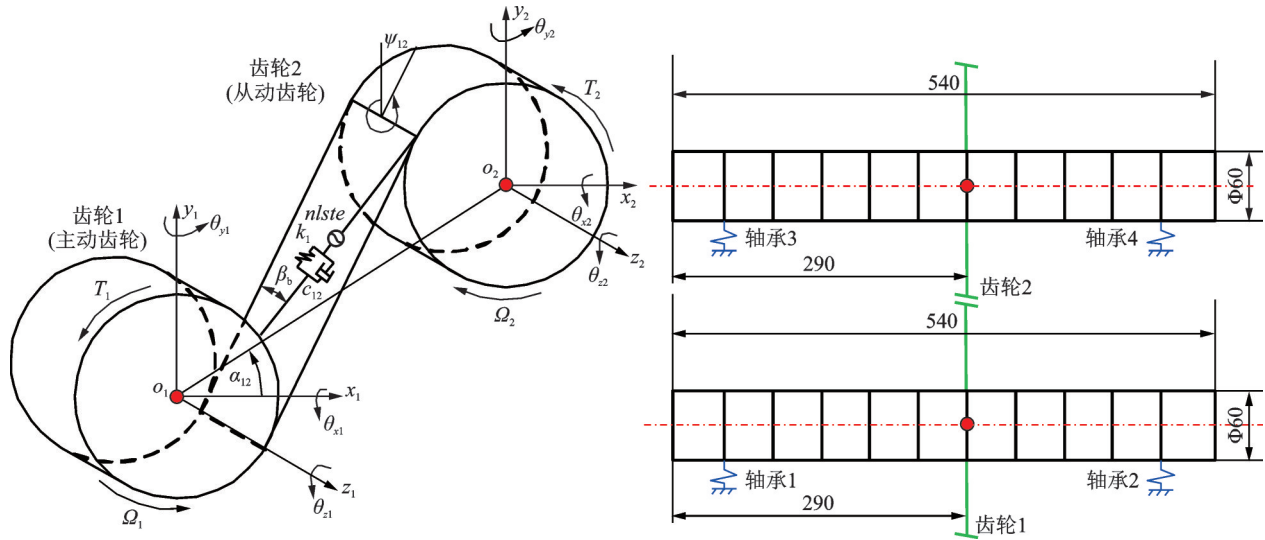


图12 斜齿轮系统动力学模型(单位:mm)

Fig. 12 Dynamic model of the helical gear pair(Unit: mm)

式中 β_{12} 为斜齿轮副的螺旋角, ψ_{12} 为y轴正向与啮合面的夹角,sgn为转向函数。具体表达式详见文献[15]。

齿轮副运动耦合微分方程写成矩阵形式,表示为

$$M_{12}\ddot{X}_{12} + (C_{12} + G_{12})\dot{X}_{12} + K_{12}X_{12} = F_1 + F \quad (15)$$

式中 M_{12} 为齿轮副的质量矩阵, K_{12} 为啮合刚度矩阵, C_{12} 为啮合阻尼矩阵, G_{12} 为陀螺矩阵^[15]。

在扭矩 $T_1=100 \text{ N}\cdot\text{m}$ 的情况下,考虑混合修形状态下(齿顶修形和鼓向修形)齿轮的时变啮合刚度进行斜齿轮系统的动力学响应分析。提取输入轴轴承处沿竖直方向的位移幅频响应作为研究对象。本文采用均方根来衡量系统振动水平^[17]。

齿轮副修形量采用与2.2节相同的修形量组合。齿顶修形长度 $L_a=2.7 \text{ mm}$,齿向修形量 $C_\beta=2.5 \mu\text{m}$,齿顶修形量 C_a 分别取2.0,2.5,3.3,3.6和4.0 μm 下主动轴右端轴承处的竖直方向位移的幅频响应如图13所示。由图可见,在任一转速下,随着 C_a 的增大,振动幅值都有一个减小-增大的过程,且在 $C_a=3.3 \mu\text{m}$ 时振动幅值最小;同时非线性啮合刚度激励会引发谐波振动现象。齿顶修形量 $C_a=3.3 \text{ mm}$,齿向修形量 $C_\beta=2.5 \mu\text{m}$,齿顶修形长度 L_a 分别取1.42,2.0,2.7和3.0 mm下的主动轴右端轴承处的竖直方向位移的幅频响应如图14所示,与 C_a 的影响规律类似, $L_a=2.7 \text{ mm}$ 时振动幅值最小。当啮合频率 f_m 等于齿轮系统第1阶($f_1=329.6 \text{ Hz}$)、第11阶($f_{11}=1565.1 \text{ Hz}$)和第16阶($f_{16}=2133.6 \text{ Hz}$)固有频率时出现共振峰,当啮合频率 f_m 等于 $f_1/2$ 和 $f_{11}/2$ 时出现超谐波共振峰。在 C_a, L_a 和 C_β 分别取3.3,2.7和2.5 μm ,啮合频率 f_m 等于 $f_{11}/2$ 时的频谱图如图15所示。不同的修形参数对系统响应的影响较大,对于

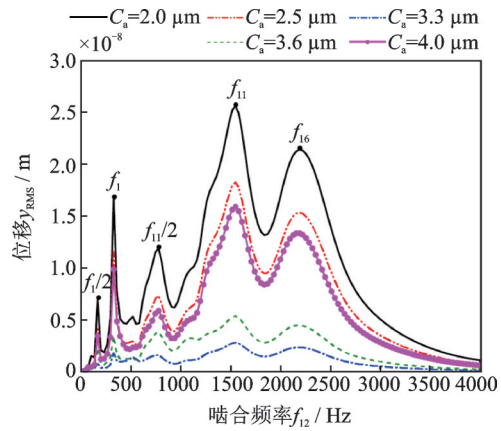


图13 轴承处y方向位移幅频响应

Fig. 13 Amplitude frequency responses of displacement of bearing in y direction

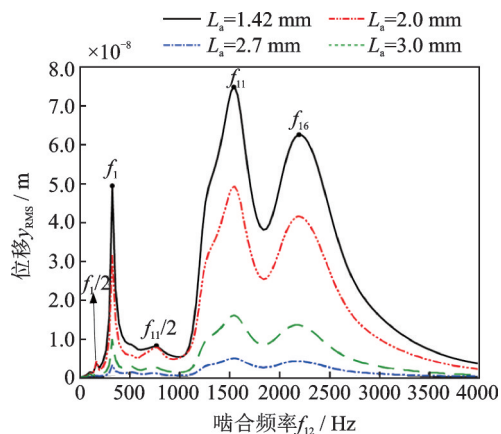


图14 轴承处y方向位移幅频响应

Fig. 14 Amplitude frequency responses of displacement of bearing in y direction

一个特定的扭矩工况,对齿轮进行合理修形可以改善齿轮啮合特性,有效降低共振峰幅值,提升齿轮系统动力学特性。

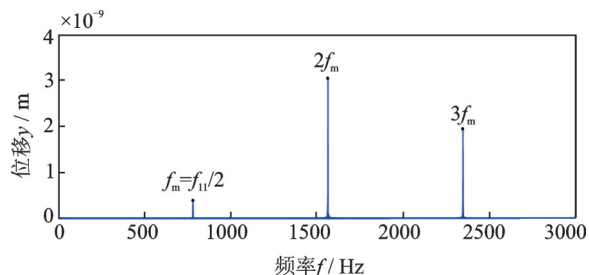


图15 1173.825 r/min下轴承处y方向频谱图

Fig. 15 Spectral representation of displacement of bearing in y direction at the speed of 1173.825 r/min

4 结论

本文采用承载接触分析方法建立了考虑混合修形斜齿轮副的啮合刚度模型,采用有限元方法验证了本文方法的有效性,探讨不同修形量下的齿轮副啮合特性。首先建立了混合修形斜齿轮啮合模型,引入求得的时变啮合刚度进一步建立了斜齿轮转子系统的动力学模型,对比了不同混合修形下转子系统的动力学响应。本文得到以下结论:

(1)本文斜齿轮承载接触分析方法考虑了解析能量法很难考虑的轴向以及延长啮合效应的影响,同时在使用ANSYS验证本文方法的准确性,啮合刚度最大误差约为3.88%,并且相比有限元方法具有较高的求解效率,有限元与本文方法求解时间分别为150 min和100 s。

(2)齿顶修形对降低啮合振动的影响非常明显,主要用于提升啮合平稳性,改善系统振动。随着齿顶修形量的增大,啮合刚度的波动整体呈现先减小达到较平稳再增大的趋势,修形很好地改善了齿轮副啮合刚度的波动,进而改善系统的振动。但修形量也不宜过大,修形量过大会加剧系统的振动。

(3)通过动力学特性和啮合特性的对比,可以看出修形量对时变啮合刚度的波动和系统振动的影响呈现一致的趋势,验证了动力学模型的准确性;同时也说明了修形对于改善系统振动、提升平稳性具有积极作用。工程上可以根据实际的工作转速选取该转速下较佳的修形量,降低共振峰幅值,提升动力学性能。

参考文献:

[1] 李润方. 齿轮传动的刚度分析和修形方法[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1998: 262-286.
Li Runfang. Stiffness Analysis and Modification of Gear Transmission [M]. Chongqing: Chongqing University Press, 1998: 262-286.

[2] Liu S, Song C, Zhu C, et al. Effects of tooth modifica-

tions on mesh characteristics of crossed beveloid gear pair with small shaft angle[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 119: 142-160.

[3] Wang J H, Li C. Multi-contact in modified helical gear tooth pair considering misalignments[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2019, 233(11): 4058-4075.

[4] Ma H, Yang J, Song R, et al. Effects of tip relief on vibration responses of a geared rotor system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228(7): 1132-1154.

[5] 马辉, 逢旭, 宋溶泽, 等. 考虑齿顶修缘的齿轮-转子系统振动响应分析[J]. 机械工程学报, 2014, 50(7): 39-45.
Ma Hui, Pang Xu, Song Rongze, et al. Vibration response analysis of a geared rotor system considering the tip relief[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(7): 39-45.

[6] 杜飞. 两级行星齿轮箱的轮齿修形方法研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2015.
Du Fei. Research on tooth modification method of two-stage planetary gearbox [D]. Chongqing: Chongqing University, 2015.

[7] Kahraman A, Blankenship G W. Effect of involute tip relief on dynamic response of spur gear pairs[J]. Journal of Mechanical Design, 1999, 121(2): 313-315.

[8] Fernandez del Rincon A, Viadero F, Iglesias M, et al. A model for the study of meshing stiffness in spur gear transmissions [J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 61(61): 30-58.

[9] Ma H, Zeng J, Feng R J, et al. An improved analytical model for mesh stiffness calculation of spur gears with tip relief[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 98: 64-80.

[10] Fernandez del Rincon A, Viadero F, Iglesias M, et al. Effect of cracks and pitting defects on gear meshing[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2012, 226(11): 2805-2815.

[11] Chen Z G, Zhai W M, Shao Y M, et al. Mesh stiffness evaluation of an internal spur gear pair with tooth profile shift[J]. Science China Technological Sciences, 2016, 59(9): 1328-1338.

[12] Diez Ibarbia A, Fernandez del Rincon A, Iglesias M, et al. Efficiency assessment in spur gears with shifting and profile modifications[J]. Mechanisms and Machine Science, 2017, 43: 193-201.

[13] Wang Q B, Ma H B, Kong X G, et al. A distributed dynamic mesh model of a helical gear pair with tooth

- profile errors[J]. Journal of Central South University, 2018, 25(3): 287-303.
- [14] Andersson A, Vedmar L. A dynamic model to determine vibrations in involute helical gears[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 260(2): 195-212.
- [15] Kubur M, Kahraman A, Ziniet D, et al. Dynamic analysis of a multi-shaft helical gear transmission by finite elements: model and experiment[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2004, 126(3): 398-406.
- [16] Wei J, Zhang A Q, Wang G Q, et al. A study of non-linear excitation modeling of helical gears with modification: Theoretical analysis and experiments[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 128: 314-335.
- [17] Yuan B, Shan C, Geng L, et al. Optimization of bias modification and dynamic behavior analysis of helical gear system[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2017, 9(11): 1-14.

Vibration characteristics of the helical gear rotor system considering mixed modification

ZHAO Bai-shun¹, LI Na¹, MA Hui^{1,2}, HAN Hong-zheng¹, ZHAO Zhi-fang¹

(1.School of Mechanical Engineering and Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China;

2.Key Laboratory of Vibration and Control of Aero-Propulsion Systems Ministry of Education of China, Northeastern University, Shenyang 110819, China)

Abstract: Gear system is the most widely used transmission system in engineering practice. It is of great significance to ensure the stability of the transmission process. Due to manufacturing, installation error and tooth deformation, it is inevitable that the gear will produce vibration, impact and noise in the meshing process. Proper modification of the helical gear profile can effectively improve the meshing state and the stability of transmission. A time-varying mesh stiffness model considering mixed modification for helical gears is proposed based on the loaded tooth contact analysis method and the validity of the model is verified. Based on the proposed model, the influence of different modifications on the meshing characteristics, such as time-varying mesh stiffness and load distribution on the tooth surface is analyzed. The meshing dynamics model considering the time-varying mesh stiffness of mixed modified gear pair is established, and the influence of different modification types and amounts on the vibration response of gear rotor system is analyzed. The results show that the mixed modification can not only avoid the edge contact, but also greatly reduce the vibration of the gear rotor system in a specific frequency range. This paper can provide theoretical basis for dynamic design of modified helical gears.

Key words: rotor system; helical gear; dynamic response; tooth modification; meshing characteristic

作者简介: 赵百顺(1995-),男,硕士研究生。电话:(024)83684491; E-mail:961242003@qq.com

通讯作者: 马 辉(1978-),男,教授,博士生导师。电话:(024)83684491; E-mail:mahui_2007@163.com