

DOI: 10.16078/j.tribology.2024067 CSTR: 32261.14.j.tribology.2024067

袁常生, 沈瑞, 戴庆文, 黄巍, 王晓雷. 表面织构对齿轮等温弹流润滑性能的影响[J]. 摩擦学学报(中英文), 2025, 45(7): 1033–1046. YUAN Changsheng, SHEN Rui, DAI Qingwen, HUANG Wei, WANG Xiaolei. Influence of Surface Texture on the Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication Performance of Gears[J]. Tribology, 2025, 45(7): 1033–1046.

表面织构对齿轮等温弹流润滑性能的影响

袁常生¹, 沈瑞², 戴庆文^{1*}, 黄巍¹, 王晓雷¹

(1. 南京航空航天大学 机电学院, 江苏 南京 210016;

2. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘要: 表面织构作为一种可以显著提高表面摩擦学性能的技术, 得到了国内外研究人员的广泛关注. 为利用表面织构提升航空齿轮副服役性能, 本研究采用三维等温线接触弹流润滑模型, 分析了齿轮副表面在齿顶、分度圆和齿根3个典型啮合位置不同几何参数下圆凹坑织构的弹流润滑性能, 预测了在各啮合点的最优圆凹坑几何参数, 并分析了织构形状对润滑性能的影响. 数值计算结果表明: 特定参数下表面织构可增加齿面的局部膜厚, 提高齿面润滑性能. 圆形织构在3个典型啮合位置的最优直径比为0.06, 而最优的面积率则在齿根处和分度圆处较小, 分别为5%和12%. 而在不同织构形状的分析上, 圆形织构就最优的润滑性能上表现最佳, 矩形织构次之, 而椭圆织构较差, 其原因可归结于织构收敛楔的大小和形状导致的附加流体动压效应对齿轮弹性变形的影响, 这会改变接触面的油膜厚度, 圆形和矩形织构具有较宽的收敛楔, 使得接触面的平均油膜厚度要更大.

关键词: 等温; 线接触; 表面织构; 弹流润滑

中图分类号: TH132.41; TH117.2

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2025)07-1033-14

Influence of Surface Texture on the Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication Performance of Gears

YUAN Changsheng¹, SHEN Rui², DAI Qingwen^{1*}, HUANG Wei¹, WANG Xiaolei¹

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Jiangsu Nanjing 210016, China;

2. Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Aero Engine Corporation of China, Hunan Zhuzhou 412002, China)

Abstract: Surface texturing, as a technology capable of markedly enhancing surface tribological properties, has garnered significant attention from researchers worldwide due to its multifaceted benefits, including friction reduction, wear resistance, vibration damping, anti-adhesion, and creep prevention. With the rapid development of our national defense industry, high reliability, efficiency, and lightweight have become design imperatives for aerospace gear transmission systems. Aerospace high-speed gears confront rigorous operating conditions characterized by high temperatures, high rotational speeds, and heavy loads. As core components of aerospace power systems, gears dictate the service life of aerospace equipment; nonetheless, the design of their surface tribological properties remains a weak aspect demanding further enhancement. To leverage surface texturing to improve the service performance of aerospace gear pairs, this study employed a three-dimensional isothermal line contact elastohydrodynamic lubrication (EHL) model to analyze the

Received 1 April 2024, revised 29 May 2024, accepted 29 May 2024, available online 29 July 2024.

*Corresponding author. E-mail: daiqingwen@nuaa.edu.cn, Tel: +86-19951655663.

This project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51805252, 52175172) and the Opening-Fund of Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission (KY-1003-2022-0013).

国家自然科学基金项目(51805252, 52175172)和直升机传动技术重点实验室开放课题(KY-1003-2022-0013)资助.

EHL performance of circular dimple textures with varying geometric parameters on gear pair surfaces at three typical engagement positions: the tooth top, pitch circle, and root. The study predicted the optimal geometric parameters for circular dimples at each engagement point and examined the impact of texture shape on lubrication performance. Numerical calculation results indicated that under specific parameters, surface texturing could increase the local film thickness on gear tooth surfaces, thereby enhancing lubrication performance. The optimal depth-to-diameter ratio for circular textures at three typical meshing positions was identified as 0.06. Meanwhile, the optimal area ratios were found to be smaller at the tooth root and pitch circle, being 5% and 12% respectively, whereas at the tooth top, the optimal area ratio increased to 32%. Additionally, gear pairs with surface texturing exhibited an augmented hydrodynamic pressure effect across their interacting surfaces, resulting in maximum oil film pressures for textured gear pairs that exceeding those of smooth gear pairs. Observations from oil film pressure distribution contour maps further revealed elevated oil film pressures in the regions near the lubricant outlet zones as it flowed through the textured areas. At various meshing points, comparisons were made regarding the lubrication performance imparted by gear surfaces textured with different morphological parameters. It was discovered that at the pitch circle and root of the teeth, circular textures performed the best, followed by rectangular ones, with elliptical textures yielding the least favorable results. Conversely, at the tooth tip location, elliptical parallel textures proved to be most efficacious. The analysis attributed these differences to the influence of the additional hydrodynamic pressure effects, a consequence of the size and shape of the converging wedges formed by the textures, on the elastic deformation of the gear surfaces. This in turn altered the oil film thickness at the contact interfaces. Both circular and rectangular textures possessed broader converging wedges, leading to a greater average oil film thickness at the contact surfaces.

The above numerical results complement the missing texture optimization parameters in gear texturing, providing valuable references for enhancing the tribological properties of aeronautical high-speed gears. Furthermore, the research endeavors into micro-texturing design and its tribological characteristics hold significant theoretical significance and practical value for overcoming the technological bottlenecks related to fatigue wear failure of aviation gears under extreme operating conditions.

Key words: isothermal; line contact; surface texture; elastic flow lubrication

齿轮是航空发动机传递动力和运动的关键零部件,其性能的优劣直接决定了航空传动系统的可靠性和服役寿命^[1]. 随着我国的航空工业的快速发展,轻量化、高功率密度和长寿命已成为航空传动系统的设计标准,这对齿轮的表面性能提出更高要求^[2]. 传统齿轮设计主要集中在齿轮副接触疲劳、弯曲疲劳和抗胶合承载能力等方面^[3], 针对航空高速齿轮副表面设计仍是1个薄弱环节. 表面织构作为1种可以显著提高表面摩擦学性能的技术,得到国内外科学技术工作者的广泛关注^[4-9],其具有容纳磨削、储存润滑油和提供附加流体动压效应等诸多优势,已在航空航天等领域高端装备中获得成功应用^[10-13].

将表面织构应用于齿轮副表面值得尝试,然而受限于加工手段,有关齿轮副表面织构化研究以数值仿真为主. 研究人员主要从油膜厚度及其压力、啮合频率和接触应力等角度分析织构化齿面带来的性能增益. Shinkarenko等^[14]较早地研究了弹流润滑中表面织构变形的影响,获得了不同织构参数下表面变形对油膜承载能力和摩擦力的影响规律. 王优强等^[15]利用瞬态弹流润滑理论和多重网格数值方法计算了最小膜

厚来判断齿轮润滑状态,并讨论了啮合点处综合曲率半径、卷吸速度以及载荷变化等关键参数对润滑效果的影响^[16]. 李直等^[17]研究了线接触弹流状态下的弹流润滑模型,发现表面织构可以增加润滑油膜厚度,微凹坑型表面织构的面积率越大,油膜越厚. Chang等^[18]简化了凹槽纹理模型并进行了计算,发现凹槽纹理的存在可以增强流体动压效应和提高油膜承载能力,特别是在模型中心接触区. Zhao等^[19]利用三维混合弹流流体动力润滑模型评估了激光表面织构在齿轮润滑上的摩擦性能,发现齿面微织构可以增加局部的膜厚,提高润滑性能. 韩志武等^[20]对普通齿轮和仿生表面织构齿轮进行模态分析,发现表面织构齿轮相比与传统齿轮具有更小的振幅和更低的固有频率,表面织构化有效地改善了齿轮的动态特性. 苏永生等^[21]开展齿面沟槽织构对齿面应力的有限元仿真模拟,研究发现织构化齿面的接触应力明显高于光滑齿面,沟槽宽度对接触应力影响最为显著,而随着沟槽深度加深,接触应力小幅降低.

上述研究结果表明表面织构对于改善齿轮啮合的润滑性能和动态特性具有积极的影响,然而,当前

的研究工作还处于起步阶段,有关齿面织构化设计并未形成完整的设计思路 and 理念,其中最为关键一点是未考虑啮合位置的影响.齿面啮合时滚-滑交替,节点为纯滚动,而啮入点和啮出点滑动最为显著,且上述典型啮合位置的载荷、卷吸速度和当量曲率半径等工况参数是变化的,不同啮合位置表面织构的设计参数必然存在差异.理清齿轮副啮合周期内节点、啮入点和啮出点典型位置的表面织构参数对其润滑性能的影响是获得齿轮副表面织构化设计原则的关键所在.

鉴于此,本文中拟采用三维线接触等温弹流润滑模型,对于航空标注测试齿轮表面的3个主要啮合点位置分别为齿根、节圆和齿顶,初步研究不同的织构

参数(几何参数和形状参数)对齿轮摩擦副的弹流润滑性能的影响,以期获得齿轮表面织构化设计原则.

1 理论模型

1.1 直齿轮接触模型

基于等效原理,啮合点齿轮副的接触可以由2个当量曲率半径的圆柱接触逐步简化为1个具有综合曲率半径的弹性圆柱体与刚性平面的接触.图1所示为直齿轮啮合简图和简化模型,其中 $v(x)$ 为弹性变形量, $h(x)$ 就是实际的膜厚.本研究中拟以齿轮齿顶、分度圆和齿根位置来设计织构的参数,齿轮的线载荷可通过以下公式确定.

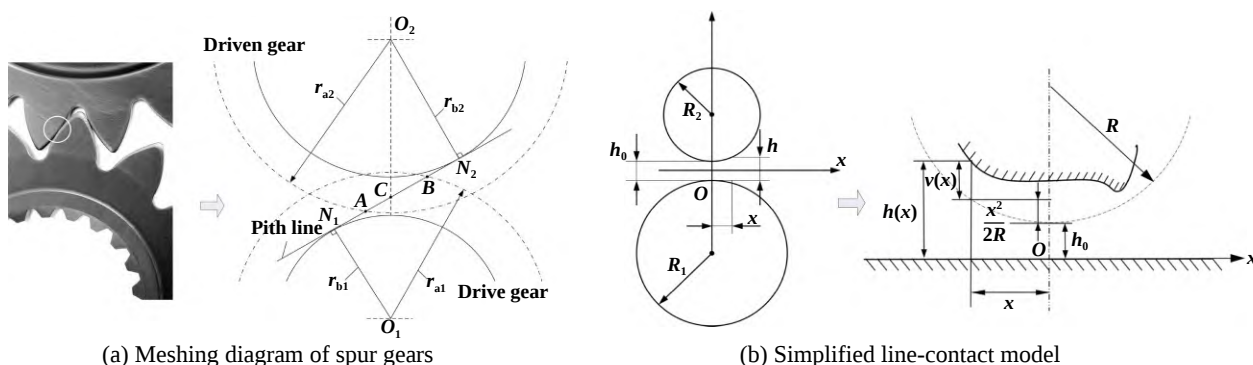


Fig. 1 Meshing diagram and simplified line-contact model

图1 啮合简图和啮合简化模型

齿轮受到的扭矩为

$$M = \frac{9550P}{n} \quad (1)$$

式中, M 为扭矩(N·m); P 为传递功率(kW); n 为转速(r/min).

齿轮受到的恒定法向力为

$$F_n = \frac{2000M}{d_1 \cos \alpha} \quad (2)$$

式中, d_1 为齿轮分度圆直径(mm); α 为齿轮的分度圆压力角(°).

圆柱齿轮副所受到的恒定线载荷为

$$W = \frac{1000F}{B} \quad (3)$$

式中, B 为齿轮的齿宽(mm), F 为齿轮表面的法向力(N).

研究中采用标准无修型齿廓载荷分担系数(X_f)计算单齿对线接触载荷的分布,如图2所示,其中A与B点分别代表单齿对的啮入点和啮出点,而B和D点代表节点位置附近.

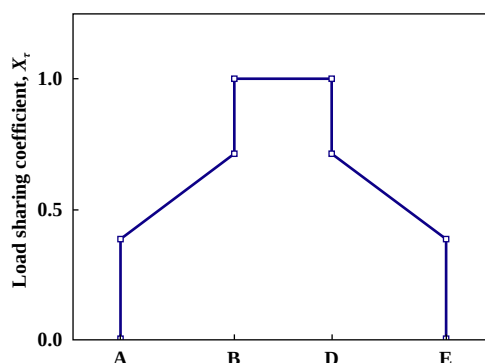


Fig. 2 Load sharing coefficient X_f for single tooth contact line in spur gears

图2 直齿轮单齿对接线载荷分担系数 X_f

在不同啮合位置处单齿对所承受的线接触载荷为

$$W_n = X_f W \quad (4)$$

齿轮对在不同的啮合位置的当量曲率半径和卷吸速度也是不同的,随着啮合点的移动而变化,主动齿轮和从动齿轮的曲率半径 R_1 和 R_2 以及综合曲率半径 R 分别为^[22]

$$R_1 = r_{b1} \tan \alpha + s \quad (5)$$

$$R_2 = r_{b2} \tan \alpha - s \quad (6)$$

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad (7)$$

式中, r_{b1} 和 r_{b2} 是2个齿轮的基圆半径(mm); α 为齿轮压力角($^\circ$); s 是啮合点到节点的距离(mm).

根据计算得到的2个齿轮各自的曲率半径就可以分别计算出两齿面的绝对速度为 u_1 和 u_2 , 单位为m/s, 随后将2个齿面的绝对速度的算术平均值定义为卷吸速度 u_s .

$$u_1 = \frac{\pi n_1 R_1}{30} \quad (8)$$

$$u_2 = \frac{\pi n_2 R_2}{30} \quad (9)$$

$$u_s = \frac{u_1 + u_2}{2} \quad (10)$$

式中, n_1 和 n_2 分别为主动轮和从动轮的转速(r/min), 且两齿面的滚滑比 S 可以定义为

$$S = \frac{2(u_1 - u_2)}{u_1 + u_2} \quad (11)$$

1.2 织构直齿轮三维线接触等温弹流润滑模型

实际接触中, 接触区的长度远大于接触宽度, 简化的二维模型有利于解决此类模型, 接触长度在无限长的假设下, 变形运用平面应变方法. 尽管对于线接触来说, 宏观接触的几何形状可以用二维模型来简化, 但可能的微凹坑面接触和围绕凹凸面的润滑剂流动通常是三维的, 所以本研究中旨在建立三维无限长线接触润滑模型来求解结构化齿轮表面的润滑特性. 对于上述的等效润滑模型, 考虑膜厚沿 x 方向和 y 方向变化引起的动压效应以及密度变化引起的变密度效应, 不考虑卷吸速度变化引起的伸缩效应, 其Reynolds方程为^[23]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12u_s \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (12)$$

$$\begin{cases} \text{Inlet: } p(x_{\text{in}}, y) = 0, & p(x, y) \geq 0 \\ \text{Outlet: } p(x_{\text{out}}, y) = 0, & \frac{\partial p(x_{\text{out}}, y)}{\partial x} = 0 \end{cases}$$

式中, ρ 和 η 分别为润滑油的密度和黏度, p 和 h 分别为油膜压力和油膜厚度, u_s 为卷吸速(m/s), $p(x_{\text{in}}, y)$ 为润滑油进口压力, $p(x_{\text{out}}, y)$ 为润滑油出口压力.

等效润滑模型的间隙为油膜厚度, 承担负载的齿轮副表面会产生弹性变形, 则油膜厚度公式如下所示.

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R} + \frac{2}{\pi E} \iint_{\Omega} \frac{p(s, t)}{\sqrt{(x-s)^2 + (y-t)^2}} ds dt \quad (13)$$

式中, h_0 为刚体的位移, s 和 t 分别是 x 和 y 轴上的附加坐标, 表示的是任意压力 $p(s, t)$ 与坐标原点的距离, E 为综合弹性模量. 最后1项为弹性变形, 是由弹性力学中的表面法向分布载荷作用在对半无限大空间体上引起的表面变形公式而得到的.

由上述得来的简化齿轮副接触模型, 可以把下表面看作是光滑的表面, 而上表面则是具有规则织构分布的表面, 对于每个凹坑, 如图3所示, 假设每个凹坑都是处于1个假想的正方形控制单元, 其中微凹坑深度为 h_p , 半径为 r_p , 凹坑面积占有率为 S_p , 则控制单元边长 L 可表示为

$$L = r_p \sqrt{\frac{\pi}{S_p}} \quad (14)$$

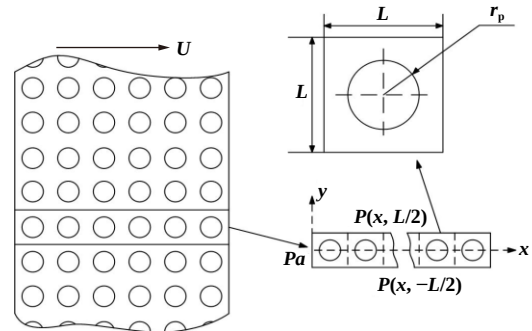


Fig. 3 Surface texture diagram

图 3 表面织构示意图

由于凹坑的存在, 摩擦副表面间的润滑厚度是成规律性变化的, 所以可将任意点的润滑厚度写成

$$h(x, y) = \begin{cases} h_0 + \frac{x^2}{2R} + v(x, y) & (x, y) \notin \Omega \\ h_0 + \frac{x^2}{2R} + v(x, y) + h_p & (x, y) \in \Omega \end{cases} \quad (15)$$

因为润滑的黏度是关于压力 p 的函数, 黏度计算公式由下式给出^[23]:

$$\eta = \eta_0 \exp \{ (\ln \eta_0 + 9.67) [-1 + (1 + p/p_0)^z] \} \quad (16)$$

式中, z 为黏压系数, η_0 为润滑油的环境黏度(Pa·s).

润滑油的密度也是关于压力 p 的函数^[23]:

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) \quad (17)$$

式中, ρ_0 为初始密度, p 为压力(Pa).

摩擦副接触区域的内部压力 p 要与外部载荷相平衡.

$$w_0 = \iint_{\Omega} p(x,y)dx dy \tag{18}$$

式中, Ω 为接触区域面积, w_0 为齿轮副承受的线载荷(N/m).

2 结果与讨论

2.1 光滑表面直齿轮润滑特性

本文中拟针对某型号圆柱直齿圆柱齿轮副为研究对象, 齿轮副的具体几何参数及计算工况参数列于表1中, 齿轮材料为9310钢, 计算时选用的润滑油为某航空润滑油, 其密度为870 kg/m³, 黏度为0.028 Pa·s. 计算时假设为全膜弹流润滑条件, X 求解域设置为(-2.5, 1.5), Y 方向求解域设置为(-2*L*, 2*L*), 其中*L*代表的是凹坑控制单元的边长, 并先计算在光滑齿轮表面上的弹流润滑性能, 参照文献中的计算结果定性和定量的去判断本研究计算结果的可信度, 具体计算流程如图4所示, 其中AK为计算弹性变形时需要调用的弹性变形系数, $X(i)$ 和 $Y(j)$ 为无量纲化之后计算域各节点的坐标, ph 为初始的赫兹接触压力.

表 1 齿轮几何参数和工况参数
Table 1 Gear geometric parameters and operating parameters

Parameters	Pinion	Gear
Tooth number	16	24
Module/mm	4.5	4.5
Pressure angle/(°)	20	20
Tooth width/mm	14	14
Effective elastic modulus/GPa	212	212
Input power/kW	30	30
Speed/(r/min)	2 400	1 600

图5所示为利用上述算法计算获得的直齿轮节点处的压力分布和膜厚分布, 其中*b*表示的是赫兹接触半宽. 压力分布的特点是在出口区有1个明显的二次压

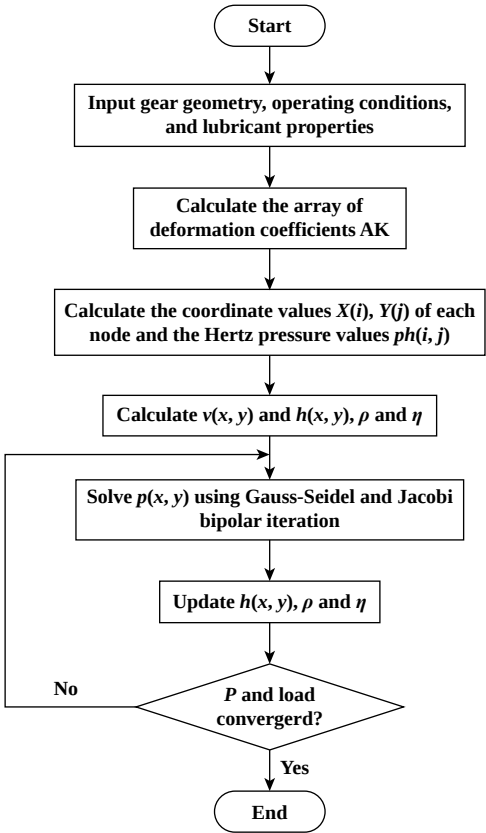


Fig. 4 Computational flowchart
图 4 计算流程图

力高峰, 伴随着膜厚分布会有膜厚突降的趋势, 即膜厚颈缩, 并且由于高压导致的弹性变形将原本接触中心处的圆弧给压平. 图6所示为节点截面的润滑结果, 压力和膜厚的数值计算结果与文献[23]的结果趋势接近.

本文中以AGMA 925-A03齿轮润滑设计中齿轮副接触界面油膜厚度的算例结果为对照组^[24]来验证本研究中模型的可靠性, 基于AGMA算例中相同的工况参数, 用本模型数值计算出的中心膜厚结果与算例的结果相比较, 对比结果如图7所示. 可以看出两者在齿

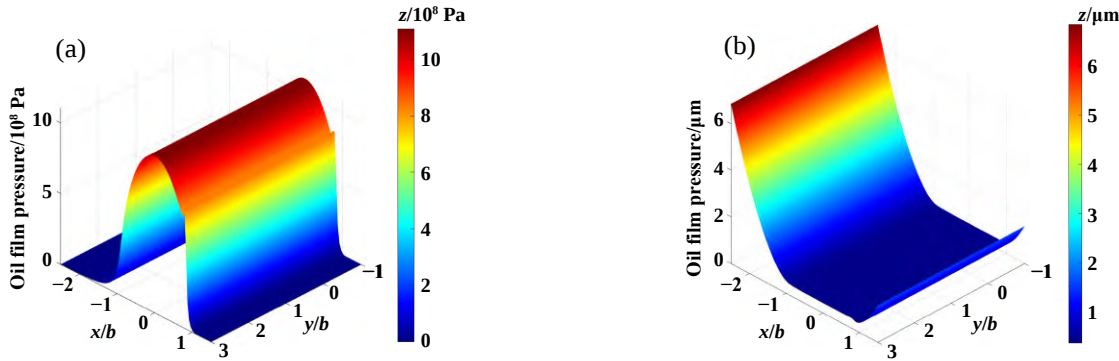


Fig. 5 The isothermal lubrication characteristics at the meshing point of spur gears: (a) oil film pressure; (b) oil film thickness
图 5 直齿轮节点处等温润滑特性: (a)油膜压力; (b)油膜厚度

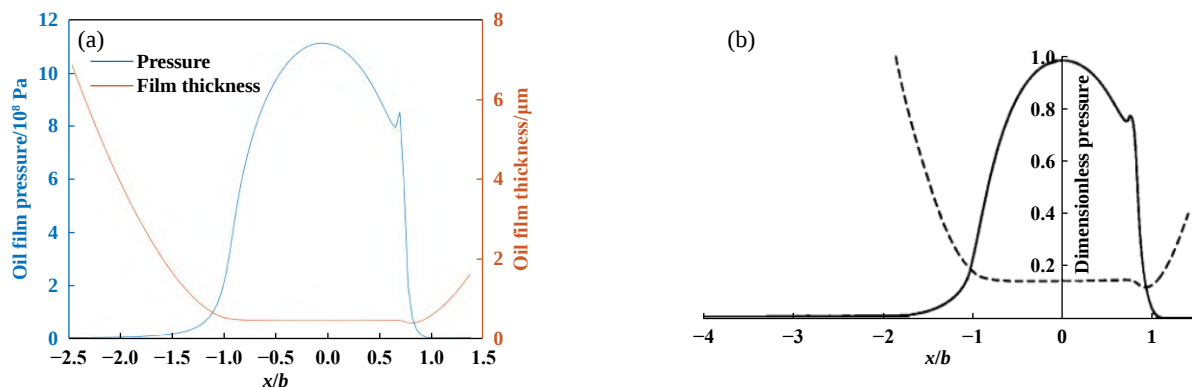


Fig. 6 The pressure and film thickness distribution at the section of the meshing point: (a) model results; (b) literature results^[23]
图 6 节点处截面的压力和膜厚分布: (a)模型结果; (b)文献结果^[23]

轮啮合的齿顶、分度圆和齿根的结果比较相近,且最大误差不会超过5%,综上所述,此三维等温线接触齿轮弹流润滑的计算结果是可信的。

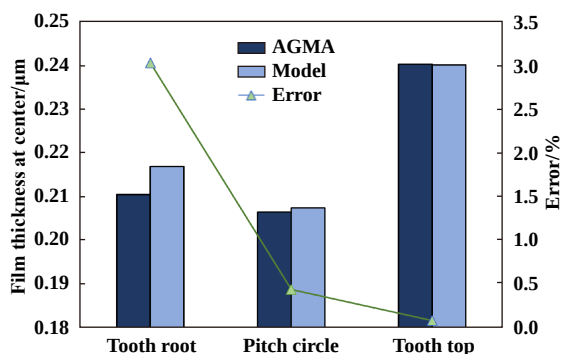


Fig. 7 Comparison chart between AGMA case and model results

图 7 AGMA算例与本模型结果对比图

2.2 织构直齿轮弹流润滑特性分析

2.2.1 圆形织构深径比与面积率对齿轮弹流润滑性能的综合影响

考虑齿轮在不同工况下的接触半宽不一,接触区域大小变化对具有不同直径织构的数值收敛影响。齿轮副上存在的流体动压效应区域比较小,通常是在接触中心一倍赫兹接触半宽附近,如果织构直径大于赫兹接触半宽的话,织构产生的流体动压效应会很小,并且也会对模型的收敛产生一定的影响,并且在不同的啮合位置上,赫兹接触半宽也是不一样的。本模型的齿轮副在啮入点、节点和啮出点的赫兹接触半宽依次是54.77、146.47和87.99 μm ,因此本研究中分别在3个啮合点设置最佳的织构直径,对应为20、50和40 μm ,深径比都设置为0、0.03、0.04、0.05和0.06,其中深径比0对应为无织构情况。研究是在齿轮副接触中心处 x 为0附近设置单排的织构进行仿真模拟,面积率设置

为5%、12%、22%、32%和42%,此参数主要衡量的是织构在 Y 方向的疏密程度。选取 x 为 $(-0.5b, 0.5b)$ 处的平均膜厚和最大油膜压力作为评价指标, b 为赫兹接触半宽。

由于织构所带来的流体动压效应,其中包括发散楔的压力降低效果和收敛楔处的压力增高效果,压力降低区域由于压力比周围的压力都要小,导致这部分的弹性变形也会较小,最终相应的膜厚就会变小。如果以最小膜厚作为评价指标,织构化齿轮副的最小膜厚都是在织构的发散楔处,本文中的主要目标是研究织构收敛楔处压力增高所带来的额外的弹性变形增加了局部膜厚,所以选取接触中心处的平均膜厚,其中平均膜厚的计算是由没有织构部分的表面油膜厚度进行相加之后再平均得来的。最大油膜压力作为1种辅助指标,油膜压力越大,说明织构带来的流体动压效应越明显,在同等的负载情况下,最大油膜压力越大,意味着流体动压力更加集中,会加重齿轮的接触疲劳。

油膜压力在织构的发散楔处有明显的下降,而在织构的收敛楔处油膜压力大幅提高,要比原先的高压区要大两三倍,如图8(a)所示。相对应的膜厚分布云图上可以看到明显的弹性变形,增加了局部膜厚的大小,并且在油膜压力分布图上织构区域的二次压力高峰要明显比基体区域的二次压力高峰要大。从节点处的油膜压力和膜厚分布图来看,与啮入点处的变化类似,如图8(b)所示。发散楔有明显的压力下降,收敛楔有明显的压力上升,且织构区域的二次压力高峰要明显高于基体区域的二次压力高峰。总体的趋势是跟啮入点是相似的,但是织构所产生的高压要比啮入点要小,发散楔处的高压使得在齿轮表面上产生了明显的弹性变形,增加了局部位置上的膜厚,提高了齿轮摩擦副在节点处的润滑性能。可以看出织构所带来的流体动压效应很小,在发散楔处几乎没有压力的减小,然而在收敛

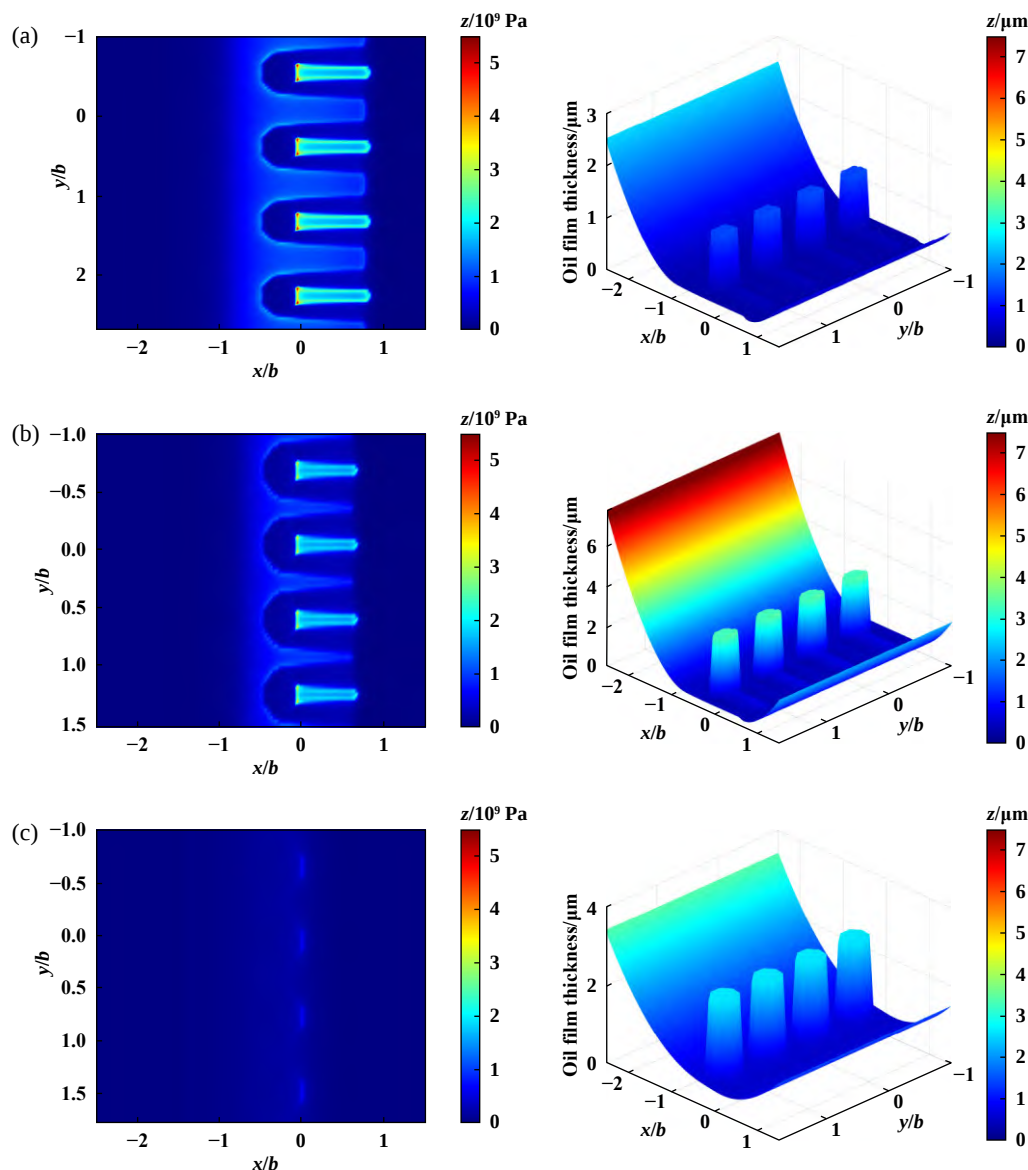


Fig. 8 Oil film pressure overhead and film thickness contour maps at different meshing instants:

(a) tooth root; (b) pitch circle; (c) tooth top

图8 不同啮合时刻下油膜压力俯瞰及膜厚云图: (a)齿根; (b)分度圆; (c)齿顶

楔处有明显的压力变高,但是与上述的啮入点和节点处相比较,压力变高的数值不是很高,如图8(c)所示.并且可以发现二次压力高峰消失了,有可能结构收敛楔的压力高峰与本身原来所有的二次压力高峰重合了.

啮入点处可以直观地看见4种不同深径比结构的平均膜厚都随着面积率的增加而减小,并且在所有面积率下,平均膜厚随深径比的增加而增加,如图9(a)所示.而最大压力变化与膜厚比变化刚好相反.在面积率12%及以上,有结构情况下的平均膜厚还要比无结构的要小,所以在啮入点处不适宜加工面积率比较大和深径比较小的结构,面积率为5%、深径比为0.06左右较为适宜,且此时油膜最大压力也是最小的.

节点处可以看出平均膜厚总体随面积率的增大有先增大后减小的趋势,相反地,最大压力随面积率的增大是先减小后增大,且所有条件下有结构情况下的平均膜厚都要比无结构情况下要大,如图9(b)所示.随着深径比的增加,最大平均膜厚所对应的面积率在减小,在0.06深径比和面积率为12%的情况下,平均膜厚最大,对应的最大油膜压力是最小的.总体的平均膜厚也是随着面积率的增加呈现先增大后减小的趋势,在面积率为32%处具有最大平均膜厚,在同一面积率下,平均膜厚也是随着深径比的增加而逐步减少,在深径比为0.06处具有最大平均膜厚,如图9(c)所示.对于最大压力,也是与平均膜厚的变化规律是相反的,

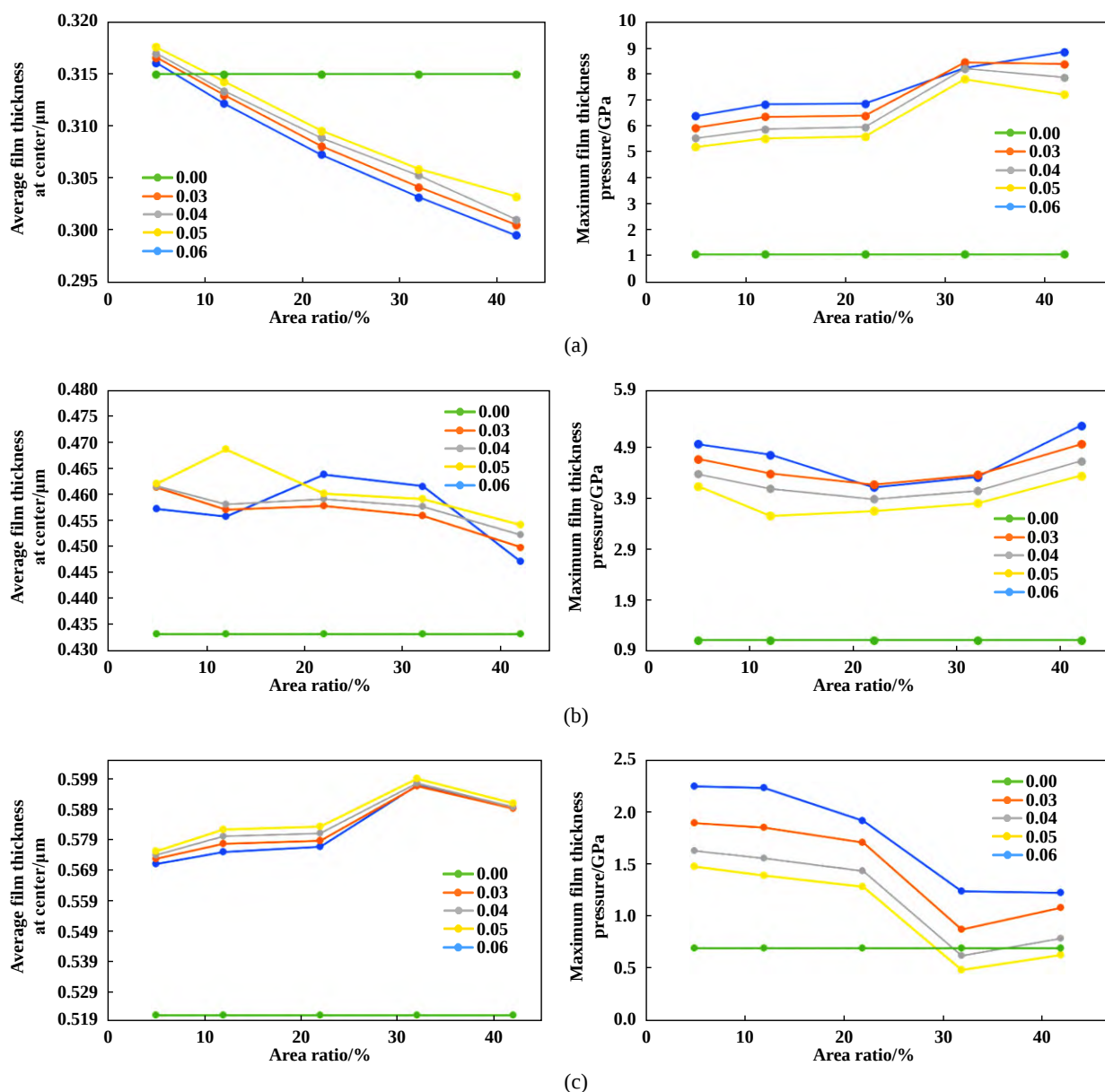


Fig. 9 Circular texture contact center average film thickness and maximum film thickness pressure with different depth-to-diameter ratios at different meshing instants graph as a function of area ratio: (a) tooth root; (b) pitch circle; (c) tooth top

图 9 各啮合时刻下不同深径比的圆形结构接触中心平均膜厚及最大膜厚压力随面积率变化图: (a)齿根; (b)分度圆; (c)齿顶

并且不难看出在面积率32%, 部分深径比下的最大油膜压力要比无结构情况下要小。

2.2.2 不同结构形状对齿轮弹流润滑性能的影响

根据流体动压润滑理论, 表面结构之所以会对摩擦副表面间的润滑油膜产生附加流体动压效应是因为在润滑油流动方向上, 结构边缘与摩擦副表面之间形成的大空间到小空间的收敛楔形区域所带来的流体压力增大。因此, 从原理出发, 是否可以通过改变这种收敛楔的大小和形状使得结构化表面润滑油膜产生不同大小的流体动压力, 进而来改变齿轮副表面间的润滑性能, 并且这个收敛楔的大小和形状是由表面

结构的形状来决定的。在过去的研究中, 研究的焦点不仅在考虑单一的结构形状所带来的表面润滑性能的影响, 对于不同的结构形状也是重点研究对象。因此, 为了丰富表面结构在齿轮副表面上的研究, 本节中将选取不同的结构形状, 研究对齿轮副表面润滑性能的影响规律。

为研究不同的微凹坑形状对齿轮表面弹流润滑性能的影响, 选取4种不同形状及排布形式的结构进行对比并列于表2中。由于主要分析形状参数的影响, 因此, 所选择的不同形状的微凹坑具有相同的面积、深度和面积率。根据上述的研究结果, 不同的结构形

表 2 不同形状的微凹坑在不同啮合点上的参数
Table 2 2Parameters of different shaped micro-dimples at various meshing points

Typical location	Texture	Texture shape	Texture depth/ μm	Texture dimensions/ μm	Texture area/ μm^2	Area ratio/%
Tooth root	Circular		1.2	10.00 (radius)	314	5
	Rectangle		1.2	17.72 (side length)	314	5
	Elliptical $\perp$		1.2	15.00/6.67 (major and minor axis)	314	5
	Elliptical //		1.2	6.67/15.00 (major and minor axis)	314	5
Pitch circle	Circular		3.0	25.00 (radius)	1 963	12
	Rectangle		3.0	44.31 (side length)	1 963	12
	Elliptical $\perp$		3.0	37.49/16.67 (major and minor axis)	1 963	12
	Elliptical //		3.0	16.67/37.49 (major and minor axis)	1 963	12
Tooth top	Circular		2.4	20.00 (radius)	1 256	32
	Rectangle		2.4	35.45 (side length)	1 256	32
	Elliptical $\perp$		2.4	29.99/13.34 (major and minor axis)	1 256	32
	Elliptical //		2.4	13.34/29.99 (major and minor axis)	1 256	32

状的仿真参数采用在各啮合时刻里润滑性能最优的圆凹坑参数. 本节中主要对矩形和椭圆形织构与圆形织构就弹流润滑性能进行对比, 其中椭圆形织构分为 2 种分布方式-平行和垂直, 平行代表的是椭圆形长轴平行于 X 方向, 垂直代表的是长轴垂直与 X 方向, 得出在 3 个主要啮合时刻点最佳的织构形状使得齿轮副达到最好的表面润滑性能.

计算时, 选择与上一节中同样的计算域来进行计算, 并选择计算域中心处周围的膜厚分布计算平均膜厚, 以此评判微凹坑形状对织构化表面润滑性能影响的优劣程度. 图 10、图 11 和图 12 所示分别为矩形织构和椭圆织构在各啮合时刻的压力和膜厚云图. 在啮入点和节点位置上, 各形状织构可以看到明显的流体动压效应, 矩形织构和椭圆织构与圆形织构在压油膜压力的变化趋势是相同的, 都可以在织构的收敛楔处看

到明显的油膜高压区, 特点是矩形织构所产生的高压区域更加均匀, 而椭圆垂直和椭圆平行织构则与圆形织构类似, 油膜高压更加集中, 特别是椭圆平行织构可以看见更加集中且更大的流体动压力, 伴随着这种大区域的高压, 可以在膜厚云图上看到明显的弹性变形, 增加了局部膜厚.

将各啮合时刻里不同形状织构的平均膜厚和最大油膜压力进行对比, 如图 13 所示. 由图 13 中可以看出, 从齿根到齿顶的齿轮啮合位置的变化来看, 3 种织构的平均油膜厚度都在逐渐增大, 最大压力变化的总体趋势却是相反的. 从衡量局部膜厚的角度出发, 发现在齿根处各形状织构在平均膜厚上区别不是很大, 在节点处圆形织构的润滑性能是最佳的, 平均膜厚都要比其他 2 种织构要较大一点, 也发现椭圆平行织构和矩形织构要优于椭圆垂直织构, 这与文献中试验结

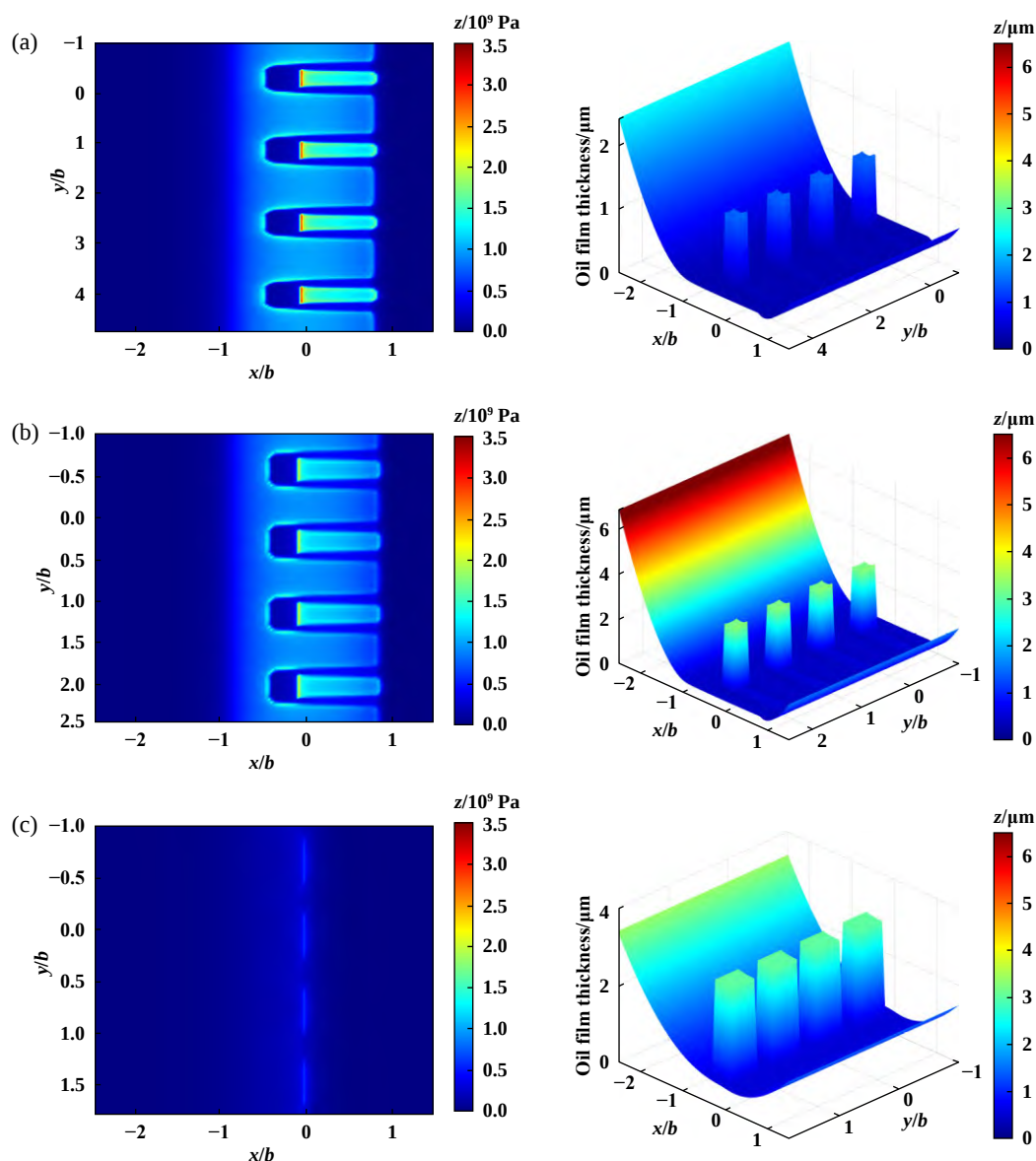


Fig. 10 Rectangular texture oil film pressure overhead and film thickness contour maps at different meshing times:
(a) tooth root; (b) pitch circle; (c) tooth top

图 10 不同啮合时刻下矩形织构油膜压力俯瞰及膜厚云图: (a)齿根; (b)分度圆; (c)齿顶

果报道的椭圆织构性能是相吻合的^[25], 其试验结果是齿轮表面椭圆长轴垂直于齿厚方向的织构油膜厚度要大于平行于齿厚方向的, 文献中试验结果报道的椭圆垂直织构就是对应于本文中的椭圆平行织构. 矩形织构的最大油膜压力与其他2种织构比较是较小的, 其中分析的原因是矩形织构形状在油膜压力分布上更加均匀, 这也能从图11中也能看出来, 使得最大油膜压力没有圆形和椭圆织构的大, 在分度圆处, 更加分散的高压油膜压力使得平均油膜厚度大于椭圆织构, 但还是要次于圆形织构. 不难看出椭圆垂直织构所表现的润滑性能是最差的, 在油膜厚度方面, 也比圆形和矩形织构都要小, 并且其最大油膜压力也是最

大的, 而更大且集中的油膜压力是不利于保证良好的润滑性能的, 这也会加重表面的点蚀失效. 还可以看出在啮入点也就是齿根位置和节圆上织构带来的流体动压效应都是比较大的, 其中椭圆平行织构的动压力提升最大, 但是在齿顶位置上的织构所带来流体动压效应就会非常小, 椭圆平行织构的最大压力甚至还要比无织构的还要小, 相对应的膜厚也会更大一点, 此时织构所带来的膜厚增益效果可能不是由织构的额外的流体动压力所产生的, 具体原因还有待商榷.

3 结论

本文中基于三维等温线接触弹流润滑模型, 以不

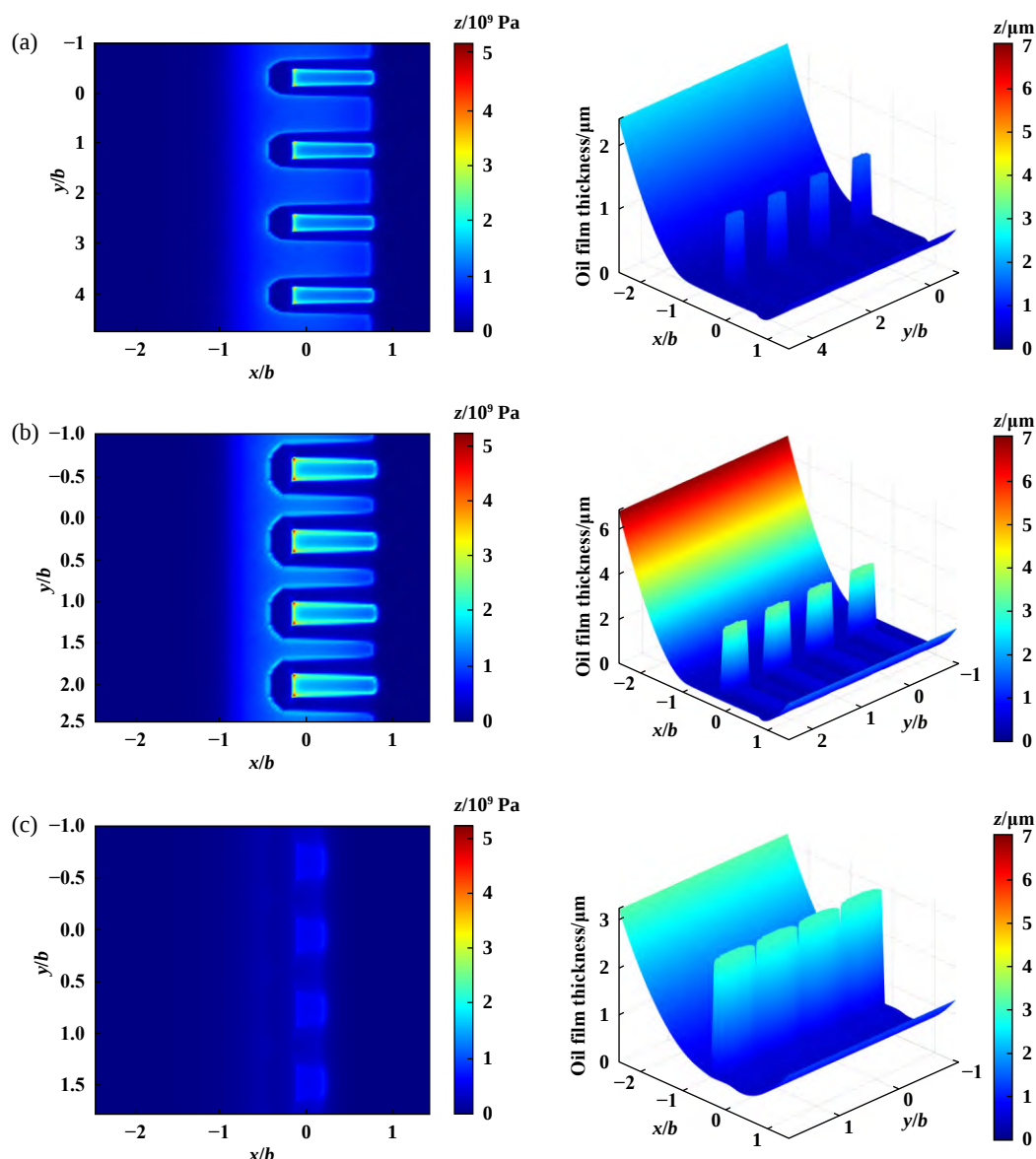


Fig. 11 Elliptical $\perp$ texture oil film pressure overhead and film thickness contour maps at different meshing times:

(a) tooth root; (b) pitch circle; (c) tooth top

图 11 不同啮合时刻下椭圆垂直织构油膜压力俯瞰及膜厚云图: (a)齿根; (b)分度圆; (c)齿顶

同表面织构参数(几何参数和形状参数)的圆柱直齿轮为研究对象,通过数值计算分析了不同几何参数的圆凹坑织构和不同形状的织构对齿轮副润滑效果的影响规律,主要计算结论有如下几个方面:

a. 根据上述仿真的结果来看,圆形织构在齿根位置最优的织构参数应该是面积率较(面积率在5%以下)小且深径比在0.06及以上附近.由于受到本模型的收敛性的影响,未进行对更大的深径比进行模拟分析,后续还应对此部分进行更深的挖掘.

b. 在分度圆位置,最优的织构参数应在面积率为12%,深径比在0.06以上附近,同样的在深径比更大处

会不会有最优的值还有待商榷.

c. 在齿顶位置,面积率为32%,深径比为0.06的圆形织构表现出来的润滑性能最佳.

d. 在各啮合点位置上,将不同织构形状参数所带来的润滑性能进行了对比,发现在分度圆和齿根处,圆形织构表现最佳,矩形次之,最后是椭圆织构.而在齿顶位置,椭圆平行织构表现最佳,其中分析的原因归结于织构收敛楔的大小和形状所带来的附加流体动压效应对齿轮弹性变形的影响,从而改变接触面的油膜厚度.圆形和矩形织构拥有较宽的收敛楔,使得接触面的平均油膜厚度要更大.以上的数值结果分析

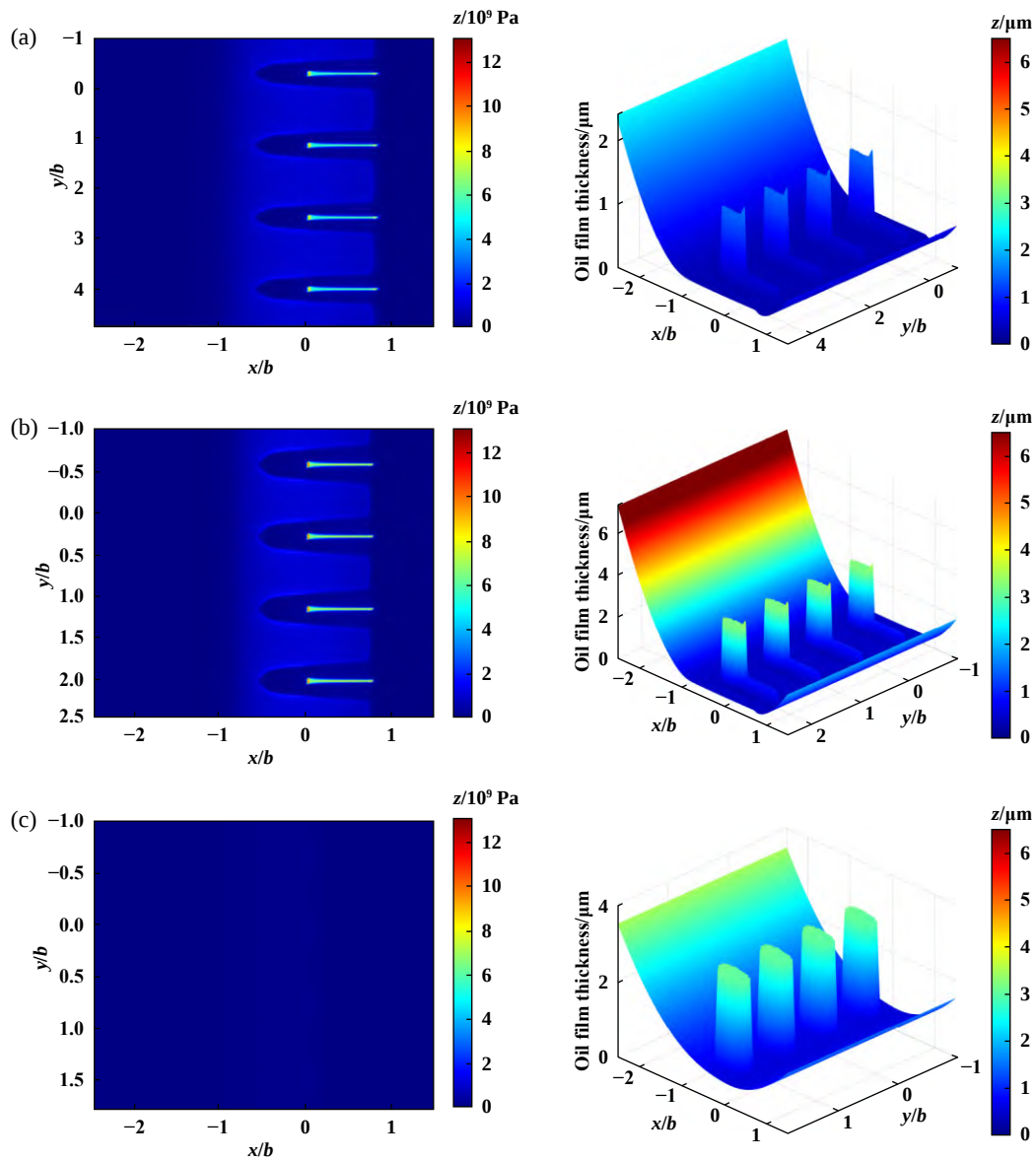


Fig. 12 Elliptical// texture oil film pressure overhead and film thickness contour maps at different meshing times:

(a) tooth root; (b) pitch circle; (c) tooth top

图 12 不同啮合时刻下椭圆平行织油膜压力俯瞰及膜厚云图: (a)齿根; (b)分度圆; (c)齿顶

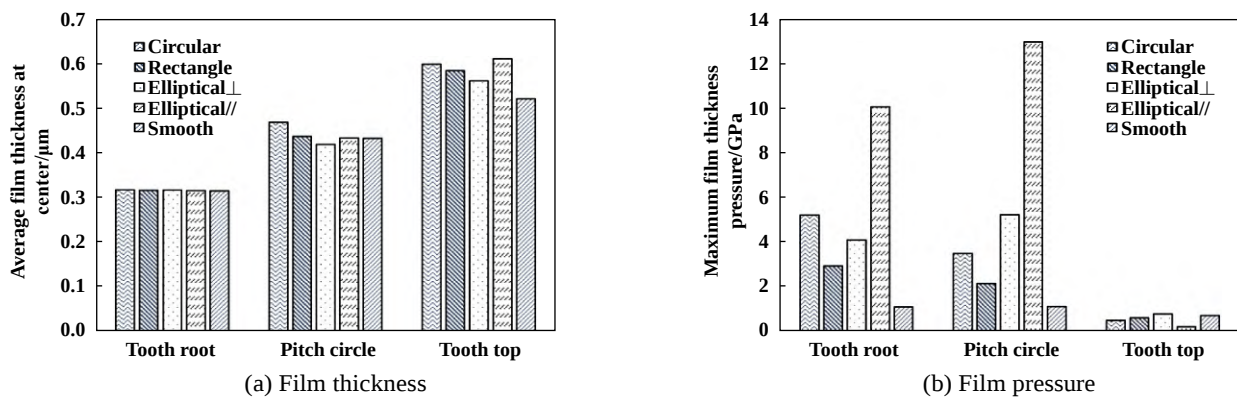


Fig. 13 Average film thickness and maximum oil film pressure of different texture shapes at various meshing instants

图 13 各啮合时刻不同织构形状的平均膜厚和最大油膜压力

补充了齿轮织构化中缺少的织构优化参数,这对提高航空高速齿轮摩擦学特性具有一定的参考价值。

参考文献

- [1] Wang Jun, Zhang Tao, Sun Xuanqi, et al. Research on improving dry running capability for the main gearbox of transmission system[J]. *Aerospace Power*, 2021(1): 40–42 (in Chinese) [王俊, 张涛, 孙炫琪, 等. 提高传动系统主减速器干运转能力研究[J]. *航空动力*, 2021(1): 40–42].
- [2] Wu Jizhan, Wei Peitang, Wu Shaojie, et al. Prediction of rolling contact fatigue performance and surface integrity optimization of aerospace gear steels[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2024, 60(08): 81–93 (in Chinese) [吴吉展, 魏沛堂, 吴少杰, 等. 航空齿轮钢滚动接触疲劳性能预测与表面完整性优化[J]. *机械工程学报*, 2024, 60(08): 81–93]. doi: 10.3901/JME.2024.08.081.
- [3] Batista, Dias, Lebrun, et al. Contact fatigue of automotive gears: evolution and effects of residual stresses introduced by surface treatments[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2000, 23(3): 217–228. doi: 10.1046/j.1460-2695.2000.00268.x.
- [4] Evans C J, Bryan J B. “structured”, “textured” or “engineered” surfaces[J]. *CIRP Annals*, 1999, 48(2): 541–556. doi: 10.1016/S0007-8506(07)63233-8.
- [5] Wang X L, Kato K, Adachi K, et al. The effect of laser texturing of SiC surface on the critical load for the transition of water lubrication mode from hydrodynamic to mixed[J]. *Tribology International*, 2001, 34(10): 703–711. doi: 10.1016/S0301-679X(01)00063-9.
- [6] Etsion I, Halperin G. A laser surface textured hydrostatic mechanical seal[J]. *Tribology Transactions*, 2002, 45(3): 430–434. doi: 10.1080/10402000208982570.
- [7] Zhao Lixin, Zhang Baoling, Liu Yang, et al. State of the art for improving tribological performance based on of surface texturing technology[J]. *Tribology*, 2022, 42(1): 202–224 (in Chinese) [赵立新, 章宝玲, 刘洋, 等. 基于表面织构技术改善摩擦学性能的研究进展[J]. *摩擦学学报*, 2022, 42(1): 202–224]. doi: 10.16078/j.tribology.2020263.
- [8] Dai Qingwen, Chen Lei, Pan Jiabao, et al. Rapid surface texturing to achieve robust superhydrophobicity, controllable droplet impact, and anti-frosting performances[J]. *Friction*, 2024, 12(2): 291–304. doi: 10.1007/s40544-023-0757-3.
- [9] Yin Chaochao, Huang Haihong, Zhou Dan, et al. Effect of laser surface texturing on fretting damage of interference fit interface[J]. *Tribology*, 2023, 43(12): 1478–1485 (in Chinese) [殷超超, 黄海鸿, 周丹, 等. 激光表面织构对过盈配合界面微动损伤的影响[J]. *摩擦学学报*, 2023, 43(12): 1478–1485]. doi: 10.16078/j.tribology.2022219.
- [10] Dai Qingwen, Li Siyuan, Wang Xiuying, et al. Surface texturing of different sealing materials and their lubrication and sealing performances[J]. *China Surface Engineering*, 2019, 32(3): 21–29 (in Chinese) [戴庆文, 李思远, 王秀英, 等. 不同密封副材料的表面织构设计及其润滑和密封特性[J]. *中国表面工程*, 2019, 32(3): 21–29]. doi: 10.11933/j.issn.1007-9289.20190119002.
- [11] Wang Jingqiu, Wang Xiaolei. State of the art in innovative design of surface texture[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(23): 84–95 (in Chinese) [王静秋, 王晓雷. 表面织构创新设计的研究回顾及展望[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(23): 84–95]. doi: 10.3901/JME.2015.23.084.
- [12] Dai Qingwen, Huang Wei, Wang Xiaolei, et al. Directional interfacial motion of liquids: Fundamentals, evaluations, and manipulation strategies[J]. *Tribology International*, 2021, 154: 106749. doi: 10.1016/j.triboint.2020.106749.
- [13] Ma Wenlin, Zhao Jian, Wang Fubo. Effect of textured surface on friction and wear properties of 45 steel[J]. *Tribology*, 2023, 43(3): 314–324 (in Chinese) [马文林, 赵健, 王府伯. 织构化表面对45钢摩擦磨损性能的影响[J]. *摩擦学学报*, 2023, 43(3): 314–324]. doi: 10.16078/j.tribology.2021290.
- [14] Shinkarenko A, Kligerman Y, Etsion I. The effect of elastomer surface texturing in soft elasto-hydrodynamic lubrication[J]. *Tribology Letters*, 2009, 36(2): 95–103. doi: 10.1007/s11249-009-9464-0.
- [15] Wang Youqiang, Li Hongmin, Tong Jingwei. The EHL design of involute spur gear transmission[J]. *Coal Mine Machinery*, 2003, 24(6): 3–5 (in Chinese) [王优强, 李洪民, 佟景伟. 齿轮传动的弹流润滑设计[J]. *煤矿机械*, 2003, 24(6): 3–5]. doi: 10.13436/j.mkjx.2003.06.003.
- [16] Wang Youqiang, Yi Xuejuan, Yang Peiran. Transient thermal micro-elastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2007, 43(11): 142–148 (in Chinese) [王优强, 衣雪娟, 杨沛然. 渐开线直齿轮瞬态微观热弹流润滑分析[J]. *机械工程学报*, 2007, 43(11): 142–148]. doi: 10.3321/j.issn:0577-6686.2007.11.022.
- [17] Li Zhi, Chen Jian, Shen Jinlong, et al. Elastic deformation of surface topography under line contact and sliding-rolling conditions[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(5): 142–148 (in Chinese) [李直, 陈剑, 沈锦龙, 等. 线接触滚/滑状态下表面形貌的弹性变形研究[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(5): 142–148]. doi: 10.3901/JME.2018.05.142.
- [18] Chang Xuefeng, Renqing Duoqi, Liao Longxing, et al. Study on hydrodynamic lubrication and friction reduction performance of spur gear with groove texture[J]. *Tribology International*, 2023, 177: 107978. doi: 10.1016/j.triboint.2022.107978.
- [19] Zhao Jiang, Li Z, Zhang Hong, et al. Effect of micro-textures on lubrication characteristics of spur gears under 3D line-contact EHL model[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2021, 73(9): 1132–1145. doi: 10.1108/ilt-11-2020-0423.
- [20] Han Zhiwu, Lv You, Dong Lichun, et al. Modal analysis of gear

- with bionic surface morphology[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2010, 40(6): 1604–1608 (in Chinese) [韩志武, 吕尤, 董立春, 等. 仿生表面形态齿轮的模态分析[J]. 吉林大学学报(工学版), 2010, 40(6): 1604–1608]. doi: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb2010.06.012.
- [21] Su Yongsheng, Qi Guoliang, Li Liang, et al. Design of bionic texture features of gear and its finite element analysis[J]. Lubrication Engineering, 2021, 46(6): 65–70 (in Chinese) [苏永生, 齐国良, 李亮, 等. 齿轮仿生织构特征设计及有限元分析[J]. 润滑与密封, 2021, 46(6): 65–70]. doi: 10.3969/j.issn.0254-0150.2021.06.011.
- [22] Wang Qiuju, Liu Zhengang, Qiao Hengwen, et al. Numerical study of elastohydrodynamic lubrication for high speed and heavy duty cylindrical gear[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(3): 102–109 (in Chinese) [王秋菊, 刘振刚, 乔恒稳, 等. 高速重载圆柱齿轮弹流润滑数值分析[J]. 润滑与密封, 2022, 47(3): 102–109]. doi: 10.3969/j.issn.0254-0150.2022.03.014.
- [23] Huang Ping. Numerical calculation methods of elastohydrodynamic lubrication[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2013 (in Chinese) [黄平. 弹性流体动压润滑数值计算方法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2013].
- [24] American Gear Manufacturers Association. Effect of lubrication on gear surface distress: AGMA 925-A03[S]. Alexandria: AGMA, 2003.
- [25] 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. doi: 10.1080/10402004.2020.1794093.