

微结构齿轮时变啮合刚度计算方法研究

张龙唱,陈奇,尹延国,唐军,陈远龙,宋晖

(合肥工业大学机械工程学院, 230009 合肥)

摘 要:现有研究发现微结构有助于减小齿轮系统的摩擦和振动。为分析微结构齿轮的动力学性能,对其啮合刚度展开研究。本研究模拟鲨鱼皮表面纹理设计了仿生齿面织构,考虑织构对齿轮啮合时有效接触长度的影响,对齿轮啮合刚度进行了修正,构建了微结构齿轮的时变啮合刚度(time-varying meshing stiffness, TVMS)模型,并采用有限元法对理论分析模型进行了验证。分析了织构参数对齿轮 TVMS 的影响,结果表明织构会降低齿轮 TVMS,并且齿轮 TVMS 随着织构宽度和深度的增大逐渐减小,随着织构间距的增大逐渐增大。考虑到织构会降低齿面摩擦系数,减小齿面磨损,因此在设计齿面织构时需兼顾织构对摩擦系数和 TVMS 的影响,选取合理的织构参数。研究结果可为今后微结构齿轮动力学性能分析提供理论基础。

关键词:微结构齿轮;时变啮合刚度模型;势能法;仿生织构

中图分类号:TH17.2

文献标志码:A

文章编号:1000-4939(2025)05-1057-09

Research on calculation method of time-varying mesh stiffness of micro-textured gears

ZHANG Longchang, CHEN Qi, YIN Yanguo, TANG Jun, CHEN Yuanlong, SONG Hui

(School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, 230009 Hefei, China)

Abstract: Studies have found that micro-texture could reduce friction and vibration in gear systems. To analyze the dynamic performance of micro-textured gears, this paper explores their meshing stiffness. In this paper, the bionic tooth surface texture is designed by simulating the surface texture of shark skin. Considering the influence of the tooth surface texture on the effective contact length of the mesh, the time-varying meshing stiffness of the gears is corrected, the time-varying meshing stiffness (TVMS) model of the micro-textured gears is constructed, and the model is verified by finite element method. The influence of texture parameters on gear TVMS is analyzed, and the results show that texture can reduce gear TVMS, and gear TVMS decreases with the increase of texture width and depth, but increase with the increase of texture spacing. Considering that the texture can reduce the friction coefficient and reduce the wear of the gear tooth surface, it is necessary to take into account the effect of texture on friction coefficient and TVMS when designing tooth surface texture. The research results provide a theoretical basis for the analysis of dy-

收稿日期:2023-02-19

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 51775158);安徽省重点研发计划项目(No. JZ2022AKKG0093)

通信作者:陈奇,教授。E-mail: qichen@hfut.edu.cn

引用格式:张龙唱,陈奇,尹延国,等. 微结构齿轮时变啮合刚度计算方法研究[J]. 应用力学学报, 2025, 42(5): 1057-1065.

ZHANG Longchang, CHEN Qi, YIN Yanguo, et al. Research on calculation method of time-varying mesh stiffness of micro-textured gears[J]. Chinese journal of applied mechanics, 2025, 42(5): 1057-1065.

namic performance of micro-textured gears in the future.

Key words: micro-textured gears; time-varying mesh stiffness model; potential energy method; bionic texture

齿轮副在啮合过程中不可避免地会产生磨损和振动,严重时会导致传动系统故障,影响机械设备的安全性^[1-3]。因此,减小齿轮磨损和振动对提高齿轮传动系统的综合性能具有重要意义。

通过微织构(如微凹坑、微凹槽)捕获磨屑和润滑剂被认为是有助于提高织构表面摩擦学性能的关键机制^[4-7]。HUANG等^[8]设计了一种仿生微织构,结合固体润滑剂 SnAgCu 来改善 AISI 4140 钢的摩擦学性能,并通过二次旋转正交组合试验获得了优化的仿生织构参数。GALDA等^[9]通过钢-钢材料的滑动摩擦试验发现,织构的存在可以改善试样在低滑动速度和缺乏润滑条件下的摩擦学特性。SHEN等^[10]将微织构应用于生物植入物,基于正交试验和数值分析对织构参数进行优化,并通过试验证明合理的微织构参数可以提高生物植入物的摩擦学性能。胡利鸿等^[11-12]在列车制动盘铸铁材料上制备了沟槽形织构,通过试验发现沟槽形织构可以降低摩擦噪声、改善接触界面的摩擦学性能。

由于微织构可以改善零部件表面的摩擦学性能,近年来许多学者对微织构齿轮展开了研究。微织构齿轮是一种利用微观结构调控表面形貌的齿轮,其采用现代材料科学和表面工程学的方法,并且通过微米级别的表面织构设计和控制,使齿轮的摩擦学性能、动力学性能得到提升。董立春^[13]采用激光加工技术制作了凹坑型仿生织构齿轮,通过试验研究了凹坑型仿生织构齿轮的耐磨性能,结果表明微织构齿轮具有较好的耐磨性。李直^[14]开展了微织构齿轮噪声试验,试验结果表明微织构可以有效降低齿轮啮合噪声。宋晖等^[15]通过有限元仿真研究了齿面微织构对齿轮润滑特性的影响,结果表明适当的增大沟槽间距和角度可提高润滑脂的流动性和连续性,从而增进和保持润滑效果。GUPTA等^[16-17]采用化学刻蚀的方法加工了微织构齿轮,且通过试验分析了无织构齿轮副和微织构齿轮副在不同工况下的摩擦学和振动行为,结果表明齿面微织构可以存储磨粒进而降低齿面摩擦系数,减小齿轮表面磨损,此外试验结果还表明微织构可以有效降低齿轮振动。CHANG等^[18]采用激光加工技术制作了凹槽型微织构齿轮,通过试验证明合理的微织构

参数可以降低齿面摩擦系数,减小齿面磨损。

时变啮合刚度与齿轮传动系统的振动特性紧密相关^[19]。YANG等^[20]考虑了赫兹接触势能、弯曲势能、轴向压缩势能的影响,基于势能法计算了齿轮副的时变啮合刚度(time-varying meshing stiffness, TVMS)。TIAN等^[21-22]在 YANG等^[20]的基础上考虑了剪切势能的影响使 TVMS 计算更精确。SAINSOT等^[23]基于弹性圆环理论,提出了齿基刚度的计算公式,并被应用于啮合刚度的计算。MA等^[24-25]考虑了齿轮基体刚度的重复计算问题,对齿轮时变啮合刚度模型进行了修正。此外,许多学者还研究了故障齿轮的 TVMS。LIANG等^[26-27]建立了从根圆开始的齿廓模型并计算了裂纹齿轮的 TVMS。MENG等^[28]考虑精确的齿根过渡曲线,并分析了含裂纹和剥落故障齿轮的时变啮合刚度以及动力学性能。LUO等^[29]考虑剥落底部的弯曲形状,计算了剥落齿轮的啮合刚度。LIANG等^[30]通过构建截面方程和惯量方程,计算了不同点蚀程度下的啮合刚度。LEI等^[31]提出了一种基于概率分布的点蚀齿轮 TVMS 模型,完善了 LIANG等^[30]的模型。

综上所述,合理的齿面织构参数不仅可以降低齿面摩擦系数,提高齿面摩擦学性能,还可以减小齿轮振动改善齿轮传动的动力学性能^[16-17],但现有研究多停留在试验阶段,且对微织构齿轮的摩擦学性能研究较多,尚未对微织构齿轮的动力学性能进行系统性理论分析。基于上述讨论,本研究模拟鲨鱼皮表面纹理设计仿生齿面织构,考虑织构对齿轮啮合时有效接触长度的影响,对齿轮啮合刚度进行修正,构建微织构齿轮的时变啮合刚度模型,分析织构参数(深度、宽度、间距)对齿轮 TVMS 的影响,为今后微织构齿轮的动力学性能研究提供理论基础。

1 齿面织构设计

鲨鱼依靠其皮肤表面排列有序的微小鳞状突起可在深海重压下高速游动,受此启发,本研究模拟鲨鱼皮表面纹理设计仿生织构,根据文献[32-33]确定仿生织构为菱形网格状结构,相互交错的网格线夹角 α_k 为 115° ,如图 1 所示。

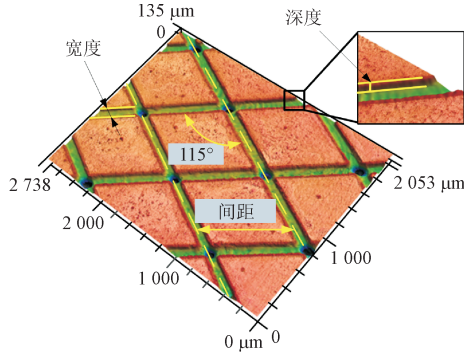


图1 齿面织构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of gear tooth surface texture

2 时变啮合刚度计算

齿面微织构的存在可以降低摩擦系数,但也会对齿轮时变啮合刚度产生影响,接下来本研究将考虑织构对齿轮啮合时有效接触长度的影响^[28-31]计算微织构齿轮的时变啮合刚度。

一对相互啮合齿轮的赫兹接触势能 U_h 、弯曲势能 U_b 、剪切势能 U_s 、轴向压缩势能 U_a 、齿基势能 U_f 的总和为该对啮合齿轮的总势能 U

$$U = \frac{F^2}{2k_s} = U_h + U_{bp} + U_{sp} + U_{ap} + U_{fp} + U_{bg} + U_{sg} + U_{ag} + U_{fg} \quad (1)$$

$$= \frac{F^2}{2} \left(\frac{1}{k_h} + \frac{1}{k_{bp}} + \frac{1}{k_{sp}} + \frac{1}{k_{ap}} + \frac{1}{k_{fp}} + \frac{1}{k_{bg}} + \frac{1}{k_{sg}} + \frac{1}{k_{ag}} + \frac{1}{k_{fg}} \right)$$

式中: F 为轮齿啮合力; k_h 、 k_b 、 k_s 、 k_a 、 k_f 分别为赫兹接触刚度、弯曲刚度、剪切刚度、轴向压缩刚度、齿基刚度,下标 p 和 g 分别表示主、从动齿轮; k_s 表示齿轮单齿对啮合刚度,其表达式为

$$k_s = \frac{1}{\frac{1}{k_h} + \frac{1}{k_{bp}} + \frac{1}{k_{sp}} + \frac{1}{k_{ap}} + \frac{1}{k_{fp}} + \frac{1}{k_{bg}} + \frac{1}{k_{sg}} + \frac{1}{k_{ag}} + \frac{1}{k_{fg}}} \quad (2)$$

在计算齿轮总啮合刚度时,为避免重复计算齿基刚度导致结果偏大,本研究采用改进的啮合刚度计算方法^[24-25],齿轮总啮合刚度 k_d 表达式如下

$$k_d = \frac{1}{\frac{1}{\lambda_p k_{fp}} + \frac{1}{k_{th}} + \frac{1}{\lambda_g k_{fg}}} \quad (3)$$

式中: λ_p 和 λ_g 分别表示主、从动齿轮的齿基刚度修正系数,在本研究中 $\lambda_p = \lambda_g = 1.1$ ^[24]; k_{th} 为除齿基刚度外的齿轮副总啮合刚度,其表达式如下

$$k_{th} = \sum_{j=1}^N k_{th}^j = \sum_{j=1}^N \frac{1}{\frac{1}{k_h} + \frac{1}{k_{tp,j}} + \frac{1}{k_{tg,j}}} \quad (4)$$

式中: N 为同时啮合的轮齿对数; $k_{tp,j}$ 、 $k_{tg,j}$ 分别为主、从动齿轮第 j 个啮合齿对的啮合刚度,它由弯曲刚度、剪切刚度、轴向压缩刚度组成,表达式如下

$$k_{ti,j} = \frac{1}{\frac{1}{k_{bi}} + \frac{1}{k_{si}} + \frac{1}{k_{ai}}} \quad (i = p, g) \quad (5)$$

式中, $i = p$ 和 $i = g$ 分别表示主、从动齿轮。

微织构齿轮的轮齿悬臂梁模型如图2所示。以齿轮中心 o 为原点,齿中线为 x 轴,垂直于齿中线的方向为 y 轴,建立 xoy 坐标系。其中 AB 为齿根过渡曲线, BC 为渐开线非工作区, CD 为渐开线工作区。图中蓝色划线区域为渐开线齿廓上均匀分布的微织构,且微织构在轮齿上下表面对称分布,齿面织构深度为 h_d 。点 P 为轮齿当前啮合点, F 为作用在点 P 处的啮合力, F_a 和 F_b 分别为作用力 F 沿 x 轴和 y 轴方向的分力, α_1 为作用力 F 与分解力 F_b 的夹角。图中 x_A 、 x_B 、 x_C 、 x_D 、 x_P 对应于点 A 、 B 、 C 、 D 、 P 的横坐标。

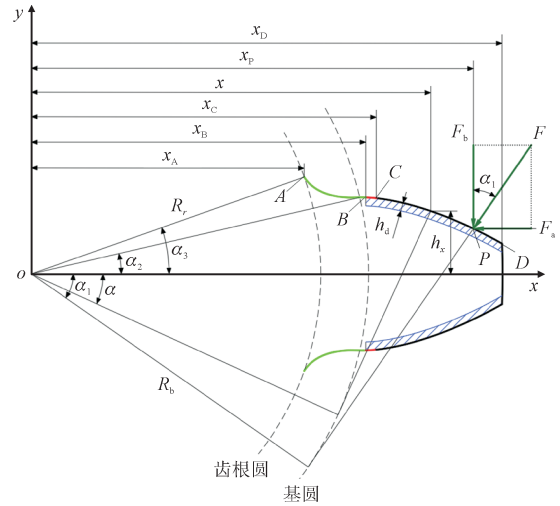


图2 微织构齿轮的轮齿悬臂梁模型

Fig. 2 Cantilever beam model of micro-textured gear

齿根过渡曲线 AB 的表达式^[28]为

$$\begin{cases} x = R \cos \varphi - \left(\frac{a_1}{\sin \gamma} + r_p \right) \sin (\gamma - \varphi) \\ y = R \sin \varphi - \left(\frac{a_1}{\sin \gamma} + r_p \right) \cos (\gamma - \varphi) \end{cases} \quad (6)$$

式中: R 为分度圆半径; a_1 为刀顶圆角圆心距刀具加工节线的距离; r_p 为刀尖圆角半径; γ 是一个可变参数, $\alpha_p \leq \gamma \leq \pi/2$ 。

$$r_p = \frac{c^* m}{1 - \sin \alpha_p} \quad (7)$$

$$a_1 = (h_a^* + c^*) m - r_p \quad (8)$$

$$\varphi = \frac{\frac{a_1}{\tan \gamma} + b_1}{R} \quad (9)$$

$$b_1 = \frac{\pi m}{4} + h_a^* m \tan \alpha_p + r_p \cos \alpha_p \quad (10)$$

式中: h_a^* 和 c^* 分别为齿顶高系数和顶隙系数, 在本研究中 $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$; α_p 为齿轮分度圆压力角; b_1 为刀顶圆角圆心距刀具齿槽中线的距离。

渐开线 BD 的表达式为

$$\begin{cases} x = R_b [(\alpha + \alpha_2) \sin \alpha + \cos \alpha] \\ y = R_b [(\alpha + \alpha_2) \cos \alpha - \sin \alpha] \end{cases} \quad (11)$$

式中: R_b 为齿轮的基圆半径; α_2 为齿轮基圆上的半齿角, 其表达式为

$$\alpha_2 = \frac{\pi}{2N} + \tan \alpha_p - \alpha_p \quad (12)$$

在本研究中, 轮齿的啮合刚度通过势能法计算, 使用以下方程^[20-21, 28, 34]

$$\frac{1}{k_b} = \int_{x_A}^{x_B} \frac{[(x_p - x_1) \cos \alpha_1 - y_p \sin \alpha_1]^2}{EI_{x_1}} dx_1 + \int_{x_B}^{x_D} \frac{[(x_p - x_2) \cos \alpha_1 - y_p \sin \alpha_1]^2}{EI_{x_2}} dx_2 \quad (13)$$

$$\frac{1}{k_s} = \int_{x_A}^{x_B} \frac{1.2 \cos^2 \alpha_1}{GA_{x_1}} dx_1 + \int_{x_B}^{x_D} \frac{1.2 \cos^2 \alpha_1}{GA_{x_2}} dx_2 \quad (14)$$

$$\frac{1}{k_a} = \int_{x_A}^{x_B} \frac{\sin^2 \alpha_1}{EA_{x_1}} dx_1 + \int_{x_B}^{x_D} \frac{\sin^2 \alpha_1}{EA_{x_2}} dx_2 \quad (15)$$

式中: E 和 G 分别为杨氏模量和剪切模量; ν 为泊松比; x_p 和 y_p 为啮合点 P 的横、纵坐标; x_1 和 x_2 分别表示齿根过渡曲线和渐开线上任意点的横坐标; A_{x_1} 、 I_{x_1} 分别为齿根过渡曲线上任意点 x_1 处的截面面积和截面惯性矩; A_{x_2} 、 I_{x_2} 分别为齿根过渡曲线上任意点 x_2 处的截面面积和截面惯性矩。

齿根过渡曲线上横坐标为 x_1 的任意点处截面面积 A_{x_1} 和截面惯性矩 I_{x_1} 表达式如下

$$A_{x_1} = 2h_{x_1}L \quad (16)$$

$$I_{x_1} = \frac{1}{12} (2h_{x_1})^3 L \quad (17)$$

式中: h_{x_1} 为齿根过渡曲线上横坐标为 x_1 的任意点处截面半齿高; L 为齿宽。

渐开线织构齿面展开图如图3所示, 建立如图3所示 uvw 坐标系, 水平方向为齿宽方向, 竖直方向为渐开线齿廓展开长度方向。齿面上均匀分布有左倾(红色线)和右倾(蓝色线)的两组织构凹槽, 织构凹槽宽度为 W , 间距为 S , 左倾和右倾织构凹槽间的夹角为 α_k 。齿面织构的存在会影响截面面积和截面

惯性矩, 因而需精确计算渐开线齿廓任意截面处的织构凹槽总长度 ΔL 。

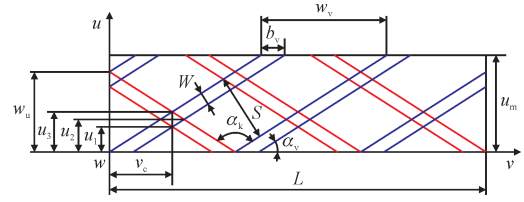


图3 渐开线织构齿面展开图

Fig. 3 Involute texture tooth surface expansion

渐开线齿廓展开长度 u_m 计算公式如下

$$u_m = \int_{x_B}^{x_D} \sqrt{(dx)^2 + (dy)^2} \quad (18)$$

渐开线齿面上左倾和右倾织构数量的计算公式如下

$$n_m = n_r = \frac{L}{w_v} + \frac{u_m}{w_u} \quad (19)$$

式中: n_m 和 n_r 分别为左倾和右倾织构的数量; w_v 和 w_u 分别为相邻2个织构凹槽在水平和竖直方向的间距, 其计算公式如下

$$w_v = \frac{2S \cos \alpha_v}{\sin(\pi - \alpha_k)} \quad (20)$$

$$w_u = \frac{2S \sin \alpha_v}{\sin(\pi - \alpha_k)} \quad (21)$$

式中, α_v 为织构凹槽与水平方向夹角, 且

$$\alpha_v = \frac{1}{2}(\pi - \alpha_k) \quad (22)$$

渐开线齿廓上横坐标为 x_2 的任意点处齿廓展开长度 u_{x_2} 计算公式如下

$$u_{x_2} = \int_{x_B}^{x_2} \sqrt{(dx)^2 + (dy)^2} \quad (23)$$

接下来计算齿廓展开长度 u_{x_2} 处的织构凹槽总长度 ΔL 。由于左倾和右倾织构存在交点, 因而不能将织构凹槽在水平方向的长度简单叠加。为此, 本研究分别求解左倾和右倾织构在纵坐标 u_{x_2} 处的长度, 对于左倾织构不考虑凹槽交点处长度变化, 对于右倾织构考虑凹槽交点处长度变化。

对于左倾织构, 分别确定织构凹槽左、右侧直线的方程如下

$$v_{m_1, i} = \begin{cases} 0 & (v_{m_1, i} < 0) \\ -\frac{u_{x_2}}{k} - b_v + (i-1)w_v & (0 \leq v_{m_1, i} < L) \\ L & (v_{m_1, i} \geq L) \end{cases} \quad (24)$$

$$v_{m2,i} = \begin{cases} 0 & (v_{m1,i} < 0) \\ -\frac{u_{x2}}{k} + (i-1)w_v & (0 \leq v_{m1,i} < L) \\ L & (v_{m1,i} \geq L) \end{cases} \quad (25)$$

式中: $v_{m1,i}$ 和 $v_{m2,i}$ 分别表示纵坐标 u_{x2} 处第 i 条左倾织构左、右两侧直线的横坐标; k 为织构凹槽两侧直线的斜率, $k = \tan \alpha_v$; b_v 为织构凹槽左、右两侧直线在水平方向的间距,其表达式如下

$$b_v = \frac{W}{\sin \alpha_v} \quad (26)$$

左倾织构在纵坐标 u_{x2} 处的凹槽总长度 ΔL_m 为

$$\Delta L_m = \sum_{i=1}^{n_m} (v_{m2,i} - v_{m1,i}) \quad (27)$$

由图3可知,织构凹槽交点在竖直方向呈周期性变化。 u_1 、 u_2 、 u_3 分别为竖直方向第一个周期内织构凹槽交点的下端点、中点、上端点纵坐标,其计算公式如下

$$u_3 = \frac{S \sin \alpha_v}{\sin(\pi - \alpha_k)} \quad (28)$$

$$u_2 = \frac{(S - W) \sin \alpha_v}{\sin(\pi - \alpha_k)} \quad (29)$$

$$u_1 = 2u_2 - u_3 \quad (30)$$

为判断纵坐标 u_{x2} 处是否存在织构凹槽交点,将纵坐标 u_{x2} 转化为单个周期内的数值 u_T ,其表达式为

$$u_T = \text{mod}\left(\frac{u_{x2}}{u_3}\right) \quad (31)$$

周期数 n_T 为

$$n_T = \text{floor}\left(\frac{u_{x2}}{u_3}\right) + 1 \quad (32)$$

当 $0 \leq u_T < u_1$ 时

$$v_{r1,i} = \begin{cases} 0 & (v_{m1,i} < 0) \\ \frac{u_{x2}}{k} + (i-1-n_r)w_v & (0 \leq v_{m1,i} < L) \\ L & (v_{m1,i} \geq L) \end{cases} \quad (33)$$

$$v_{r2,i} = \begin{cases} 0 & (v_{m1,i} < 0) \\ \frac{u_{x2}}{k} + b_v + (i-1-n_r)w_v & (0 \leq v_{m1,i} < L) \\ L & (v_{m1,i} \geq L) \end{cases} \quad (34)$$

当 $u_1 \leq u_T < u_2$ 时

$$v_{r1,i} = \begin{cases} 0 & (v_{m1,i} < 0) \\ \frac{u_{x2}}{k} + (i-1-n_r)w_v & (0 \leq v_{m1,i} < L) \\ L & (v_{m1,i} \geq L) \end{cases} \quad (35)$$

$$v_{r2,i} = \begin{cases} 0 & (v_{m1,i} < 0) \\ 2n_T v_c - \left[\frac{u_{x2}}{k} + b_v + (i-1-n_r)w_v \right] & (0 \leq v_{m1,i} < L) \\ L & (v_{m1,i} \geq L) \end{cases} \quad (36)$$

当 $u_2 \leq u_T < u_3$ 时

$$v_{r1,i} = \begin{cases} 0 & (v_{m1,i} < 0) \\ 2n_T v_c - \left[\frac{u_{x2}}{k} + (i-1-n_r)w_v \right] & (0 \leq v_{m1,i} < L) \\ L & (v_{m1,i} \geq L) \end{cases} \quad (37)$$

$$v_{r2,i} = \begin{cases} 0 & (v_{m1,i} < 0) \\ \frac{u_{x2}}{k} + b_v + (i-1-n_r)w_v & (0 \leq v_{m1,i} < L) \\ L & (v_{m1,i} \geq L) \end{cases} \quad (38)$$

式中, v_c 为水平方向第1个周期内织构凹槽交点的中点横坐标,其计算公式如下

$$v_c = 0.5w_v \quad (39)$$

右倾织构在纵坐标 u_{x2} 处凹槽总长度 ΔL_r 为

$$\Delta L_r = \sum_{i=1}^{n_r} (v_{r2,i} - v_{r1,i}) \quad (40)$$

进一步地,在纵坐标 u_{x2} 处的织构凹槽总长度 ΔL 为

$$\Delta L = \Delta L_m + \Delta L_r \quad (41)$$

图4(a)为微织构齿轮的轮齿轴测图,图4(b)为微织构齿轮渐开线齿廓上横坐标为 x_2 的任意点处轮齿截面图。

图4的截面面积 A_{x2} 、截面惯性矩 I_{x2} 表达式分别如下

$$A_{x2} = 2h_{x2}L - 2h_d\Delta L \quad (42)$$

$$I_{x2} = \frac{1}{12} (2h_{x2})^3 L - 2 \left[\frac{1}{12} (h_d)^3 \Delta L + h_d \Delta L \left(h_{x2} - \frac{1}{2} h_d \right)^2 \right] \quad (43)$$

式中, h_{x_2} 为渐开线上横坐标为 x_2 处截面的半齿高。

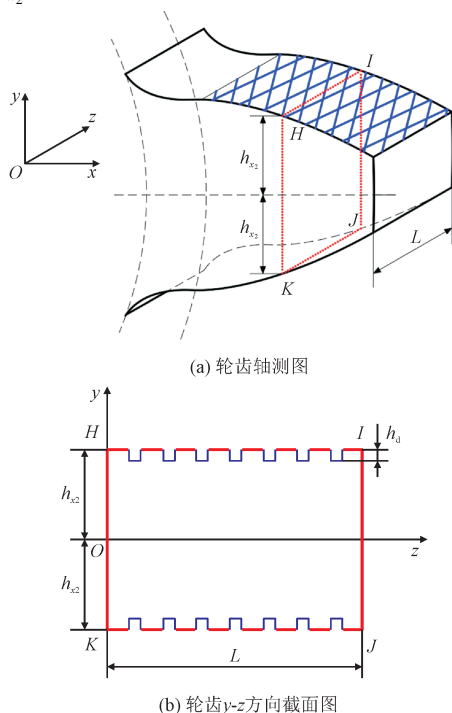


图4 轮齿轴测图及截面图

Fig. 4 Axonometric and sectional drawings of tooth

对于微织构齿轮,其接触点的有效接触长度为 $L - \Delta L$,相应的其赫兹接触刚度变为

$$k_h = \frac{\pi E (L - \Delta L)}{4(1 - \nu^2)} \quad (44)$$

齿基刚度表达式为

$$\frac{1}{k_f} = \frac{\cos^2 \alpha_1}{EL} \left[L^* \left(\frac{u_f}{S_f} \right)^2 + M^* \left(\frac{u_f}{S_f} \right) + P^* (1 + Q^* \tan^2 \alpha_1) \right] \quad (45)$$

式中, u_f 、 S_f 、 L^* 、 M^* 、 P^* 、 Q^* 的值参见文献[23]。

3 结果与讨论

为分析织构参数(深度、宽度、间距)对齿轮 TVMS 的影响,参考相关文献[16-17],选取各织构参数范围如下:织构深度 D 为 10 ~ 100 μm ,织构宽度 W 为 40 ~ 200 μm ,织构间距 S 为 400 ~ 1 200 μm 。表 1 为齿轮副参数表^[24]。

表 1 齿轮副参数表

Tab. 1 Parameter table of gear pair

参数	主/从动齿轮	参数	主/从动齿轮
齿数	40	杨氏模量/GPa	210
模数/mm	4	泊松比	0.3
压力角/(°)	20	中心孔半径/mm	30
齿宽/mm	30		

接下来采用有限元法对上述理论分析方法进行验证。如图 5 所示,通过 HyperMesh 软件绘制齿轮网格,为提高计算效率,本研究绘制了 4 个齿的网格,忽略其余齿对啮合刚度的影响,并对齿面接触区域进行网格细化;无织构齿轮采用六面体网格,微织构齿轮采用四面体网格。齿轮网格绘制完后导入 Abaqus 软件进行有限元模拟,在有限元分析中由于实体单元没有旋转自由度,因此在齿轮有限元模型的内孔表面与旋转轴上的参考点间建立刚性耦合约束。

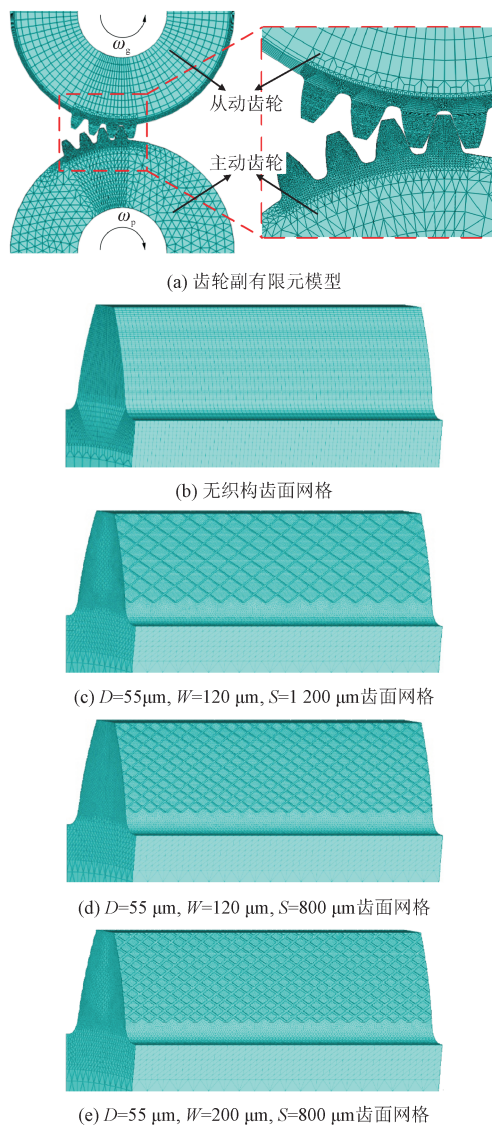


图5 微织构齿轮副有限元模型

Fig. 5 Finite element model of micro-texture gears

采用静力通用分析算法,将有限元分析模型分 3 步完成:第 1 步,在齿轮副开始啮合时,由于主、从动齿轮接触面间存在微小间隙,因对主动轮施加微小转动位移,同时固定从动轮,使主、从动齿轮完成接触,并在从动齿轮上施加负载扭矩且逐步增大

到设置的额定值;第2步,固定主动轮,释放从动轮绕自身轴线旋转的自由度;第3步,主动轮完成3个齿的转动位移,释放从动轮绕自身轴线旋转的自由度,每个齿计算50个点。齿轮啮合刚度计算公式如下^[24-25]。

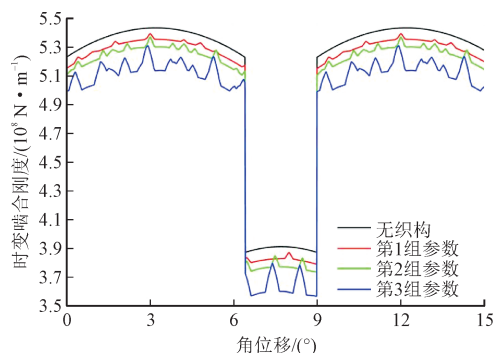
$$k_d = \frac{T}{\theta_T R_{bg}^2} \quad (46)$$

式中: T 为施加在从动轮上的负载扭矩; θ_T 为从动轮基圆的角位移传动误差; R_{bg} 为从动轮的基圆半径。

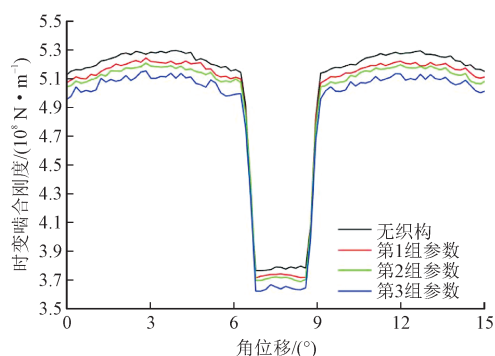
本研究分别采用理论分析法和有限元法计算无织构齿轮和微织构齿轮的时变啮合刚度,由于微织构齿轮有限元分析耗时较长,本研究选取了3组不同织构参数的齿轮(第1组参数为 $D = 55 \mu\text{m}$, $W = 120 \mu\text{m}$, $S = 1200 \mu\text{m}$;第2组参数为 $D = 55 \mu\text{m}$, $W = 120 \mu\text{m}$, $S = 800 \mu\text{m}$;第3组参数为 $D = 55 \mu\text{m}$, $W = 200 \mu\text{m}$, $S = 800 \mu\text{m}$)进行有限元模拟,其齿面网格如图5所示。在有限元分析过程中将主动轮分别设为无织构齿轮和上述3组微织构齿轮,从动轮为无织构齿轮,采用理论分析法与有限元法分别计算时变啮合刚度,其结果如图6所示。

进一步地,计算理论分析法与有限元法 TVMS 最大值和最小值的相对误差,其结果如表2所示。由图6和表2可知,理论分析法与有限元法的刚度计算结果较为吻合,其相对误差不超过4%;此外在齿面织构凹槽交叉处采用理论分析法计算的刚度曲

线毛刺较大,而有限元法计算的刚度曲线毛刺较小,这可能是由于理论分析法的接触刚度公式计算误差导致。



(a) 理论分析法计算结果



(b) 有限元法计算结果

图6 理论分析法与有限元法结果对比

Fig. 6 Comparison of results of theoretical analysis method and finite element method

表2 理论分析法与有限元法 TVMS 的相对误差

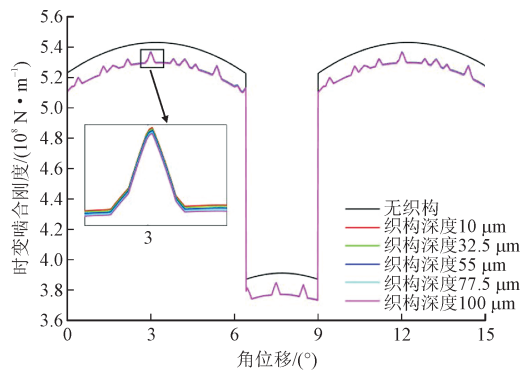
Tab. 2 Relative error of TVMS between theoretical analysis and finite element method

项目	齿面织构参数	有限元法/($10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$)	理论分析法/($10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$)	相对误差/%
最大值	无织构	5.291 5	5.432 1	2.66
	第1组参数	5.240 1	5.392 4	2.91
	第2组参数	5.204 4	5.369 8	3.18
	第3组参数	5.149 9	5.308 5	3.08
最小值	无织构	3.768 1	3.873 3	2.79
	第1组参数	3.716 9	3.789 9	1.96
	第2组参数	3.692 3	3.735 0	1.16
	第3组参数	3.626 1	3.567 0	1.63

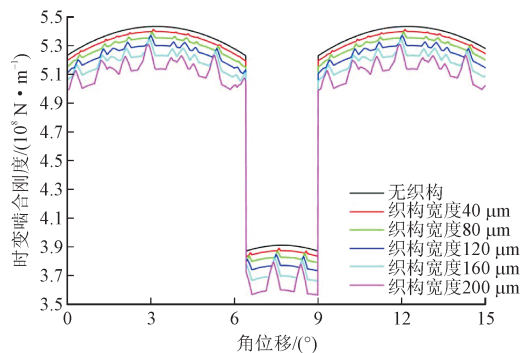
进一步地,本研究基于上述理论分析模型对不同参数下微织构齿轮的 TVMS 进行计算,结果如图7所示。在不同织构参数下,微织构齿轮的 TVMS 均小于无织构齿轮,这表明微织构的存在会降低齿轮 TVMS。同时,随着织构深度的增大,齿轮的 TVMS 逐渐降低,但降低幅度较小;随着织构宽度的增大,

齿轮的 TVMS 逐渐降低,且降低幅度较大;随着织构间距的增大,齿轮的 TVMS 逐渐增大,且增大幅度较大。此外,微织构齿轮 TVMS 曲线上有许多毛刺,这些毛刺是由织构凹槽交叉点造成的,当织构间距越大、宽度越小时,TVMS 曲线越平滑,毛刺越小。因此,在设计微织构齿轮时需要选取合适的织构参数,

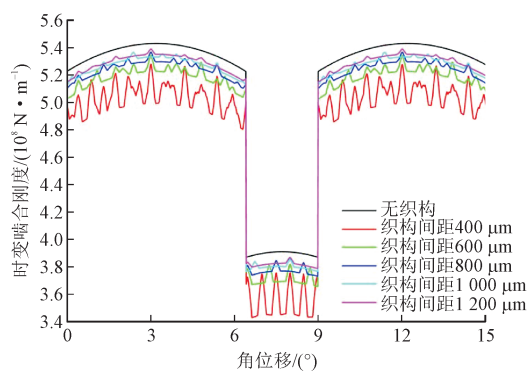
尽量减小齿面织构对 TVMS 的影响。



(a) 织构深度的影响(宽度120 μm, 间距800 μm)



(b) 织构宽度的影响(深度55 μm, 间距800 μm)



(c) 织构间距的影响(深度55 μm, 宽度120 μm)

图7 不同织构参数下微织构齿轮的 TVMS

Fig.7 TVMS of micro-texture gears with different texture parameters

4 结 论

本研究设计了仿生齿面织构,考虑织构对齿轮啮合时有效接触长度的影响,对齿轮啮合刚度进行修正,构建了微织构齿轮时变啮合刚度模型,并采用有限元法对理论分析模型进行了验证。分析了不同织构参数对齿轮 TVMS 的影响,结果表明织构会降低齿轮 TVMS,且齿轮 TVMS 随着织构宽度和深度的增大逐渐减小,随着织构间距的增大逐渐增大。同

时,微织构齿轮 TVMS 曲线上有许多毛刺,这些毛刺是由织构凹槽交叉点造成的,当织构间距越大、宽度越小时,TVMS 曲线越平滑,毛刺越小。需要补充的是,织构虽然会降低齿轮 TVMS,但选取合理的织构参数可以减小 TVMS 降低幅度。此外考虑到织构会降低齿面摩擦系数,减小齿面磨损,在设计齿面织构时需兼顾织构对摩擦系数和 TVMS 的影响,选取合理的织构参数。

参考文献:

- [1] 石照耀,康焱,林家春. 基于齿轮副整体误差的齿轮动力学模型及其动态特性[J]. 机械工程学报,2010,46(17):55-61.
SHI Zhaoyao, KANG Yan, LIN Jiachun. Comprehensive dynamics model and dynamic response analysis of a spur gear pair based on gear pair integrated error[J]. Journal of mechanical engineering, 2010,46(17):55-61 (in Chinese).
- [2] 唐进元,周炜,陈思雨. 齿轮传动啮合接触冲击分析[J]. 机械工程学报,2011,47(7):22-30.
TANG Jinyuan, ZHOU Wei, CHEN Siyu. Contact-impact analysis of gear transmission system[J]. Journal of mechanical engineering, 2011,47(7):22-30 (in Chinese).
- [3] 赵韩,吴其林,黄康,等. 国内齿轮研究现状及问题研究[J]. 机械工程学报,2013,49(19):11-20.
ZHAO Han, WU Qilin, HUANG Kang, et al. Status and problem research on gear study[J]. Journal of mechanical engineering, 2013, 49(19):11-20 (in Chinese).
- [4] GHEISARI R, LAN P X, POLYCARPOU A A. Efficacy of surface microtexturing in enhancing the tribological performance of polymeric surfaces under starved lubricated conditions [J]. Wear, 2020, 444-445:203162.
- [5] LIU Y Y, YANG Y L, DONG D Y, et al. Improving wear resistance of Zr-2.5Nb alloy by formation of microtextured nitride layer produced via laser surface texturing/plasma nitriding technology [J]. Surfaces and interfaces, 2020, 20:100638.
- [6] ROSENKRANZ A, GRUTZMACHER P G, GACHOT C, et al. Surface texturing in machine elements — a critical discussion for rolling and sliding contacts [J]. Advanced engineering materials, 2019, 21(8):1900194.
- [7] ZHANG D Y, GAO F, WEI X, et al. Fabrication of textured composite surface and its tribological properties under starved lubrication and dry sliding conditions [J]. Surface and coatings technology, 2018, 350:313-322.
- [8] HUANG Q P, SHI X L, XUE Y W, et al. Optimization of bionic textured parameter to improve the tribological performance of AISI 4140 self-lubricating composite through response surface methodology [J]. Tribology international, 2021, 161:107104.
- [9] GALDA L, SEP J, PRUCNAL S. The effect of dimples geometry in the sliding surface on the tribological properties under starved lubrication conditions [J]. Tribology international, 2016, 99:77-84.

- [10] SHEN G,ZHANG J F,KANG C W,et al. Study on surface texture patterns for improving tribological performance of bioimplants[J]. Surface and coatings technology,2021,422:127567.
- [11] 胡利鸿,莫继良,王东伟,等. 沟槽和圆坑织构抑制摩擦尖叫噪声研究[J]. 中国机械工程,2016,27(9):1158-1164.
HU Lihong, MO Jiliang, WANG Dongwei, et al. Groove textured and pit textured surfaces to suppress friction induced squeal noise [J]. China mechanical engineering, 2016, 27 (9) : 1158-1164 (in Chinese).
- [12] 单欢乐,莫继良,陈光雄,等. 沟槽形表面织构对摩擦噪声的影响[J]. 中国机械工程,2012,23(18):2233-2237.
SHAN Huanle, MO Jiliang, CHEN Guangxiong, et al. Effects of grooved surface texture on friction noise[J]. China mechanical engineering, 2012, 23 (18) : 2233-2237 (in Chinese).
- [13] 董立春. 凹坑型仿生形态汽车齿轮耐磨性能试验研究与数值模拟[D]. 长春:吉林大学,2010.
- [14] 李直. 粗糙齿面接触界面摩擦特性及齿轮系统动力学研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2017.
- [15] 宋晖,王雨,王亚东,等. 齿面微织构对齿轮润滑特性的影响研究[J]. 应用力学学报,2022,39(1):113-120.
SONG Hui, WANG Yu, WANG Yadong, et al. Research on the influence of tooth surface micro-texture on gear lubrication characteristics[J]. Chinese journal of applied mechanics, 2022, 39 (1) : 113-120 (in Chinese).
- [16] GUPTA N,TANDON N,PANDEY R K. An exploration of the performance behaviors of lubricated textured and conventional spur gears[J]. Tribology international,2018,128:376-385.
- [17] GUPTA N,TANDON N,PANDEY R K,et al. Tribological and vibration studies of textured spur gear pairs under fully flooded and starved lubrication conditions[J]. Tribology transactions,2020,63(6):1103-1120.
- [18] CHANG X F,RENQING D J,LIAO L X,et al. Study on hydrodynamic lubrication and friction reduction performance of spur gear with groove texture [J]. Tribology international, 2023, 177: 107978.
- [19] MA H,ZENG J,FENG R J,et al. Review on dynamics of cracked gear systems[J]. Engineering failure analysis,2015,55:224-245.
- [20] YANG D C H,LIN J Y. Hertzian damping, tooth friction and bending elasticity in gear impact dynamics[J]. Journal of mechanisms, transmissions, and automation in design,1987,109(2):189-196.
- [21] TIAN X H. Dynamic simulation for system response of gearbox including localized gear faults[D]. Edmonton:University of Alberta, 2004.
- [22] WU S Y. Gearbox dynamic simulation and estimation of fault growth [D]. Edmonton:University of Alberta,2007.
- [23] SAINOT P,VELEX P,DUVERGER O. Contribution of gear body to tooth deflections—a new bidimensional analytical formula[J]. Journal of mechanical design,2004,126(4):748-752.
- [24] LI Z W,MA H,FENG M J,et al. Meshing characteristics of spur gear pair under different crack types[J]. Engineering failure analysis,2017,80:123-140.
- [25] MA H,ZENG J,FENG R J,et al. An improved analytical method for mesh stiffness calculation of spur gears with tip relief[J]. Mechanism and machine theory,2016,98:64-80.
- [26] LIANG X H,ZUO M J,PANDEY M. Analytically evaluating the influence of crack on the mesh stiffness of a planetary gear set[J]. Mechanism and machine theory,2014,76:20-38.
- [27] MA H,SONG R Z,PANG X,et al. Time-varying mesh stiffness calculation of cracked spur gears[J]. Engineering failure analysis, 2014, 44 : 179-194.
- [28] MENG Z,SHI G X,WANG F L. Vibration response and fault characteristics analysis of gear based on time-varying mesh stiffness [J]. Mechanism and machine theory,2020,148:103786.
- [29] LUO Y,BADDOUR N,HAN G S,et al. Evaluation of the time-varying mesh stiffness for gears with tooth spalls with curved-bottom features[J]. Engineering failure analysis,2018,92:430-442.
- [30] LIANG X H,ZHANG H S,LIU L B,et al. The influence of tooth pitting on the mesh stiffness of a pair of external spur gears[J]. Mechanism and machine theory,2016,106:1-15.
- [31] LEI Y G,LIU Z Y,WANG D L,et al. A probability distribution model of tooth pits for evaluating time-varying mesh stiffness of pitting gears[J]. Mechanical systems and signal processing,2018,106:355-366.
- [32] BALL P. Engineering shark skin and other solutions[J]. Nature, 1999, 400 (6744) : 507-509.
- [33] LI X M,DENG J X,YUE H Z,et al. Wear performance of electrohydrodynamically atomized WS₂ coatings deposited on biomimetic shark-skin textured surfaces [J]. Tribology international, 2019, 134:240-251.
- [34] YU W N,SHAO Y M,MECHEFSKE C K. The effects of spur gear tooth spatial crack propagation on gear mesh stiffness [J]. Engineering failure analysis,2015,54:103-119.

(编辑 吕茵)