DOI: 10.3901/JME.2021.01.049

齿轮副高速搅油阻力矩理论计算与试验研究*

郭 栋¹ 陈芳超¹ 刘 骄² 石晓辉¹ 罗冬源¹

(1. 重庆理工大学汽车零部件先进制造技术教育部重点实验室 重庆 400054;

2. 重庆金康动力新能源有限公司 重庆 401135)

摘要: 效率是新能源汽车传动系统的重要研究内容之一, 准确的齿轮副搅油阻力矩模型是提高传动系统效率水平的一大助力。不考虑风阻的影响, 提出直齿轮副高速搅油阻力矩理论计算模型。依据高速齿轮运转时与润滑油的接触情况, 把齿轮搅油阻力矩分为齿轮端面摩擦阻力矩、周面摩擦阻力矩与啮合区域挤压阻力矩三部分。运用流体动力学理论与摩擦学原理推导出单个齿轮的端面摩擦阻力矩与周面摩擦阻力矩; 运用流体连续性方程、动量守恒以及伯努利原理推导出齿轮啮合区域挤压润滑油的挤压阻力矩, 进而得到整个齿轮副搅油阻力矩的理论计算模型。搭建试验台架, 通过多种工况参数试验验证了计算模型的可行性, 理论计算结果与试验结果具有较好的一致性。在此基础上, 完成了各参数对搅油阻力矩的影响规律分析。结果表明: 转速、齿宽和浸油深度均会对搅油阻力矩产生影响, 其中齿轮副啮合区域的挤压阻力矩占比最大; 转速对搅油阻力矩的各个组成部分均会产生较大的影响; 齿宽不影响端面摩擦阻力矩, 但对挤压和周面摩擦阻力矩影响很大; 浸油深度对挤压和端面摩擦阻力矩的影响更显著。

关键词: 搅油阻力矩; 端面摩擦; 周面摩擦; 挤压阻力; 参数分析

中图分类号: TH117

Theoretical and Experimental Study of Oil Churning Resistance Torque of High-speed Gear Pair

GUO Dong¹ CHEN Fangchao¹ LIU Jiao² SHI Xiaohui¹ LUO Dongyuan¹

(1. Key Laboratory of Advance Manufacturing Technology for Automobile Part. Ministry of Education, Chongqing University of Technology, Chongqing 400054;

2. Chongqing Jinkang Power New Energy Co., Ltd, Chongqing 401135)

Abstract: Efficiency is one of the important research contents of the transmission system of new energy vehicles. An accurate drag torque model of the gear pair is crucial to improve the efficiency level of the transmission system. A model for calculating the high-speed oil churning resistance torque of the spur gear pair is proposed, without considering the influence of the windage. According to the contact condition between the high-speed gear and the lubricating oil during the operation, the gear resistance torque is divided into three parts: the frictional resistance torque on the end face of the gear, the frictional resistance torque on the peripheral surface, and the squeeze resistance torque on the meshing area. Using the fluid dynamic theory and tribological principles to derive the oil resistance torque of a single gear, the fluid continuity equation, momentum conservation, and Bernoulli's principle are used to derive the squeeze resistance torque of the gear meshing area to squeeze the lubricant. Theoretical calculation model of oil resistance torque of the whole gear pair was established. The experimental bench was built and the feasibility of the calculation model is verified by experiments with various operating parameters. The theoretical calculation results are in good agreement with the experimental results. On this basis, the influence of each parameter on the churning torque is completed. The results show that the rotation speed, tooth width, and oil immersion depth all have an influence on the oil churning resistance torque, of which the squeeze resistance torque of the gear pair meshing area has the largest proportion; the speed will produce a large amount of each component of the oil

* 国家自然科学基金(51975080)和重庆市教委科学技术研究(KJQN201901121)资助项目。20191230 收到初稿, 20200604 收到修改稿

resistance torque. The tooth width does not affect the frictional resistance moment of the end face, but has a great influence on the frictional resistance moment of the squeeze and the peripheral surface; the influence of the depth of oil immersion on the resistance torque of the squeeze and the end surface frictional is more significant.

Key words: oil churning torque; end surface friction; peripheral surface friction; squeeze resistance; parameters analysis

0 前言

随着汽车向电动化、高速化和高效率方向发展,传动系统的传动效率成为了电动汽车效率提升的关键因素。齿轮传动系统作为汽车传动系统的主要部件,提升其效率水平,尤其是高速运转下的效率水平,对于提高电动汽车的经济性尤为重要。齿轮传动系统的功率损失分为负载相关损失和负载无关损失两部分,其中负载相关损失包括啮合损失和轴承损失;负载无关损失包括搅油损失和风阻损失^[1-3]。在高速运转工况下,搅油功率损失尤为突出,占到总损失的 30%左右^[4]。此外,齿轮搅油产生的拖拽力矩还会影响齿轮系统的 NVH 性能^[5]。因此,有必要对齿轮副的搅油阻力矩的理论计算方法与参数影响规律进行研究。

准确的齿轮搅油阻力矩理论计算模型是研究高速齿轮传动系统效率的一大助力,引起了国内外学者的广泛关注。在理论研究方面: BONESS^[6]用圆盘代替齿轮副,并通过试验的方式研究了圆盘的搅油阻力矩,拟合出了搅油阻力矩计算公式。LUKE 等^[7]利用试验数据拟合出搅油力矩系数与雷诺数的搅油力矩公式。CHANGENET 等^[8]以一对齿轮为试验对象,考虑的齿轮的旋转方向以及齿轮箱不同的安装角度的影响,通过大量试验拟合出新的搅油阻力矩和功率损失半经验公式。CHANGENET 等^[9]还提出了一种计算六档手动变速器功率损失的模型,模型考虑了齿轮摩擦、轴承摩擦、同步器和搅油功率损失,将数值计算结果与试验做了对比,结果具有较好的一致性。并提出了一种基于量纲分析的搅油公式,并通过试验证明该公式的可靠性。ISO/TR14179-1^[10]给出了斜齿轮副搅油功率损失计算公式,但仅适用于中低速螺旋角较大的斜齿轮。SEETHARAMAN 等^[11]将齿轮等效为圆柱体,将搅油功率损失分为齿轮与润滑油作用损失和轮齿间挤压润滑油损失两部分,并给出了相应的计算公式。DIAB 等^[12]提出了一种油气挤压流体动力学模型,得出了在高速工况下,轮齿啮合区域挤压润滑油的功率损失占比最大的结论。通过学者的努力,对搅油阻力矩的产生机理研究有了一定的成果,但现有

的搅油阻力矩计算模型大多数都是通过试验拟合得到的半经验公式。

随着计算机技术的发展,数值仿真在齿轮传动系统搅油功率损失仿真计算方面应用越来越广泛。DAIKI 等^[13]利用有限差分法对手动变速器的内部润滑油分布以及搅油阻力矩进行快速准确的分析,仿真结果对于齿轮旋转产生的油场分布,润滑油表面运动行为以及搅油阻力矩与试验结果有较好的一致性。LIU 等^[14]基于有限体积法建立了单级齿轮箱的 CFD 模型,研究了单级齿轮箱的润滑油分布与搅油功率损失,并通过试验进行了验证。CONCLI 等^[15-16]利用 CFD 开源程序来求解不同参数下,齿轮箱发生的搅油、风阻以及空化现象。仿真结果通过与参考文献以及试验进行了验证。GORLA 等^[17]针对在高压工况下的齿轮箱的压力损失,建立了齿轮箱模型,使用 CFD 方法研究了高速工况下,不同参数的搅油功率损失,并通过试验进行了验证。笔者^[18]基于拉格朗日体系,使用移动粒子半隐式法对齿轮副的搅油状态与各参数下搅油阻力矩的变化规律进行了仿真计算,并通过试验对仿真结果进行了验证,结果展现了较好的一致性。

综上所述,目前国内外对于搅油阻力矩产生机理的研究相对较少,现有的半经验公式考虑的因素并不全面,适用范围有限。数值仿真依赖于计算资源与 CFD 方法,其中实现动网格模拟比较困难,模型过多的简化会导致效率与精度降低。

本文从齿轮搅油阻力矩产生机理出发,运用流体附面层理论、流体动量定理等理论,综合考虑齿轮传动系统多参数影响特征、齿轮端面速度的动态变化特性、流体附面层动态变化规律以及啮合区域润滑油体积变化速率等因素,建立高速齿轮副搅油阻力矩理论计算模型,并通过试验对计算模型的可行性进行了验证。进一步通过理论计算结合试验获得了不同参数对齿轮副搅油阻力矩的影响规律。

1 齿轮副搅油阻力矩模型

国内外学者从不同角度,运用不同方法提出的齿轮副搅油阻力矩计算模型的总结与对比见表 1,在同一条件下的计算结果见图 1。计算结果显示,

同一条件下,不同搅油阻力矩计算模型结果差距较为明显,说明目前还缺乏较统一、有效的搅油阻力矩理论计算模型。

表 1 搅油阻力矩计算模型对比

作者	考虑的参数	适用范围
BONESS ^[6]	转速、润滑油密度、浸没面积、齿轮半径	与试验结果相矛盾 ^[8]
TEREKHOV 等 ^[19]	转速、润滑油密度、齿轮直径、齿宽、润滑油体积比、齿轮旋向	转速范围为 1 000~3 000 r/min
CHANGENET 等 ^[8]	转速、润滑油密度、黏度、齿宽、齿轮浸油面积、润滑油体积比	试验中未考虑螺旋角的影响
LAUSTER 等 ^[20]	转速、浸油深度、齿轮半径、齿宽、润滑油体积比	适用于单个直齿轮搅油阻力矩的计算

图 1 搅油阻力矩模型对比图

1.1 搅油阻力矩模型

齿轮副浸油状态模型见图 2,假设初始状态下油液面高度位于齿轮中心线位置,齿轮旋转过程中,初始油位保持不变。

图 2 齿轮副搅油模型

SEETHARAMAN^[11]从搅油损失机理出发,将齿轮非啮合区域等效为圆柱体,将齿轮搅油损失分为润滑油作用损失和齿轮啮合区域挤压润滑油损失两部分,对搅油损失计算模型进行了推导。该模型齿轮端面未考虑速度沿半径的变化,且挤压模型过

于复杂,求解较为困难。参考其搅油损失模型,考虑齿轮端面速度的动态变化特性,并简化啮合区域挤压阻力矩的计算过程,对齿轮副搅油阻力矩计算模型做出如下假设:① 齿轮副在高速运转下,齿轮副除啮合区域外均等效为圆柱体;② 考虑齿轮与润滑油的接触情况,将处于浸油状态下的齿轮副搅油阻力矩分为三个部分:由齿轮端面与润滑油摩擦引起的摩擦阻力矩、齿轮周面与润滑油摩擦引起的摩擦阻力矩和啮合区域挤压润滑油造成的阻力矩。

$$T = T_e + T_w + T_s \quad (1)$$

式中, T 为总搅油阻力矩; T_e 为齿轮端面摩擦阻力矩; T_w 为齿轮周面摩擦阻力矩; T_s 为齿轮副啮合区域挤压阻力矩。

1.2 齿轮端面摩擦阻力矩

齿轮表面与润滑油接触时,会形成一层很薄的附面层^[21],附面层中流体的粘性是摩擦阻力的主要来源。齿轮表面附面层示意图如图 3 所示。附面层的动量方程为

$$\frac{d}{dx} \int_0^\phi \rho U_x^2 dy - U \frac{d}{dx} \int_0^\phi \rho U_x dy = -\frac{dp}{dx} - \tau \quad (2)$$

式中, ϕ 为附面层厚度; ρ 为润滑油密度; U_x 为附面层内部速度; U 为润滑油流动速度; p 为润滑油压力; τ 为剪切应力。附面层内部的压力为常数,即 $\frac{dp}{dx} = 0$ 。且有以下几个边界条件^[22]。

- (1) 上边界速度等于润滑油流动速度 U 。
- (2) 下边界速度为零。
- (3) 上边界内摩擦力为零。
- (4) 下边界上有 $\left(\frac{\partial^2 U_x}{\partial y^2} \right)_{y=0} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}$ 。

图 3 齿轮表面附面层

由上述边界条件可求出附面层内部 U_x 的关系式为

$$U_x = \frac{U}{2\phi} \left(3y - \frac{y^3}{\phi^2} \right) \quad (3)$$

依据牛顿内摩擦定律有 $\tau = \mu \left(\frac{\partial U_x}{\partial y} \right)_{y=0}$ ，将 U_x 代入得到

$$\tau = \frac{3}{2} \mu \frac{U}{\phi} \quad (4)$$

将 U_x ， τ 代入式(2)可得到

$$\phi = 4.64 \sqrt{\frac{\nu x}{U}} \quad (5)$$

式中， ν 为润滑油的运动黏度， $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ 。

物体与流体接触时，会出现层流与紊流两种情况，层流与紊流的分界条件为^[23]

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} \begin{cases} \leq 2300 & \text{层流} \\ > 2300 & \text{紊流} \end{cases} \quad (13)$$

式中， ρ, V, L, μ 分别为流体密度、流场特征速度、流场特征长度和流体动力黏度。

1.2.1 层流情况

流体与物体接触时，附面层厚度与流体的流速相关。齿轮旋转时速度沿半径线性分布，假设齿轮与润滑油接触时，齿轮不动，润滑油以齿轮的速度特性运动。这意味着齿轮表面附面层厚度将会随着速度而变化，因此将齿轮端面浸入润滑油的区域用微元法划分为若干圆环，如图 4 虚线部分所示。作用于微元面积 $dS = Rdl$ 的力为

$$F = \int_0^\phi \frac{3\mu U}{2} R dl \quad (6)$$

将 ϕ 的值代入积分可得到

$$F = 1.3 \sqrt{\frac{\nu}{U l}} \frac{\rho U^2 R dl}{2} \quad (7)$$

将润滑油液面分为位于中心线，高于中心线，低于中心线分别讨论。

图 4 齿轮端面搅油模型

(1) 润滑油位于中心线情况。

圆环 i 的摩擦阻力为

$$F_i = \frac{1.3}{2\sqrt{Re}} \rho (\omega r_i)^2 \pi r_i dr_i = \frac{1.3}{2\sqrt{Re}} \rho \pi \omega^2 r_i^3 dr_i \quad (8)$$

圆环 i 的摩擦阻力矩为

$$T_{mi}^L = F_i r_i = \frac{1.3}{2\sqrt{Re}} \rho \pi \omega^2 r_i^4 dr_i \quad (9)$$

整个浸油面积的摩擦阻力矩为

$$T_{em}^L = 2 \int_0^r \frac{1.3}{2\sqrt{Re}} \rho \pi \omega^2 r_i^4 dr_i = \frac{0.26}{\sqrt{Re}} \rho \pi \omega^2 r^5 \quad (10)$$

(2) 润滑油低于中心线情况。

已知液面距离中心线的位置为 h ，圆环不再是完整的半圆环，其半径为 r_i ，圆弧角为 θ ，圆弧长度 $R_i = \frac{2\pi\theta}{180} r_i$ ，浸油圆环 i 所受摩擦力为

$$F_i = \frac{1.3}{\sqrt{Re}} \frac{\rho (\omega r_i)^2}{2} S = \frac{1.3}{\sqrt{Re}} \frac{\rho \pi \omega^2 (h^2 + l^2)^{\frac{3}{2}} \theta}{180} dl \quad (11)$$

浸油圆环 i 所受摩擦阻力矩为

$$T_{li}^L = F_i r_i = \frac{1.3}{\sqrt{Re}} \frac{\rho \pi \omega^2 (h^2 + l^2)^{\frac{3}{2}} \theta}{180} dl \quad (12)$$

浸油面所受阻力矩为

$$T_{el}^L = 2 \int_0^{\sqrt{r^2 - h^2}} \frac{1.3}{\sqrt{Re}} \frac{\rho \pi \omega^2 (h^2 + l^2)^{\frac{3}{2}} \theta}{180} dl \quad (13)$$

(3) 润滑油高于中心线情况

$$T_{eh}^L = \frac{0.26}{\sqrt{Re}} \rho \pi \omega^2 r^5 -$$

$$\int_0^{\sqrt{r^2 - (h-r)^2}} \frac{1.3}{\sqrt{Re}} \frac{\rho \pi \omega^2 ((h-r)^2 + l^2)^{\frac{3}{2}} \arctan \frac{l}{h-r}}{90} dl \quad (14)$$

上标 L 代表层流，下标 e 代表端面， m, l, h 代表油液面的位置。

1.2.2 紊流情况

对于紊流情况，假设附面层速度变化满足 Prandtl 七分之一次方定律^[24]，即

$$U_x = U \left(\frac{y}{\phi} \right)^{\frac{1}{7}} \quad (15)$$

$$\tau = 0.0225 \rho U^2 \left(\frac{\nu}{U\phi} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (16)$$

代入附面层动量定理可得

$$\frac{7}{72} \rho U^2 \frac{d\phi}{dx} = \tau = 0.0225 \rho U^2 \left(\frac{\nu}{U\phi} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (17)$$

$$\frac{7}{72} \frac{d\phi}{dx} = 0.0225 \left(\frac{\nu}{U\phi} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (18)$$

$$\phi = 0.37 \left(\frac{\nu}{Ux} \right)^{\frac{1}{5}} x \quad (19)$$

$$\tau_0 = 0.0288 U^{9/5} \nu^{1/5} \rho x^{-1/5} \quad (20)$$

(1) 润滑油位于中心线情况。

圆环 i 的摩擦阻力为

$$F_i = \int_0^x \tau_0 dS = \int_0^{\pi r_i} 0.0288 U^{9/5} \nu^{1/5} \rho x^{-1/5} dx dr_i = 0.036 (\omega r_i)^{9/5} \nu^{1/5} \rho (r_i \pi)^{4/5} dr_i \quad (21)$$

整个浸油面积的摩擦阻力矩为

$$T_{em}^T = 0.016 \omega^{9/5} \nu^{1/5} \rho \pi^{4/5} r^{23/5} \quad (22)$$

(2) 润滑油低于中心线情况。

圆环 i 的摩擦阻力为

$$F_i = 0.036 \nu^{1/5} \rho (\omega r_i)^{9/5} \left(\frac{2\pi r_i \theta}{180} \right)^{4/5} dl = 0.036 \rho \nu^{1/5} \omega^{9/5} r_i^{13/5} \left(\frac{\pi \theta}{90} \right)^{4/5} dl \quad (23)$$

整个浸油面积的摩擦阻力矩为

$$T_{el}^T = 2 \int_0^{\sqrt{r^2 - h^2}} 0.036 \nu^{1/5} \rho \omega^{9/5} (h^2 + l^2)^{9/5} \times \left(\frac{\pi \theta}{90} \right)^{4/5} dl \quad (24)$$

(3) 润滑油高于中心线情况

$$T_{eh}^T = 0.032 \omega^{9/5} \nu^{1/5} \rho \pi^{4/5} r^{23/5} - \int_0^{\sqrt{r^2 - (h-r)^2}} \left\{ 0.072 \nu^{1/5} \rho \omega^{9/5} \left(\sqrt{(h-r)^2 + l^2} \right)^{9/5} \times \left(\frac{\pi \arctan \frac{l}{h-r}}{90} \right)^{4/5} dl \right\} \quad (25)$$

上标 T 代表紊流, 下标 e 代表端面, m, l, h 代表油液面的位置。

1.3 齿轮周面摩擦阻力矩

周面摩擦阻力矩同端面摩擦阻力矩的产生机理相同, 均是和润滑油的摩擦产生的, 不同在于周面润滑油的速度恒定的。且由于非啮合区域轮齿之间的润滑油量会随着速度增加而减少, 因此在齿轮高速运转下, 假设齿轮非啮合区域与润滑油接触情况

同圆柱体与润滑油接触具有一样的特性。齿轮周面摩擦阻力矩同样分为层流和紊流两种情况讨论。

(1) 层流情况。

当齿轮周面与润滑油的接触情况为层流时, 齿轮周面摩擦阻力矩的计算方法与 1.2.1 层流情况端面摩擦一致。只是周面接触的润滑油速度是恒定的。

$$T_w^L = \frac{1.3}{2\sqrt{Re}} \rho \pi \omega^2 R^4 b \quad (26)$$

式中, T_w^L 为层流下齿轮周面摩擦阻力矩; b 为齿轮宽度; R 为浸油圆周长度。

(2) 紊流情况。

当齿轮周面与润滑油的接触情况为紊流时, 齿轮周面摩擦阻力矩的计算方法与 1.2.2 紊流情况端面摩擦一致。

$$T_w^T = 0.036 (\omega r)^{9/5} \nu^{1/5} \rho R^{4/5} b \quad (27)$$

式中, T_w^T 为紊流下齿轮周面摩擦阻力矩。

1.4 轮齿挤压阻力矩

1.4.1 轮齿挤压模型

当齿轮轮齿啮合时, 轮齿之间的间隙会随着齿轮的转动而变化, 润滑油会周期性从齿间间隙中挤出和吸入, 润滑油在挤压的过程中会产生阻力矩。一对直齿轮副在三个不同的啮合位置 ($p=0, 1, 2$) 的侧视图如图 5 所示。

图 5 不同位置下齿轮啮合区域侧视图

由图 5 可以看出, 挤压侧面积 S_{ij}^p (齿轮 i 在啮合位置 p 处的第 j 个挤压侧面积) 由齿轮渐开线齿廓形状和齿根轮廓所确定。

建立齿轮副三维实体模型, 并通过中心距检验齿轮副的正确啮合位置。运用布尔运算分离出主被动齿轮齿根与齿顶之间的挤压区域, 并测量出挤压侧面积 S_{ij}^p 在三个啮合位置的数值见表 2。计算挤压阻力矩时, 假设油液面处于中心线位置时啮合区域的润滑油在各转速下都是充足的。

表 2 S_{ij}^p 挤压侧面积与转动角度

啮合位置	挤压侧面积/mm ²	转动角度/(°)
初始位置 $p=0$	4.421	0
$p=1$	1.879	7.2
$p=2$	1.021	14.4

假设挤压区域的润滑油是不可压缩的, 不考虑齿间的间隙, 即润滑油仅从侧面流出, 啮合位置 $0 \rightarrow 1 \rightarrow 2$ 的挤压侧面积是线性变化。通过布尔运算可获得各挤压侧面积 S_{ij}^p , 进而求得齿间挤压区域中润滑油的体积变化, 根据连续性方程可求得润滑油的速度, 利用流体动量守恒原理计算挤压润滑油的功率损失, 进而计算挤压阻力矩。

1.4.2 挤压阻力矩

得到不同啮合位置的挤压侧面积后, 乘上齿宽得到挤压润滑的体积, 即 $V_{ij}^p = bS_{ij}^p$, 则润滑油被挤压出的速度为

$$v_{ij}^p = \frac{\Delta V}{S \Delta t} = \frac{(V_{ij}^p - V_{ij}^{p-1}) \omega_i}{2S_{ij}^p \Delta \theta} \quad (28)$$

式中, v_{ij}^p 是润滑油速度; ΔV 为体积变化量; Δt 为变化时间; ω_i 为齿轮 i 的角速度; $\Delta \theta$ 为角度变化量。

计算出润滑油速度后, 运用伯努利原理计算出压强, 压强乘润滑油体积变化率即为挤压功率损失

$$P_{ij}^p = P_{ij}^{p-1} + \frac{1}{2} \rho \left((v_{ij}^p)^2 - (v_{ij}^{p-1})^2 \right) \quad (29)$$

$$P_{ij}^p = \frac{P_{ij}^p \Delta V}{\Delta t} = \frac{P_{ij}^p (S_{ij}^p - S_{ij}^{p-1}) b \omega_i}{\Delta \theta} \quad (30)$$

S_{ij}^p 处的挤压阻力矩为

$$T_{ij}^p = \frac{9550 P_{ij}^p}{n_i} \quad (31)$$

式中, T_{ij}^p 为齿轮 i 在啮合位置 p 处的第 j 个挤压侧面积所产生的挤压阻力矩; n_i 为齿轮 i 的转速。

将相同的计算过程运用在主被动齿轮其他挤压侧面积处, 以确定从位置 $0 \rightarrow 1 \rightarrow 2$ 的总挤压阻力矩, 求挤压阻力矩平均值即可得到平均挤压阻力矩

$$T = \frac{1}{2} \sum_{p=1}^2 (T_{ij}^p) \quad (32)$$

至此, 高速齿轮搅油阻力矩的三个组成部分: 端面摩擦阻力矩、周面摩擦阻力矩和挤压阻力矩已计算完毕。齿轮副搅油阻力矩的理论计算流程如图 6 所示。

图 6 搅油阻力矩理论求解流程

2 试验验证

2.1 试验台架

为了验证计算模型的有效性, 同时研究不同参数对高速齿轮传动系统搅油阻力矩的影响规律, 设计并搭建了单对直齿轮副搅油阻力矩试验台架, 其结构如图 7 所示。试验台架主要包括驱动电动机、被试齿轮箱、动力传动系统、数据采集设备及控制系统和监控系统。试验台架的参数如表 3 所示。试验台架的测控系统包括由电机和变频器组成的电动机控制模块、电动机信号采集模块和转矩传感器信号采集模块组成, 控制软件界面与测控系统原理图如图 8 所示。试验时使用温度传感器监控润滑油的温度, 润滑油的参数如表 4 所示。

表 3 试验台架的相关参数

参数	数值
电动机功率/kW	11
最大扭矩/(N·m)	35
最高转速/(r/min)	9 000
传感器转矩量程/(N·m)	±50
传感器精度/(N·m)	±10 ⁻⁴

图 7 搅油试验台架实物图

1. 变频器 2. 驱动电动机 3. 转速转矩传感器
4. 6. 轴承座 5. 齿轮箱

(a) 控制软件界面

(b) 试验台架测控系统原理图

图 8 试验台架测控系统

表 4 润滑油参数

润滑油型号	黏度/(m ² /s)	密度/(kg/m ³)	温度/℃
75W-90	7.59×10 ⁻⁵	831	40

2.2 正交试验方案设计

试验时涉及的变量参数有转速、齿宽和浸油深度三个因素，根据这三个因素各提出三个不同水平参数，共有 $3^3=27$ 组参数组合，这需要大量的试验对影响因素进行分析，耗时较大。因此本文采用正交试验设计结合数值计算用较少的具有代表性的数据来分析各因素对试验结果的影响顺序，并确定试验时各因素的水平值。

本文采用的是直观分析法^[25-26]，首先确定各因素波动范围，如表 5 所示；建立 $L_9(3^3)$ 正交试验表，即 3 因素 3 水平正交试验表，其中第四组为空白因素，进行 9 组因素组合的数值计算，得到每个组合的搅油阻力矩值数值计算值，如表 6 所示；最后将各因素在各水平下的搅油阻力矩值相加，记为 K_i ，取各因素在各水平下的搅油阻力矩平均值，记为 $\bar{K}_i$ ，计算每个因素的极差，记为 R_j ，排列各因素在各水平下的极差的顺序，即可得到各因素对试验结果的影响顺序，如表 7 所示。

表 5 因素水平表

水平	因素		
	A 转速/(r/min)	B 浸油深度/mm	C 齿宽/mm
1	2 000	0	14
2	3 000	-10	24
3	4 000	-20	34

表 6 正交表

试验号	影响因素				评价指标
	A 转速 /(r/min)	B 浸油深度 /mm	C 齿宽 /mm	D 空白	搅油 阻力矩
1	2 000	0	14		0.07
2	2 000	-10	24		0.11
3	2 000	-20	34		0.12
4	3 000	0	24		0.36
5	3 000	-10	34		0.48
6	3 000	-20	14		0.08
7	4 000	0	34		1.48
8	4 000	-10	14		0.18
9	4 000	-20	24		0.27

表 7 直观分析表

因素	A 转速/(r/min)	B 浸油深度/mm	C 齿宽/mm
K_1	0.30	1.91	0.33
K_2	0.92	0.77	0.74
K_3	1.93	0.47	2.08
$\bar{K}_1$	0.1	0.64	0.11
$\bar{K}_2$	0.31	0.26	0.25
$\bar{K}_3$	0.64	0.16	0.69
R_j	0.54	0.48	0.58

如表 7 所示，各因素对齿轮副搅油阻力矩的主要影响顺序是 $C > A > B$ ，即齿轮副齿宽对搅油阻力矩的影响最大，静态浸油深度影响最小。同时可以确定齿轮副在试验时的静态浸油深度水平，以齿轮

中心线为界,依次降低 10 mm、20 mm,图 9 是齿轮副与齿轮箱静态浸油深度示意图;齿轮副的齿宽水平为 14 mm、24 mm 和 34 mm,齿轮参数如表 8 所示,齿轮的实物图如图 10 所示。

试验时通过控制器控制转速逐渐增加到目标转速,等到转速稳定后开始采集数据,每个转速工况采集六组数据,每组采集 15 s,最后取有效测量平均值。

消除试验台架系统误差,获得搅油阻力矩的步骤如下。

(1) 齿轮箱不加润滑油,运行上述工况,扭矩传感器测得阻力矩 1,包括齿轮啮合力矩、轴承力矩和风阻力矩。

(2) 按照工况添加润滑油,运行步骤一相同工况,扭矩传感器测得阻力矩 2,包括齿轮啮合力矩、轴承力矩、风阻力矩、搅油力矩。

(3) 用步骤二测得阻力矩 2 减去步骤一测得阻力矩 1,差值即为搅油阻力矩。

在整个试验过程中,台架不加载。轴承是单独安装在齿轮箱上,并采用脂润滑,因此齿轮箱中是否添加润滑油不会影响各个轴承的摩擦阻力。

(a) 齿轮副静态浸油深度示意图

(b) 齿轮箱浸油深度示意图

图 9 静态浸油深度示意图

表 8 直齿轮副参数

齿轮副	模数/mm	齿数	齿宽/mm	压力角/(°)	中心距/mm
1	2	25/50	14	20	75
2	2	25/50	24	20	75
3	2	25/50	34	20	75

图 10 不同齿宽齿轮实物图

3 结果及讨论

3.1 不同转速下的搅油阻力矩特性

以表 8 中的齿轮副 2 为例,静态浸油深度在齿轮中心线位置。齿轮副搅油阻力矩随转速变化见图 11。图中横坐标为输入转速纵坐标为齿轮副搅油阻力矩。由图 11 可知,搅油阻力矩随着转速的升高而增大,转速越高,上升幅度越大。在齿轮副搅油过程中,啮合区域的挤压阻力矩是齿轮副搅油阻力矩的主要来源,端面与周面摩擦阻力矩随转速变化规律基本一致。

图 11 齿轮副搅油阻力矩随转速变化规律

试验结果与数值结果的对比见图 12,可以看到试验结果与数值计算结果随转速变化趋势一致,均是随转速升高。但随着转速的升高数值计算结果会高于试验结果,这是由于在离心力的作用下,啮合区域的润滑油会越来越少。

图 12 不同转速下数值计算与试验结果的对比

主动齿轮和被动齿轮各自的搅油阻力矩如图 13 所示。主动齿轮和被动齿轮具有相同的圆周线速度，但从图中可以观察到，虽然主动齿轮的转速要高于被动齿轮，但主动齿轮搅油阻力矩数值明显低于被动齿轮。除了关注转速对搅油阻力矩的影响外，还需要利用上述模型进一步分析其他参数对齿轮副搅油阻力矩的影响规律。

图 13 主被动齿轮的搅油阻力矩

3.2 不同浸油深度下的搅油阻力矩特性

选择 0 mm, -10 mm, -20 mm 三种浸油深度作为静态浸油深度的研究对象，浸油深度示意图见图 9。齿轮以齿轮副 2 为例，参数见表 8。假设油液面位于中心线位置时，啮合区域的油量充足的，用 $(r-h)/r$ 表示不同浸油深度下啮合区域的油量。

不同静态浸油深度下齿轮副搅油阻力矩随转速的变化如图 14 所示。由图 14a 可知，随着转速的增加不同浸油深度下的搅油阻力矩相差越大。由图 14b、14c 和 14d 可知，浸油深度对端面摩擦阻力矩和周面摩擦阻力矩的影响比较小，但挤压阻力矩随着浸油深度和转速的变化显著降低，主要原因为啮合区域的润滑油在减少。

(a)

(b)

(c)

(d)

图 14 不同浸油深度下的搅油力矩

图 15 中, 主动齿轮与被动齿轮的搅油阻力矩变化规律相似, 这表明浸油深度对主被动齿轮各自的影响规律是相同的。同时可以观察到, 不同浸油深度下搅油阻力矩值差距明显, 这个差距主要是啮合区域的润滑油减少导致搅油阻力矩降低造成的。

图 15 不同浸油深度下主被动齿轮搅油阻力矩

从不同静态浸油深度对齿轮副搅油阻力矩的影响规律可以发现: 在满足齿轮副的润滑条件的前提下, 适当减少润滑油可降低齿轮副搅油阻力矩, 减少齿轮传动系统的功率损失, 提高齿轮传动系统的效率。

3.3 不同齿宽下的搅油阻力矩特性

选择齿轮副 1, 2, 3 为齿轮宽度的研究对象, 齿轮参数如表 8 所示, 齿轮副浸油深度在中心线位置。不同齿宽下, 搅油阻力矩随转速变化规律见图 16。从图 16a 可以看出, 齿宽增大(14-24-34), 搅油阻力矩的增长速率也随之增加。从图 16b~16d 可以看出齿宽的变化会影响周面摩擦与齿间挤压阻力矩, 尤其是对挤压阻力矩的影响十分明显, 对端面摩擦阻力矩并无影响。

图 16 不同齿宽下搅油阻力矩

主动齿轮、被动齿轮的搅油阻力矩见图 17, 可以看出齿宽是影响搅油阻力矩的一个重要因素。随着转速的增加, 主、被动齿轮搅油阻力矩增长的越来越快。在不同齿宽下, 主动齿轮的搅油阻力矩数值要低于被动齿轮, 但随齿宽的变化规律相似。

图 17 不同齿宽下主被动齿轮搅油阻力矩

4 结论

(1) 本文从搅油阻力矩产生机理出发, 通过理论推导得到搅油阻力矩计算公式, 建立齿轮副搅油理论计算模型。综合考虑齿轮副搅油时齿面润滑油速度与啮合区域油量变化的影响, 在理论计算的基础上, 结合试验对不同参数影响下搅油阻力矩的变化规律进行了研究。

(2) 转速是影响搅油阻力矩的一个重要因素。随着转速增加, 搅油阻力矩的增长速率越来越大, 在高速齿轮传动系统中, 搅油阻力矩显得尤为重要。

(3) 除了转速的影响外, 齿宽对搅油阻力矩的影响最显著, 随着齿宽的增加, 齿轮副的挤压阻力矩增加, 搅油阻力矩显著增加。

(4) 在计算模型中, 浸油深度对搅油阻力矩的影响要略小于转速和齿宽, 增幅较小。浸油深度的变化主要影响的是啮合区域的挤压阻力矩。

本文关注了转速、齿宽、浸油深度对齿轮副搅油阻力矩的影响规律, 其他参数如润滑油黏度、密度、温度、螺旋角等因素, 将作为下一步研究计划。

参 考 文 献

- [1] HEINGARTNER P, MBA D. Determining power losses in the helical gear mesh[J]. Gear Technology, 2005, 9(10): 32-37.
- [2] DIAB Y, VILLE F, VELEX P. Investigations on power losses in high-speed gears[J]. Engineering Tribology, 2006, 220: 191-198.
- [3] HU Xiaozhou, JIANG Yiyao. Churning power losses of a gearbox with spiral bevel geared transmission[J]. Tribology International, 2019, 129: 398-406.
- [4] SEABRA J, MICHAELIS K, BERND R, et al. Influence factors on gearbox power loss[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2011, 63(1): 46-55.
- [5] 王连生, 郝志勇, 郑康. 变速箱阻滞力矩对齿轮系多体动力学及敲击噪声的影响[J]. 中南大学学报, 2015(12): 4453-4459.
WANG Liansheng, HAO Zhiyong, ZHENG Kang. Influence of transmission blocking moment on multi-body dynamics and percussion noise of gear train[J]. Journal of Central South University, 2015(12): 4453-4459.
- [6] BONESS R J. Churning losses of discs and gears running partially submerged in oil[C]// Proc. ASME Int. Power Trans. Gearing Conference, Chicago, 1989: 355-359.
- [7] LUKE P, OLIVER A V. A study of churning losses in dip-lubricated spur gears[J]. Journal of Aerospace Engineering, 1991, 213(5): 337-346.
- [8] CHANGENET C, VELEX P. A model for the prediction of churning losses in geared transmissions—preliminary results[J]. Transactions of the ASME, 2007, 1(129): 128-133.
- [9] CHANGENET C, OVIEDO M, VELEX P. Power loss predictions in gear transmissions using thermal networks-applications to a six-speed manual gearbox[J]. Transactions of the ASME, 2006, 5(128): 618-625.
- [10] International Organization for Standardization. ISO/TR-14179-1[S]. Switzerland, 2001.
- [11] SEETHARAMAN S, KAHRAMAN A. An investigation of load-independent power losses of gear systems[D].

- Ohio State University, 2009.
- [12] DIAB Y, VILLE F. Experimental and numerical investigations on the air-pumping phenomenon in high speed spur and helical gears[J]. Mechanical Engineering Science, 2005, 219: 785-800.
- [13] SAEGUSA D, KWAI S. CFD analysis of lubricant fluid flow in automotive transmission[R]. SAE, 2014.
- [14] LIU H, JURKSCHAT T, LOHNER T, et al. Determination of oil distribution and churning power loss of gearboxes by finite volume CFD method[J]. Tribology International, 2017, 109: 346-354.
- [15] CONCLI F, GORLA C, DELLA TORRE A, et al. Churning power losses of ordinary gears: A new approach based on the internal fluid dynamics simulations[J]. Lubrication Science, 2015, 27(5): 313-326.
- [16] CONCLI F, GORLA C. Numerical modeling of the power losses in geared transmissions: Windage, churning and cavitation simulations with a new integrated approach that drastically reduces the computational effort[J]. Tribology International, 2016, 103: 58-68.
- [17] CARLO C, FRANCO C, KARSTEN S, et al. Hydraulic losses of a gearbox: CFD analysis and experiments[J]. Tribology International, 2013, 66: 337-344.
- [18] GUO Dong, CHEN Fangchao. Numerical modeling of churning power loss of gear system based on moving particle method[J]. Tribology Transactions, 2020, 63(1): 182-193.
- [19] TEREKHOV A. Hydraulic losses in gearboxes with oil immersion[J]. Vestnik Mashinostroeniya, 1975, 55(5): 13-17.
- [20] LAUSTER E, BOOS M. Zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe für Nutzfahrzeuge[J]. VDI-Ber, 1983, 488: 45-55.
- LAUSTER E, BOOS M. For the heat balance of mechanical gearboxes for commercial vehicles[J]. VDI-Ber, 1983, 488: 45-55.
- [21] CAMERON A. 润滑理论基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980.
- CAMERON A. Theoretical basis of lubrication[M]. Beijing: China Machine Press, 1980.
- [22] 佟庆理. 两相流动理论基础[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1982.
- TONG Qingli. Theoretical basis of two-phase flow[M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 1982.
- [23] 吴望一. 流体力学[M]. 北京: 北京大学出版社, 1982.
- WU Wangyi. Fluid mechanics[M]. Beijing: Peking University Press, 1982.
- [24] STREETER L V, WYLIE E B. Fluid mechanics[M]. 8th ed. New York: McGraw-Hill, 1985.
- [25] 王伟, 负超. 机器人机构精度综合的正交试验法[J]. 机械工程学报, 2009, 45(11): 24-30.
- WANG Wei, YUN Chao. Orthogonal experimental design to synthesize the accuracy of robotic mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(11): 24-30.
- [26] 李波. 空间润滑谐波减速器传动性能正交试验分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(3): 82-87.
- LI Bo. Orthogonal experimental analysis on transmission performance of space lubricated harmonic drive[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(3): 82-87.
- 作者简介: 郭栋(通信作者), 男, 1983 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为汽车传动系统 NVH 技术, 新型高性能传动技术。
E-mail: guodong@cqut.edu.cn
- 陈芳超, 男, 1995 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为电动汽车高速齿轮传动系统技术。
E-mail: chenfangchao@2018.cqut.edu.cn