

变双曲圆弧齿线圆柱齿轮传动喷油润滑分析

魏永峭, 黄康俊, 郭 瑞, 罗 岚

(兰州理工大学 机电工程学院, 兰州 730050)

摘 要: 为探究喷油润滑环境下变双曲圆弧齿线圆柱齿轮因其特殊齿形引发的复杂气流行为对齿面润滑效果的影响机理, 本文通过计算流体动力学对其计算流域建模并进行简化与仿真计算, 分析高速气体流场与喷油束产生的干涉问题并通过流线图确定最佳的喷油角度。提取检测面上的油液分布、平均油液体积分数及油压, 得到不同喷油参数对齿面润滑的影响规律。结果表明: 喷油角度偏向主动轮 10.73° , 同时适当增大喷油速度、减小喷油距离以及降低齿轮转速, 可以提高齿轮传动的润滑效果。研究可为该齿轮传动的喷油润滑系统以及冷却系统的设计与参数优化提供理论基础。

关键词: 变双曲圆弧齿线圆柱齿轮; 计算流体动力学; 喷油润滑; 齿面平均油液体积分数

中图分类号: V232.8 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2025)11-3463-13

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20240178

Analysis of lubrication flow field of cylindrical gear with variable hyperbolic circular-arc-tooth trace with oil injection

WEI Yong-qiao, HUANG Kang-jun, GUO Rui, LUO Lan

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: In order to investigate the influence mechanism of complex gas flow behaviour on the lubrication effect of cylindrical gear with variable hyperbolic circular-arc-tooth trace under oil injection lubrication environment due to its special tooth shape. The computational fluid dynamics is used to model the computational basin, simplify and simulate the calculation, analyse the interference between the high-speed gas flow field and the oil injection beam, and determine the optimal oil injection angle through the streamline diagram. The oil distribution, average oil volume fraction and oil pressure on the inspection surface were extracted, and the influence of different oil injection parameters on the lubrication of the tooth surface was obtained. The results show that the lubrication effect of the gear transmission can be improved by biasing the oil injection angle towards the main wheel by 10.73° , and by increasing the oil injection speed, decreasing the oil injection distance, and lowering the gear rotation speed appropriately. The findings of this study provide a theoretical basis for the design and parameter optimisation of the oil injection lubrication system and cooling system of the gear transmission.

Key words: cylindrical gear with variable hyperbolic circular-arc-tooth trace; computational fluid

收稿日期: 2024-02-24.

基金项目: 国家自然科学基金项目(52105058); 甘肃省杰出青年基金项目(24JRRA166); 甘肃省联合基金重点项目(25JRRA1145); 兰州市青年科技人才创新项目(2023-QN-43).

作者简介: 魏永峭(1988-), 男, 副教授, 博士. 研究方向: 新型齿轮传动, 传动摩擦学. E-mail: scuwyq@163.com

dynamics; injection lubrication; average oil volume fraction of tooth surface

0 引言

齿轮在高速下运转时,主要采用喷油润滑的方式对齿轮进行润滑以及冷却。在润滑理论方面,齿轮的润滑理论与数值计算已经有大量且深入的研究并取得丰硕的成果^[1-3]。文献[4,5]通过实验测试探索了不同齿轮的不同啮合状态、齿轮参数等对润滑效率的影响,发现润滑效率不仅与喷油参数和传动比有关,还受喷嘴位置的影响;王延忠等^[6-8]通过分析高速旋转齿轮周围的压力场与空气流场,证明了高速旋转的齿轮由于气障作用会阻碍油液进入啮合区,从而影响润滑效率,建立了射流润滑过程的计算流体力学模型,提出了不同喷射方式下喷嘴方位参数的设计方法;Dai等^[9]利用CFD方法研究分析了新型喷嘴的流动特性,预测了喷嘴形状和尺寸对压力和速度分布的影响;Zhu等^[10]开发了一种计算流体动力学模型,用于计算锥齿轮在喷油润滑下的精确冲击深度。研究表明,随着冲击深度的增加,油液压力和油液体积分数均增加。Zhou等^[11]、Jiang等^[12]采用嵌套网格法建立了高速斜齿轮的喷射润滑模型,通过润滑油体积分数和润滑油压力评价齿轮润滑性能,基于图像识别技术测量齿面的含油体积分数。Mo等^[13]基于不同的喷油方式和喷油条件,利用CFD模型对弧齿圆柱齿轮啮合区的油液比例进行了数值模拟,比较齿轮凸、凹齿面喷射对齿轮润滑的影响。

随着工业的发展,变双曲圆弧齿线(VH-CATT)圆柱齿轮承载能力强、啮合性能好、无轴向分力等优点被行业广泛关注,并已逐渐得到应用。其具有特殊的齿面结构,齿向线呈圆弧形,中截面齿廓为渐开线,平行于中截面的其他截面齿廓为变化双曲线族的包络线^[14]。齿面形式的变化将直接影响气流的行为,进一步影响齿轮的润滑效果。因此,研究VH-CATT圆柱齿轮独特齿面形式影响下的气流行为及喷油润滑机理很有必要。

本文针对VH-CATT圆柱齿轮啮入侧喷油润滑,利用计算流体力学(CFD)与动网格的方法对啮入侧喷油时的气障效应进行了研究,得到高速气流对油液运动的影响规律与最佳喷油角度。

利用欧拉多相流模型(VOF)的方法模拟喷油过程,揭示了不同喷油高度、喷油速度以及齿轮转速对齿面润滑效果的影响规律。本文方法为润滑系统参数设计提供思路,所得结论为齿轮传动散热系统的建立打下基础。

1 VH-CATT圆柱齿轮数学模型

1.1 VH-CATT圆柱齿轮齿面数学模型

VH-CATT圆柱齿轮通过双刃刀盘铣削加工,齿轮凹凸面是在双刃刀的切削中所形成的,刀具的内外刃与刀具轴线之间角度固定。凹齿面由外侧切削刃切削而成,凸齿面由内侧切削刃切削而成。该齿轮的成型原理与双刃铣削刀盘加工原理坐标系如图1所示。坐标系 o_1-x_1, y_1, z_1 与刀具的旋转轴相连,为刀盘静坐标系;坐标系 o_c-x_c, y_c, z_c 为与刀盘固连的动坐标系;坐标系 o_i-x_i, y_i, z_i 与齿轮毛坯的旋转轴相连,为齿轮静坐标系;坐标系 o_d-x_d, y_d, z_d 同样也与齿轮毛坯的旋转轴相连,但它是与齿轮固连动坐标系。 R_f 为刀盘半径, θ_i 为刀盘转角, φ_i 为齿轮在被加工过程中所旋转的角度(下标 $i=p, g$ 分别代表主动轮和从动轮), ω_1 和 ω_2 分别代表刀盘转动以及齿轮工件转动的角速度, R_i 为加工齿轮的分度圆半径。

课题组根据啮合原理推导出VH-CATT圆柱齿轮的齿面方程^[15],通过结合齿轮工件与刀具的啮合关系,坐标变换可得到刀具在齿轮工件动坐标系 O_d-x_d, y_d, z_d 的齿面位置矢量 $\mathbf{r}_i^{(d)}$ 与单位法矢量 $\mathbf{n}_i^{(d)}$ 分别为:

$$\begin{cases} \mathbf{r}_i^{(d)}(u_i, \theta_i, \varphi_i) = \mathbf{M}_{di}(\varphi_i) \mathbf{M}_{i1} \mathbf{r}_i^{(1)}(u_i, \theta_i) \\ \mathbf{n}_i^{(d)}(\theta_i, \varphi_i) = \mathbf{L}_{di}(\varphi_i) \mathbf{L}_{i1} \mathbf{n}_i^{(1)}(\theta_i) \end{cases} \quad (1)$$

式(1)为VH-CATT圆柱齿轮主、从动轮齿面数学模型。式中: $\mathbf{M}_{di}$ 、 $\mathbf{L}_{di}$ 分别为从齿轮静坐标 O_i-x_i, y_i, z_i 到齿轮动坐标 O_d-x_d, y_d, z_d 的位置矢量和单位法向矢量的坐标变换矩阵; $\mathbf{M}_{i1}$ 、 $\mathbf{L}_{i1}$ 分别为从刀盘静坐标 O_1-x_1, y_1, z_1 的单位法向矢量和位置矢量转换到刀盘动坐标 O_c-x_c, y_c, z_c 的单位法向矢量和位置矢量的坐标变换矩阵。

根据齿面方程及其各参数取值范围^[16],利用数值计算软件可求解得到指定参数的齿轮齿面点云数据。将点云数据导入三维建模软件进行实体

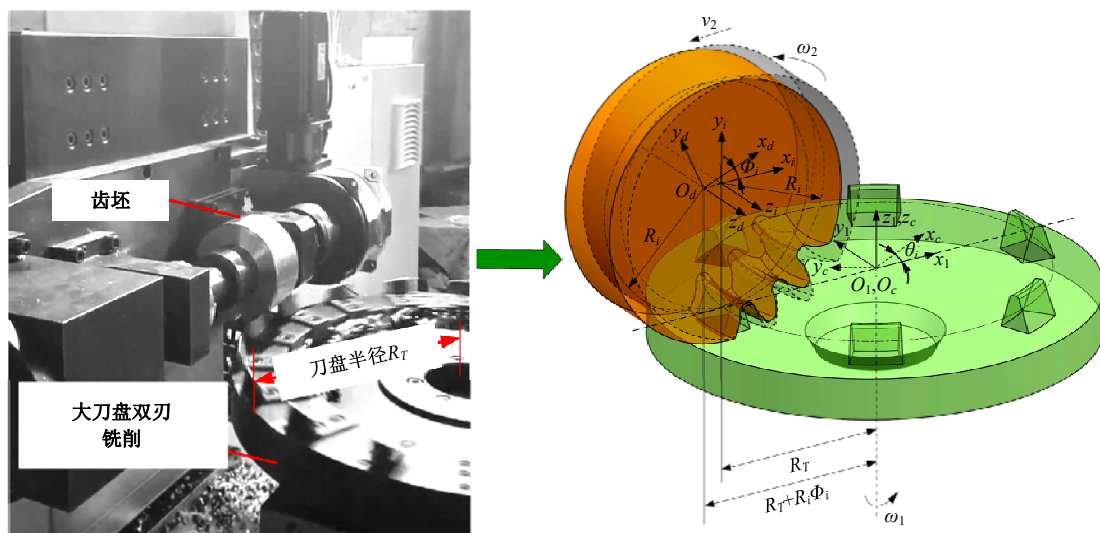
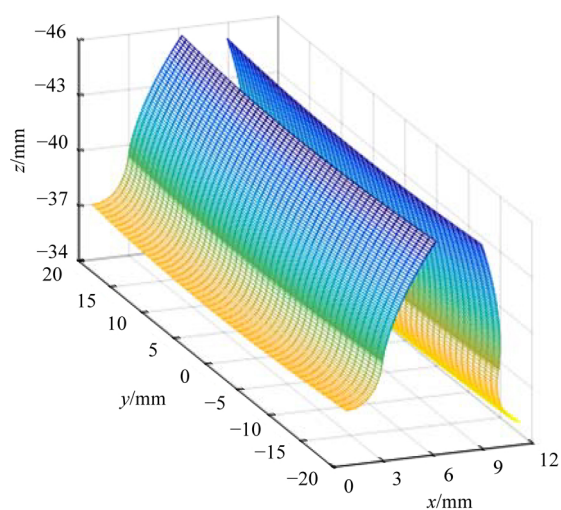


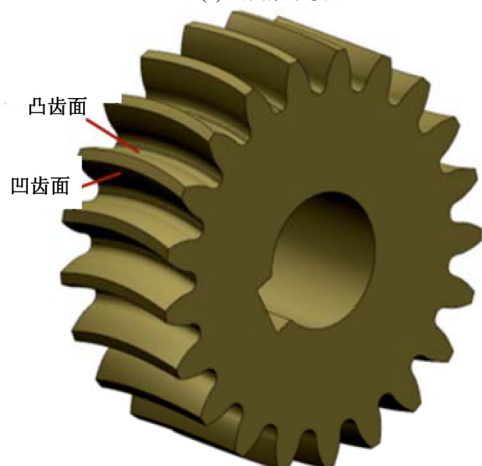
图 1 VH-CATT 圆柱齿轮加工原理坐标系

Fig. 1 Principle coordinate system of the gear

建模,如图 2 所示。



(a) 齿面数学模型



(b) 三维数字化模型

图 2 VH-CATT 圆柱齿轮齿面数学模型与实体三维模型

Fig. 2 Mathematical model of VH-CATT cylindrical gear tooth surface and solid 3D model

1.2 VH-CATT 圆柱齿轮副接触特性

VH-CATT 圆柱齿轮的接触形式为点接触, 由于齿面存在接触变形, 两齿接触区域在载荷作用下扩展为椭圆, 如图 3 和图 4 所示。

假设主动轮凸齿面与从动轮凹齿面接触, 主动轮凸齿面为 Σ_p , 主曲率为 K_1^p 和 K_2^p , 对应主方

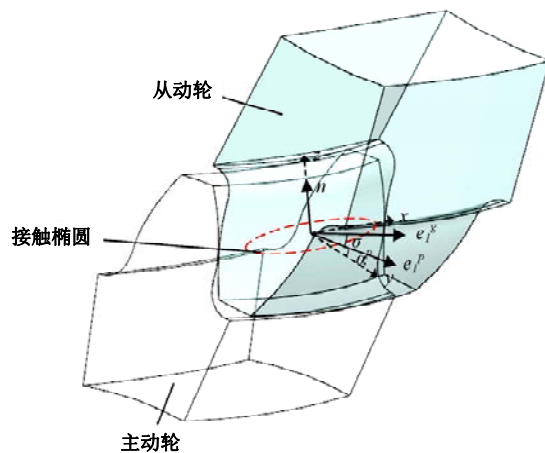


图 3 VH-CATT 圆柱齿轮接触模型

Fig. 3 VH-CATT cylindrical gear contact model

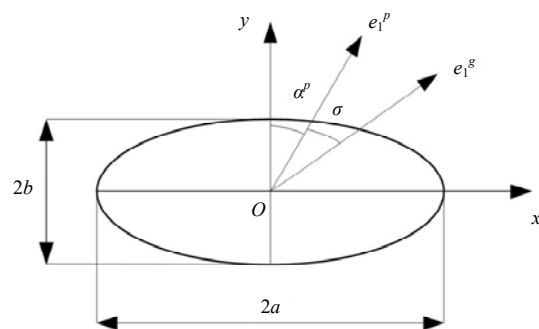


图 4 接触椭圆

Fig. 4 Contact ellipse

向单位向量为 e_1^p 和 e_2^p 。从动轮凹齿面为 Σ_g , 主曲率为 K_1^g 和 K_2^g , 对应主方向单位向量为 e_1^g 和 e_2^g 。两齿面有共同的单位法向矢量 n 。图 4 中, σ 为 e_1^p 和 e_1^g 的夹角, α^p 为 e_1^p 与接触椭圆短轴的夹角, 用来描述接触椭圆的位置。接触椭圆的大小以及方向可以由齿面的曲率关系计算式得到:

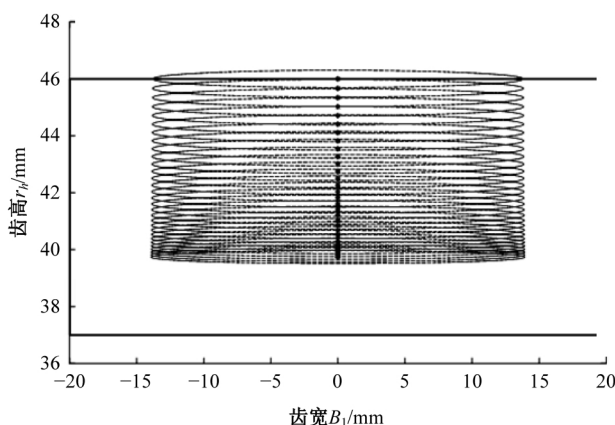
$$Ax^2 + By^2 = \pm \delta \quad (2)$$

式中: δ 为两齿面在理论接触点处的变形量。

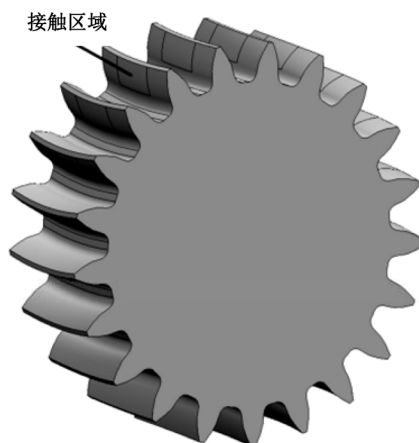
$$A = \frac{1}{4} \left(K_1^p - K_1^g - \sqrt{g_p^2 - 2g_p g_g \cos 2\sigma + g_g^2} \right) \quad (3)$$

$$B = \frac{1}{4} \left(K_2^p - K_2^g + \sqrt{g_p^2 - 2g_p g_g \cos 2\sigma + g_g^2} \right) \quad (4)$$

$$K_\Sigma^i = K_1^i + K_2^i \quad (i = p, g) \quad (5)$$



(a) VH-CATT 齿轮啮合区域



(b) 啮合区域施加

图 5 VH-CATT 齿轮啮合区间的划分以及施加

Fig. 5 Distinction and addition of gear meshing areas

2 喷油润滑理论分析

2.1 VH-CATT 圆柱齿轮旋转流场数学模型

本文采用欧拉多相流^[18]模型对喷油润滑下的气液两相流进行仿真。通过 VOF (Volume of fluid) 模型求解一组动量方程和跟踪整个流域中每个流体的体积分数来模拟两种或多种不混溶流体。假设喷油润滑过程中不产生化学反应与传热行为。

2.1.1 体积率归一方程

$$\sum_{a=1}^N r_a = 1 \quad (9)$$

式中: N 为流体相的个数, 本文中 $N=2$; r_a 为体积分数, 且 $r_1 + r_2 = 1$ 。

2.1.2 连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (10)$$

$$g_i = K_1^i - K_2^i \quad (i = p, g) \quad (6)$$

接触椭圆的半长轴 a 、半短轴 b 以及位置角 α^p 计算公式为:

$$a = \left| \frac{\delta}{A} \right|^{1/2} \quad b = \left| \frac{\delta}{B} \right|^{1/2} \quad (7)$$

$$\sin 2\alpha^p = \frac{g_g \sin 2\sigma}{\sqrt{g_p^2 - 2g_p g_g \cos 2\sigma + g_g^2}} \quad (8)$$

为了对仿真计算结果进行定量分析, 利用轮齿接触分析^[17] (TCA) 划分出 VH-CATT 圆柱齿轮啮合区域, 将划分出的啮合区域中取其一作为检测面, 如图 5 所示。采集检测面上的平均油液体积分数与油液含量数值, 对啮合区润滑情况进行判断。

式中: ρ 为密度, $\rho = \sum_{a=1}^N r_a \rho_a$; ρ_a 为 α 流体相的密度; U 为流体的速度。

2.1.3 动量守恒方程

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu (\nabla u + \nabla u^T)] + \rho g + F \quad (11)$$

式中: p 为压力; t 为时间; μ 为流体黏度; g 为重力加速度; F 为其他外部体积力。

2.1.3 湍流模型

综合考虑计算速度以及精确度, 使用广泛标准 $k-\epsilon$ 湍流模型^[13] 进行求解。湍流黏度为:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (12)$$

式中: C_μ 为模型常数; k 为湍流动能, 由偏微分运输方程求解得到:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k$$

(13)

ε 为湍流扩散率,由偏微分运输方程求解得到:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} [G_k + C_{3\varepsilon} G_b] - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon$$

(14)

式中: G_k 为由平均速度梯度而产生的湍流动能; G_b 为由浮力产生的湍流动量,本文取0; Y_M 为可压缩湍流中的波动膨胀对总体耗散率的贡献; $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 和 $C_{3\varepsilon}$ 为常数; σ_k 和 σ_ε 为 k 方程和 ε 方程的普朗特数; S_k 和 S_ε 为用户自定义源项。

2.2 动网格技术

本文使用UDF(User-defined functions)函数和动网格技术实现齿轮运动的定义和实现。动网格方法可以随着迭代更新变形区域内的体网格,防止网格畸变导致质量太差或出现负体积。本文使用弹簧光顺法进行局部单元和局部面上的网格重构。弹簧光顺法中,弹簧力与沿着所有弹簧连接节点的位移成比例。根据胡克定律,网格节点上的力^[19]为:

$$\Delta x_i^{m+1} = \frac{\sum_j^{n_i} k_{ij} \Delta x_j^m}{\sum_j^{n_i} k_{ij}}$$

(15)

式中: Δx_i 为节点*i*的位移; n_i 为与节点*i*相邻的节点数量; k_{ij} 为节点和向量节点之间的弹性常数系数。

计算收敛后,节点位置通过下式进行更新:

$$x_i^{n+1} = x_i^n + \Delta x_i^{k, \text{converged}}$$

(16)

式中: $n+1$ 和*n*分别为下一时间步长和当前时间步长的位置。

3 流体润滑模型的建立

3.1 几何模型

本文对VH-CATT圆柱齿轮啮入侧喷油进行研究,表1给出了齿轮的几何参数以及基本工况。喷油润滑方式如图6所示,其中将喷油嘴到

表 1 VH-CATT 圆柱齿轮副几何参数与工况参数

Table 1 Geometrical and operating parameters of VH-CATT cylindrical gear unit

参 数	小齿轮	大齿轮
齿数	21	29
模数 m/mm	4	4
压力角 $\alpha_0/(\text{^\circ})$	20	20
转速 $n_1(n_2)/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	6 000	4 345
中心距 l/mm	100	100
齿宽 B_1/mm	40	40
喷嘴直径 D/mm	5	5
润滑油密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	960	960
喷油高度 d/mm	45	45
喷油速度 $v/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	60	60

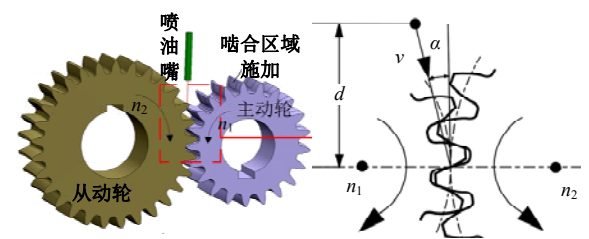


图 6 喷油润滑示意图

Fig. 6 Layout parameters of gear nozzle
两齿轮中心线的距离定义为喷油高度*d*,喷油嘴与分度圆切线的夹角定义为喷油角度*α*。

3.2 喷油润滑流场计算模型

在CFD软件中对流体域进行建模。通过齿面移动法将凹凸齿面向内偏转0.5°,将啮合区空间扩大,以避免在网格迭代更新中啮合区网格差距过大而导致网格畸变。网格划分方式采用非结构网格,喷嘴、轮齿附近进行局部加密,网格模型如图7所示。

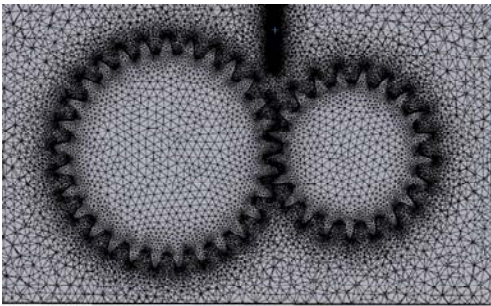


图 7 齿轮箱网格模型

Fig. 7 Gearbox mesh model

4 最佳喷油角度的求解及验证

4.1 单向流对润滑效果的影响

通过CFD计算得到齿轮副中截面上的速度流线图,速度流线是与流场中每一点上的速度矢

量相切的曲线,代表了流场中各点的流动路径。图 8(a)为喷油下中截面的流场流线,气流运动存在分层现象,齿轮高速旋转在齿轮齿顶周围形成了空气屏障,喷油流体束突破了空气屏障进入齿轮啮合区进行润滑;在喷油过程中,高速气流与喷油束之间发生干涉,导致进入啮合区的油液流量减少,喷油束的动力减小,导致润滑效率降低。图 8(b)为未喷油时齿轮高速旋转状态下的空气流动,对比可发现喷出的油液带动啮合区上方的空气进入啮合区。

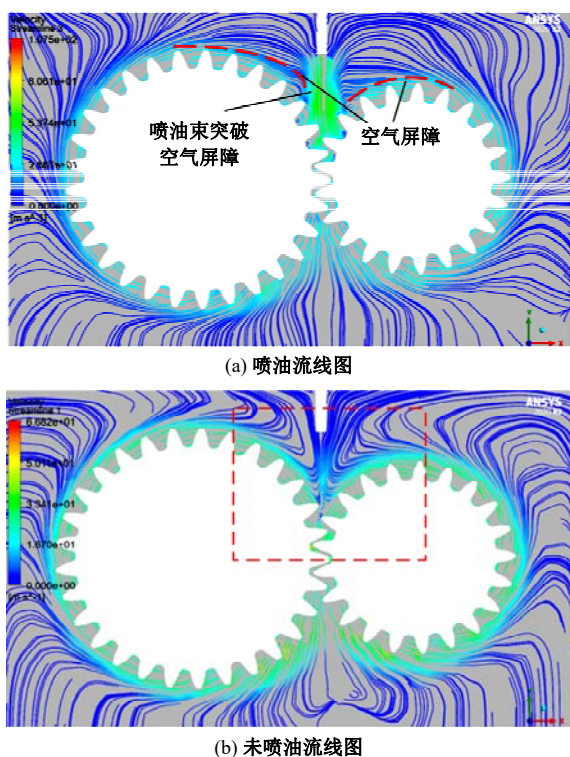


图 8 齿轮箱内中截面流线图

Fig. 8 Cross-section streamline diagram in gearing

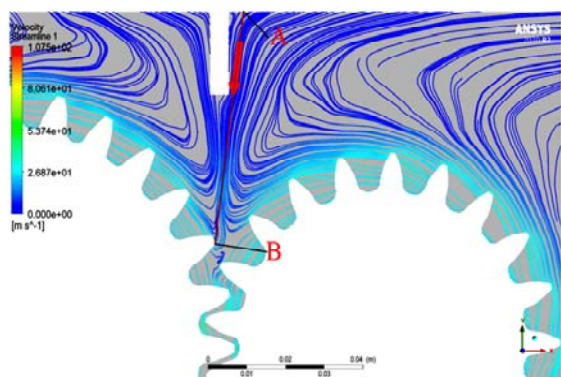


图 9 未喷油时啮合区上方流线放大图

Fig. 9 Enlarged view of the flow lines above the engagement zone when not injected with oil

可以从图 9 中找到在齿轮啮合侧存在一个气流运动最弱的轨迹,其中 A 是喷嘴位置, B 是进入啮合区气流与齿面第一个接触点。若沿 AB 轨迹方向向啮合区喷油,气流对油液运动的影响将最小,齿轮具有最佳润滑条件。AB 轨迹与分度圆切线的夹角为 10.73° 。

4.2 最佳喷油角度验证

为了验证提取出的理想角度 10.73° 是否拥有最高的润滑效率,分别设置喷油角度为 -5° 、 0° 、 5° 、 10.73° 进行了仿真模拟,喷油角度设置如图 10 所示。提取啮合区域附近的油液体积分数,如图 11 所示。

比对 4 组喷油角度下的齿面油液分布情况可发现齿面油液体积分数最大的喷油角度为 10.73° ,油液体积分数最小的是 -5° 。当喷油角度为 10.73° 时油液在齿面上更集中,这说明该设置有着更好的润滑性能。通过提取检测面的平均油液体积分数,如图 12 所示。当喷油角度为 -5° 时啮合区的油液较少,这是由于设置角度偏离主动轮,喷油束射入位置在气障效应更大的主动轮的上方,导致喷油束难以突破高速气流进入啮合区所导致。随着设置角度向主动轮偏转,受高速气流影响逐渐减小,啮合区的平均油液体积分数随之增大,其中喷油角度为 10.73° 时,啮入段的平均油液体积分数较于其他 3 组喷油角度更高且平均油液体积分数最大值比其他 3 组更大,说明喷油角度为 10.73° 时啮合区的油液更为集中,对润滑有利。

文献[9]中指出,在给定的喷射角度下,啮合区附近平面上的油压可被视为判断齿轮润滑性能的标准。提取各个角度下啮合区附近的油压分布如图 13 所示。

提取主动轮啮合区附近的最大正压、最大负压(绝对值)以及压差,如图 14 所示。在齿轮高速

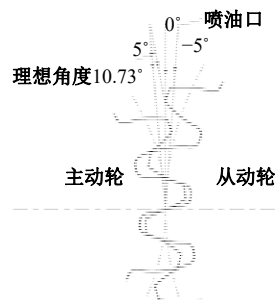


图 10 4 组喷油角度设置

Fig. 10 Four sets of nozzle angle settings

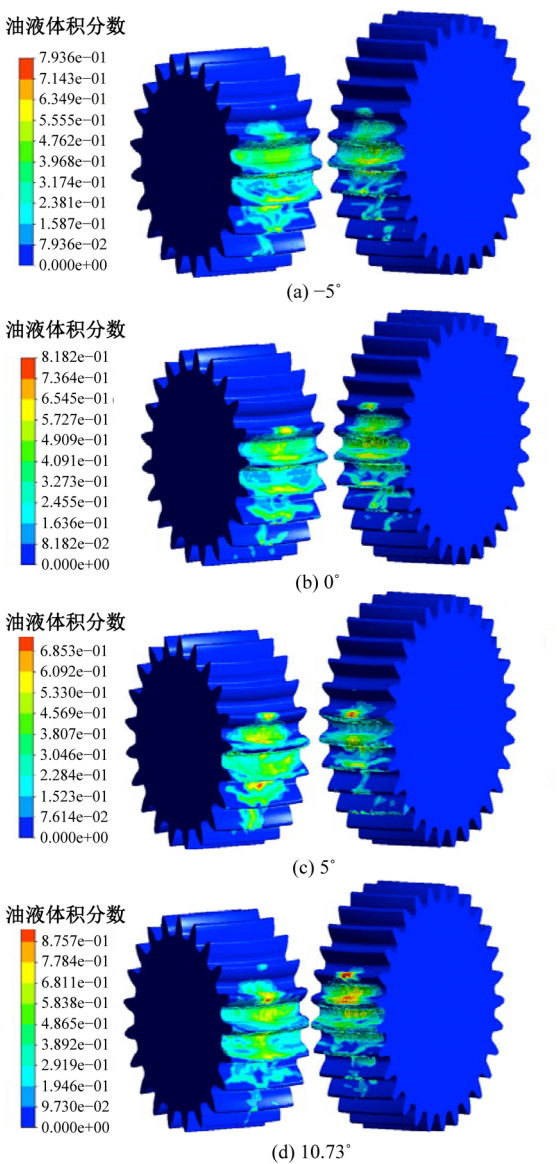


图 11 4 组喷油角度下齿面油液分布情况

Fig. 11 Distribution of oil in four groups of tooth surfaces

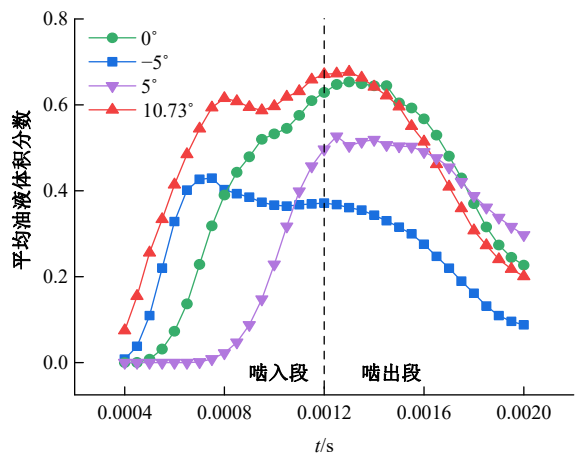


图 12 不同喷油角度下,平均油液体积分数随时间变化曲线

Fig. 12 Weighted average oil volume fraction versus time at different injection angles

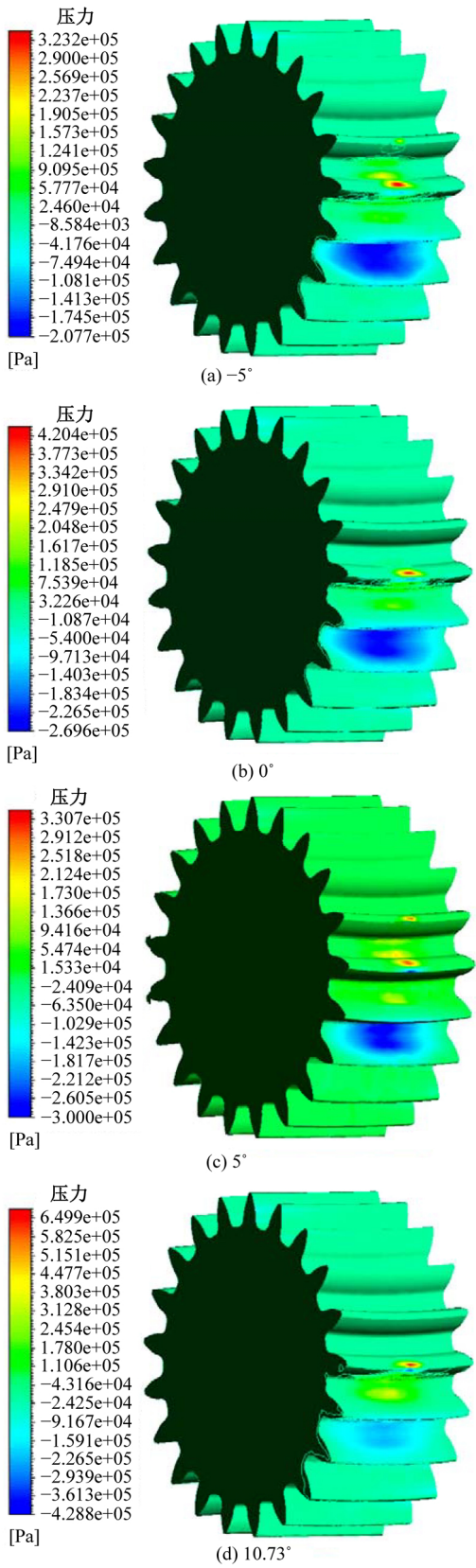


图 13 4 组喷油角度下的主动轮齿面油压

Fig. 13 Tooth surface oil pressure under four groups

旋转时,气流在啮合处产生压差,造成卷吸效应,将润滑油吸入啮合区,因此压差是促进润滑油进

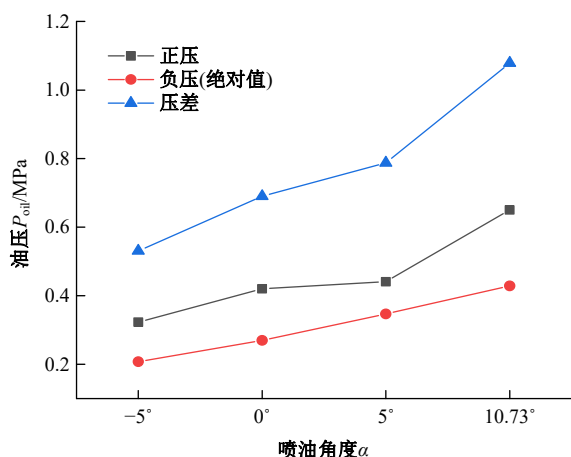


图 14 不同喷油角度下主动轮的油压统计数据

Fig. 14 Oil pressure in the drive gear at four groups

入啮合区的重要因素。从图 14 可知,喷嘴角度为理想角度 10.73° 时, VH-CATT 圆柱齿轮啮合区油液压差最大,理论上吸入润滑油的能力最强,润滑效率最高。

综上所述,喷油角度设置为 10.73° 时,润滑油含量最高、吸入油液进入啮合区的能力最强,验证了喷油角度按 10.73° 布置时拥有最高的润滑效率。

5 不同喷油条件对润滑效果的影响

5.1 不同喷油速度对润滑效果的影响

在给定齿轮转速为 $6\,000\text{ r/min}$ 、喷油高度为 30 mm 的条件下,入口喷油速度设置为 $30\sim 80\text{ m/s}$,记录不同喷油速度下检测面的油液分布、平均油液体积分布以及啮合区的油压,以此来判断润滑效果。

通过图 15 可知,油液体积分数在喷嘴正下方最大,沿齿宽沿着两侧逐渐减小。在较高的喷油速度下,润滑油能更有效地进入齿面的啮合区域,且油液集中在喷嘴下方,对 VH-CATT 圆柱齿轮润滑更有利;反观在较低喷油速度时,油液在齿面的覆盖更为分散,在齿轮啮合区域的润滑情况

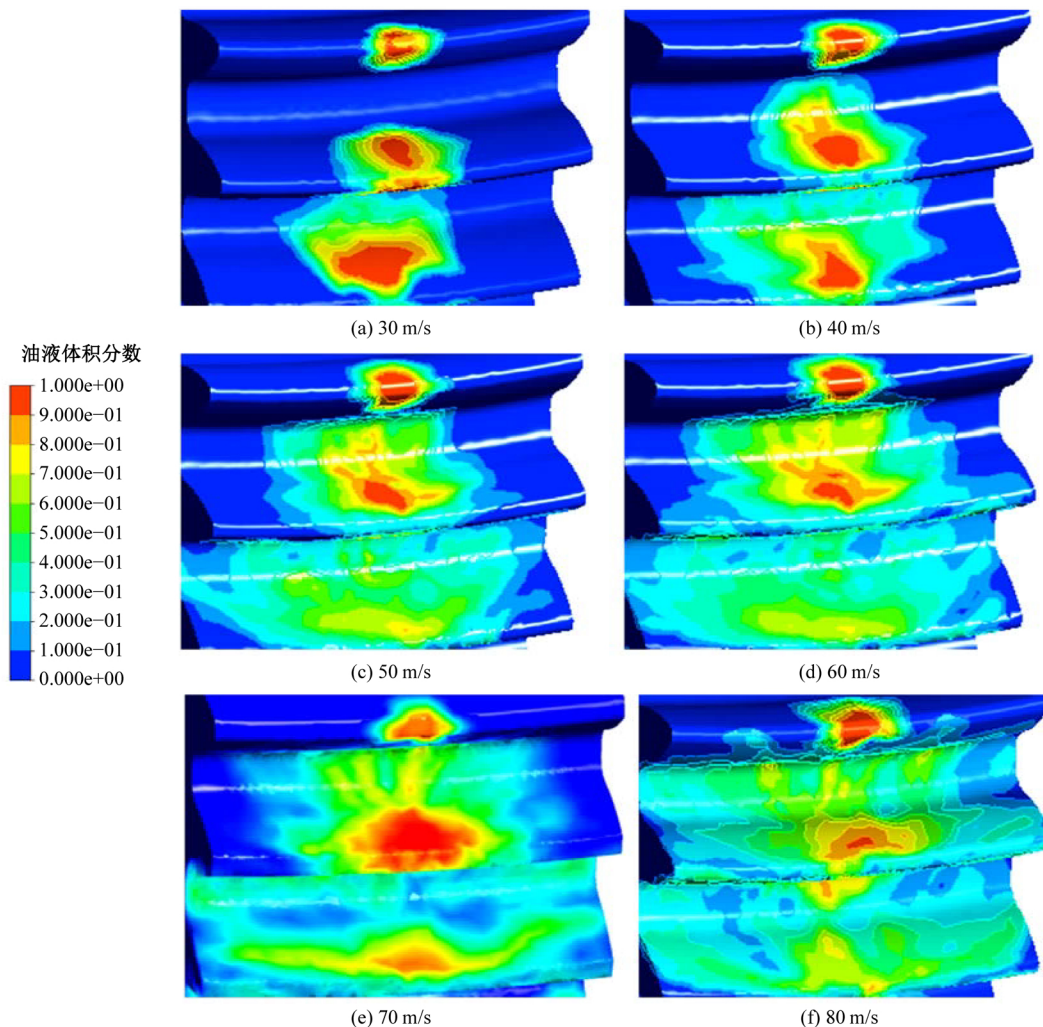


图 15 不同喷油速度齿面油液体积分数分布

Fig. 15 Oil volume fraction distribution on tooth surface at different injection speeds

不佳。

喷油速度对检测面上的平均油液体积分数影响如图 16 所示,可以发现平均油液体积分数随着啮合时间的增加呈现先上升后下降的趋势。当喷油速度从 30 m/s 增加到 60 m/s 时,VH-CATT 圆柱齿轮检测面上的平均油液体积分数随着喷油速度的增加而快速增加;当喷油速度从 60 m/s 增加到 80 m/s 时,喷油速度的增加对平均油液体积分数的影响不再显著。在喷油速度小于 60 m/s 时,曲线出现向右倾的趋势,说明最大平均油液体积分数的出现随着喷油速度的减小而推迟。当喷油速度超过 60 m/s 后,最大油液体积分数出现会略微提前,但数值基本不变。随着喷油速度的提升,啮入段的平均油液体积分数增长速度与喷油速度呈正相关,啮入段的下降速度与喷油速度呈负相关。

不同喷油速度下的 VH-CATT 圆柱齿轮啮合区油压统计曲线如图 17 所示,啮合区的压差随着喷油速度的增大而增大,卷吸作用也随喷油速度的增大而增强,润滑油也更容易进入啮合区。综上所述,随着更大的喷油速度和压力,润滑油的动量和能量增加,增强了油液抵抗齿轮齿顶附近高速气流的影响能力,润滑油可以更顺畅地进入轮齿啮合区,提高齿面的润滑性能。

5.2 不同喷油高度对润滑效果的影响

在给定齿轮转速为 6 000 r/min、喷油速度为 60 m/s 的条件下,设置喷油高度为 30~55 mm。采集不同喷油高度下检测面的油液分布、平均油液体积分数以及油压,以此来判断润滑效果。同

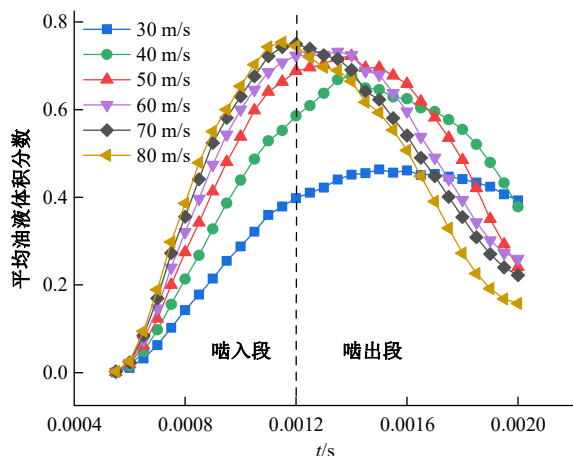


图 16 不同喷油速度下平均油液体积分数变化曲线

Fig. 16 Variation of weighted average oil volume fraction with time for different injection speeds

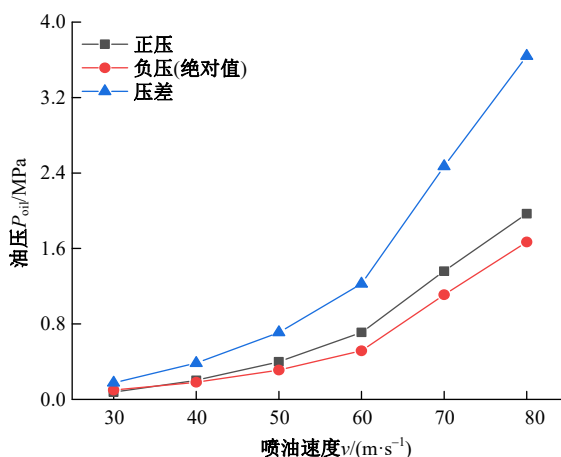


图 17 不同喷油速度下啮合区的油压统计数据

Fig. 17 Oil pressure statistics in the meshing zone at different injection speeds

一时刻下不同喷油高度的齿面油液分布状态如图 18 所示,可以观察到喷油距离较短时 VH-CATT 圆柱齿轮齿面油液更为聚集。这是由于喷油距离较短时,喷油束受到气流影响较小,油液分布相对集中,而增大距离则延长了油液到达检测面的时间,受空气阻力影响使油液扩散,射流速度减小,导致油液在齿面上的铺展增大。

不同喷油高度下,检测面上平均油液体积分数曲线如图 19 所示。从整体上可以看出随着喷油高度的增加,VH-CATT 圆柱齿轮传动在进入啮合以及退出啮合时,啮合区的平均油液体积分数变化不大,平均油液体积分数的变化主要集中在 0.001 2 s 左右。当喷油距离小于 40 mm 时,在 0.001 2 s 附近的齿轮啮合区平均油液体积分数在 0.75 左右,齿轮啮合区域油液充足,这是因为润滑油受到高速气流的影响较小。随着喷油距离的增大,齿轮啮合区的最大平均油液体积分数逐渐减小,对于上述现象产生原因分析可知喷油口上移,使油液在高速气流下的气化越来越严重,导致喷油束偏转难以到达啮合区域,导致润滑不良。

图 20 为同一时刻不同喷油高度下啮合区的压力变化曲线图。VH-CATT 圆柱齿轮啮合区域油液的正压、负压以及压差随着喷油高度的增大而呈现下降趋势。从啮合区的负压曲线看来,随着喷油高度的增加呈现先下降后,在 50 mm 之后趋于平稳的趋势。在喷油距离为 30~40 mm 时,啮合区的压力差先增加后下降,在喷油距离超过 40 mm 之后压力差大幅减小,吸入润滑油的能力下降,啮合区的润滑油含量下降。

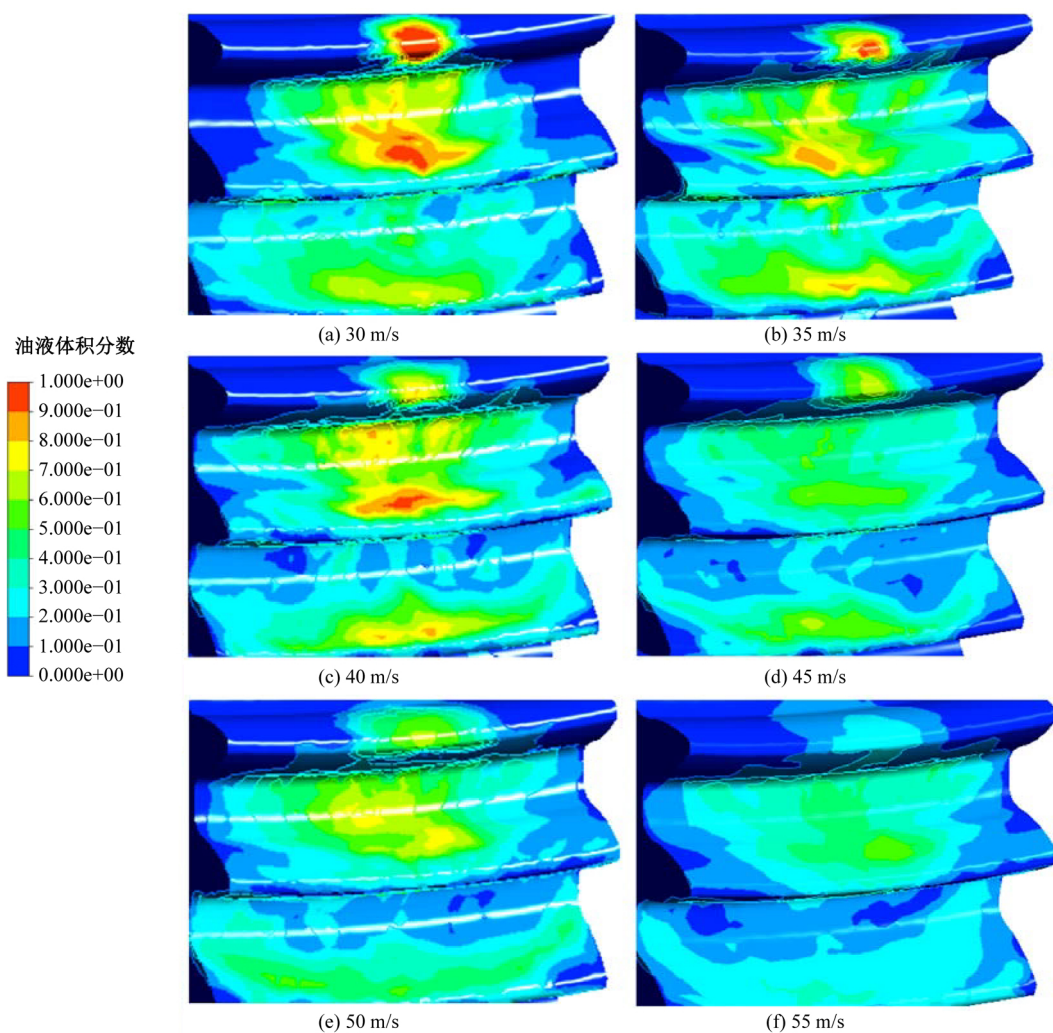


图 18 不同喷油高度齿面油液体积分数分布

Fig. 18 Oil volume fraction distribution on tooth surface at different injection heights

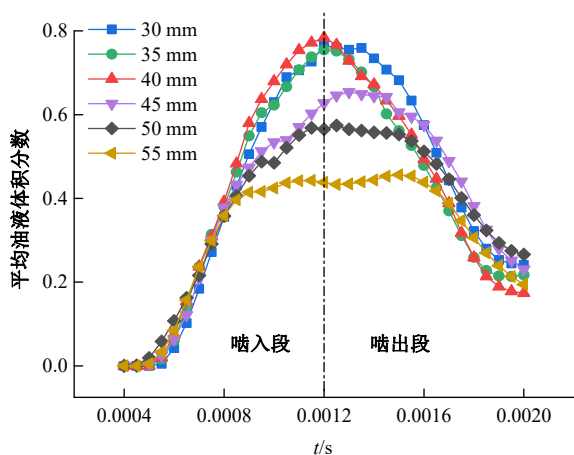


图 19 不同喷油高度下,平均油液体积分数随时间变化曲线
Fig. 19 Variation of weighted average oil volume fraction with time for different injection heights

5.3 不同齿轮转速对润滑效果的影响

在给定的喷油高度为 30 mm、喷油速度为 60 m/s 的条件下,设置齿轮转速为 4 000~8 000 r/min。

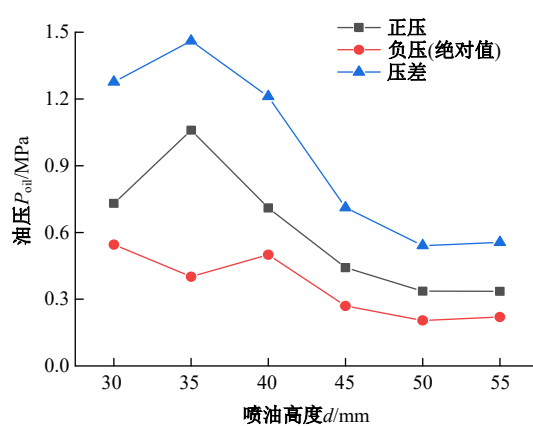


图 20 不同喷油高度下的啮合区油压统计数据

Fig. 20 Oil pressure statistics in the meshing zone at different injection heights

采集不同齿轮转速下同一时刻的检测面油液分布、平均油液体积分数以及油压。

从图 21 中可以看出,随着齿轮转速提升,齿面上的油液逐渐向着齿宽中截面汇聚,且油液平

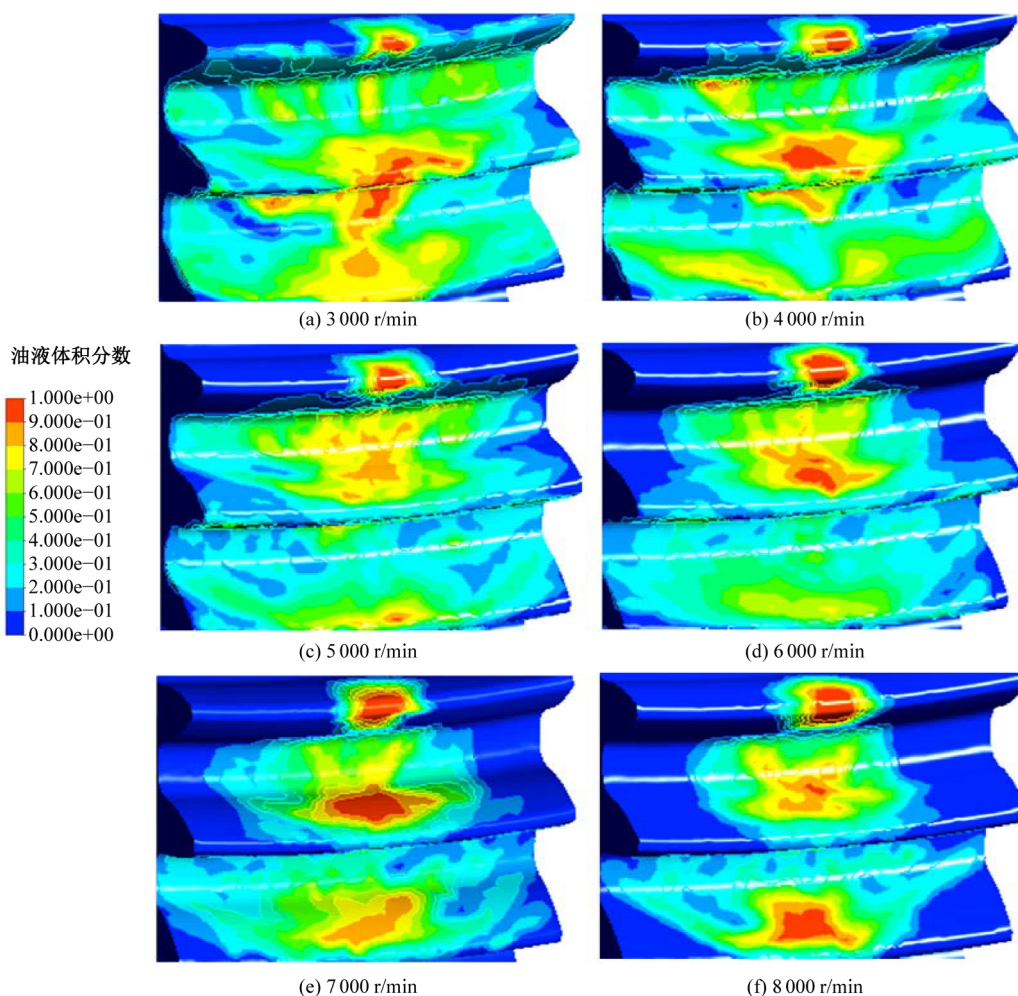


图 21 不同齿轮转速齿面油液体积分数分布

Fig. 21 Oil volume fraction distribution on tooth surface at different gear speeds

均体积分数呈降低的趋势。这是由于齿轮转速的提升,使齿轮周围气体获得更大的动量,这会导致高速气流更容易破坏喷油圆柱流束,进而影响啮合区附近平均油液体积分数。

提取不同转速下检测面上一个啮合周期的平均油液体积分数变化曲线,如图 22 所示。整体上看不同转速下曲线始终呈现先上升后下降的趋势,随着 VH-CATT 圆柱齿轮转速的提升,在啮入啮出过程中检测面上的油液体积分数的最大值总体呈现下降趋势。在转速 3 000 r/min 下曲线整体向右偏移,且润滑油到达啮合区的时间较 8 000 r/min 的时间多出 1 倍,这是由于所设置单一检测面,随着转速的提升会更早地到达喷油嘴下方。在 0.002 s 后的曲线中可以观察到齿面上残存的油液体积分数随着齿轮转速的提升而降低。可发现在高转速下齿轮完成一个啮合周期之后,几乎没有油液附着在检测面上,这是转速提升后更强的离心力作用所导致的。

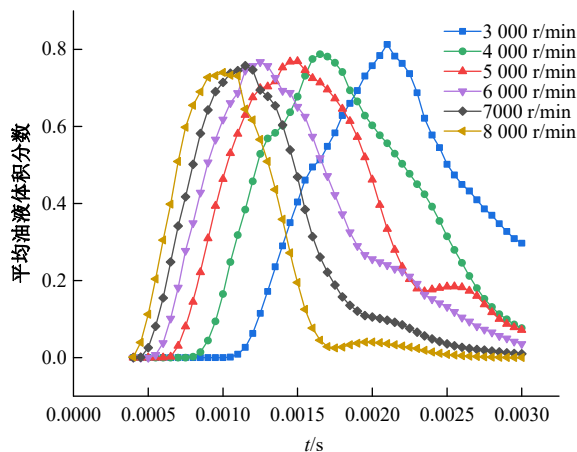


图 22 不同转速下,平均油液体积分数随时间变化曲线
Fig. 22 Variation of weighted average oil volume fraction with time for different gear speeds

从图 23 中发现,啮合区附近的正压、负压以及压差在整体呈现随着转速的增加而降低的趋势。原因是随着齿轮转速的提升,VH-CATT 圆柱齿轮带动周边空气进行高速旋转,导致啮合区

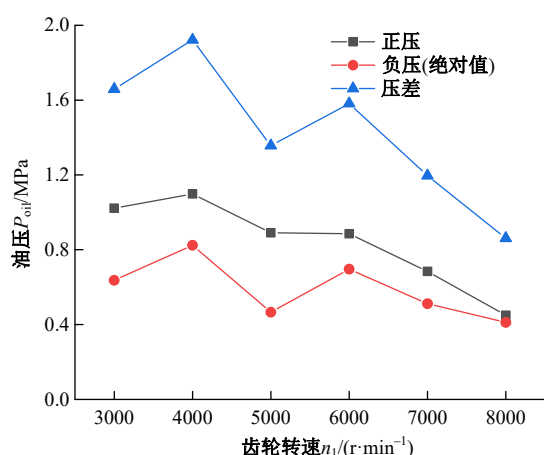


图 23 不同齿轮转速下的主动轮油压统计数据

Fig. 23 Oil pressure statistics in the meshing zone at different gear speeds

的润滑油压差减小,卷吸作用效果减弱,从而使润滑油难以冲破空气屏障进入啮合区。

6 结 论

(1) 对高速气体流场与喷油束产生的干涉问题进行分析,找到了一个气流运动最弱的轨迹,当喷射口沿该轨迹入射(入射角为 10.73°),高速气流对喷油束影响最小。通过仿真计算进行验证,证明了喷油角度设置为 10.73° 时,润滑效率最高。

(2) 获得 VH-CATT 圆柱齿轮在不同喷油条件下啮合区的平均油液体积分数以及油压的变化规律。在喷油速度为 60 m/s 以下,增大喷油速度能使油液更容易进入啮合区;超过 60 m/s ,喷油速度增加对齿面的平均油液体积分数的影响不再明显;喷油距离小于 40 mm 时,啮合区的油液含量与油压较高;随着齿轮转速提升啮合区的油液含量呈现下降趋势。

(3) 对 VH-CATT 圆柱齿轮进行喷油润滑时,为了提高齿轮润滑效率,可将喷油嘴向主动轮偏转 10.73° ,适当增大喷油速度、减小喷油距离以及选用合适的齿轮转速。

参考文献:

- [1] Olver A V. Gear lubrication—a review[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2002, 216(5): 255–267.
- [2] Zhou C, Pan L, Xu J, et al. Non-Newtonian thermal elastohydrodynamic lubrication in point contact

for a crowned herringbone gear drive[J]. Tribology International, 2017, 116: 470–481.

- [3] Liu H, Liu H, Zhu C, et al. Effects of lubrication on gear performance: a review[J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 145: 103701.
- [4] Ouyang B, Ma F, Dai Y, et al. Numerical analysis on heat-flow-coupled temperature field for orthogonal face gears with oil-jet lubrication[J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2021, 15(1): 762–780.
- [5] Keller M C, Kromer C, Cordes L, et al. CFD study of oil-jet gear interaction flow phenomena in spur gears[J]. The Aeronautical Journal, 2020, 124: 1301–1317.
- [6] Wang Y, Song G, Niu W, et al. Optimized design of spray parameters of oil jet lubricated spur gears[J]. Tribology International, 2018, 120: 149–158.
- [7] 王延忠, 唐文, 宋贯华, 等. 高速齿轮的气障特性分析[J]. 南京航空航天大学学报, 2016, 48(9): 796–801.
Wang Yan-zhong, Tang Wen, Song Guan-hua, et al. Analysis of air barrier characteristics for high speed gears[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2016, 48(9): 796–801.
- [8] 王延忠, 宋贯华, 牛文韬, 等. 齿轮传动旋转流场对喷油射流甩离的影响[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2019, 49(1): 124–132.
Wang Yan-zhong, Song Guan-hua, Niu Wen-tao, et al. Effect of rotational flow field of gear drive on fuel injection jetting[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2019, 49(1): 124–132.
- [9] Dai Y, Jia J, Ouyang B, et al. Determination of an optimal oil jet nozzle layout for helical gear lubrication: mathematical modeling, numerical simulation, and experimental validation[J]. Complexity, 2020, 5: 1–8.
- [10] Zhu X, Dai Y, Ma F, et al. Mathematical modeling and numerical simulation for determining an optimized oil jet layout for spiral bevel gear lubrication[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2021, 235(3): 611–628.
- [11] Zhou C, Jiang X, Su J, et al. Injection lubrication for high-speed helical gears using the overset mesh method and experimental verification[J]. Tribology International, 2022, 173: 107642.
- [12] Jiang X, Zhou C, Su J, et al. Injection parameter de-

- sign to improve the high-speed gear heat dissipation: CFD simulation and regression orthogonal experiment [J]. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 2023, 128: 102795.
- [13] Mo S, Luo B, Dang H, et al. Lubrication characteristic of tooth surface on arc tooth cylindrical gears[J]. *Lubrication Science*, 2023, 35(1): 14-28.
- [14] 魏永峭, 郭瑞, 刘永平, 等. 变双曲圆弧齿线圆柱齿轮时变啮合刚度和传动误差分析[J]. *华中科技大学学报: 自然科学版*, 2023, 51(12): 73-82.
- Wei Yong-qiao, Guo Rui, Liu Yong-ping, et al. Analysis for time-varying meshing stiffness and transmission error of cylindrical gear with variable hyperbolic circular-arc-tooth-trace[J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, 2023, 51(12): 73-82.
- [15] Guo R, Wei Y, Liu Y, et al. Analytical solution to contact characteristics for a variable hyperbolic circular-arc-tooth-trace cylindrical gear[J]. *Mechanical Sciences*, 2021, 12(2): 923-932.
- [16] 魏永峭, 马登秋, 吴阳, 等. 变双曲圆弧齿线圆柱齿轮齿面曲率特性研究[J]. *工程科学与技术*, 2017, 49(6): 196-203.
- Wei Yong-qiao, Ma Deng-qiu, Wu Yang et al. Study on the tooth surface and curvature characteristics of cylindrical gear with variable hyperbolic arc-tooth-trace[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2017, 49(6): 196-203.
- [17] 魏永峭, 李泽宇, 刘永平, 等. 计及误差理论的变双曲圆弧齿线圆柱齿轮几何接触特性及敏感性分析[J]. *西北工业大学学报*, 2022, 40(3): 679-689.
- Wei Yong-qiao, Li Ze-yu, Liu Yong-ping, et al. Geometric contact characteristics and sensitivity analysis of variable hyperbolic circular-arc-tooth-trace cylindrical gear with error theory considered [J]. *Journal of Northwestern Polytechnical University*, 2022, 40(3): 679-689.
- [18] Subramaniam S. Lagrangian-Eulerian methods for multiphase flows[J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2013, 39(2/3): 215-245.
- [19] 黎向宇, 杨爱华, 胡玉梅, 等. 宽齿圆柱齿轮润滑喷射参数寻优仿真研究[J]. *机械传动*, 2022, 46(6): 23-30.
- Li Xiang-yu, Yang Ai-hua, Hu Yu-mei, et al. Optimization simulation research of lubrication injection parameters for wide tooth cylindrical gears[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2022, 46(6): 23-30.