

城轨列车齿轮箱飞溅润滑冷却特性研究

杨林杰¹ 张博晗¹ 陈慧潇¹ 司浩南² 师陆冰¹

[1. 郑机所(郑州)传动科技有限公司, 郑州 450001]

[2. 苏州舜云工程软件有限公司, 苏州 215100]

摘要:【目的】城轨列车齿轮驱动装置采用飞溅润滑方式。为研究飞溅润滑模式下润滑冷却特性对齿轮箱传动效率与服役寿命的影响规律, 揭示其耦合作用机制, 满足传动系统的工程应用发展需求。【方法】首先, 基于改进的移动粒子半隐式法构建齿轮箱飞溅润滑流场仿真模型, 引入2阶小二乘模型提升计算精度; 其次, 结合热网络法与有限元法建立齿轮箱热-流耦合温度场仿真模型, 重点研究齿轮箱输入转速和初始油位高度对齿轮搅油功率及系统润滑冷却特性的影响规律, 并通过试验验证了该齿轮箱温度场仿真预测模型的准确性。【结果】结果表明, 搅油功率损失随着转速的增加呈指数倍增大; 齿轮箱对流换热系数随着油位的升高不断增大, 对流换热系数越大, 系统冷却特性越好; 齿轮箱在转速1900 r/min、中油位(低速轮轴线以下262 mm)工况下齿轮及轴承温升最小; 齿轮箱轴承与油池温度仿真值与试验值变化趋势一致且相对误差小于8%。研究为城轨列车齿轮箱的设计优化提供了理论依据, 对保障地铁安全运行具有重要的工程价值。

关键词: 齿轮箱; 飞溅润滑; 温度场; 搅油损失; 城轨列车

中图分类号: TH132.41

DOI: 10.16578/j.issn.1004.2539.XXXX.XX.001

0 引言

近年来, 针对城轨列车驱动装置的研究发现, 齿轮箱作为列车组传动系统的核心组件, 其运行状态会直接影响动车组运行的动力性能和安全性能。齿轮箱高速运转产生的热功率损失若无法通过润滑冷却有效耗散, 将导致系统整体温度升高, 进而影响齿轮润滑状态与承载能力。因此, 亟须对齿轮传动装置的润滑冷却性能展开系统性研究。

目前, 齿轮箱润滑特性的研究主要是基于计算流体力学方法分析内部油液流场分布。LIU等^[1-3]采用有限体积法建立FZG齿轮箱搅油损失模型, 揭示了转速、油位及黏度对润滑油流场分布与搅油损失的影响机制。有限体积法计算精度较高、技术成熟, 是齿轮箱流场数值仿真的重要方法之一; 但其计算成本过高, 且对于模型网格质量的要求较高, 极易因不良的网格划分导致迭代计算停止。相比之下, 粒子法通过将流体离散为具有坐标和速度矢量的粒子集合, 避免了网格处理难题且计算效率高, 故被大量学者应用于齿轮飞溅润滑的研究。JI等^[4]基于无网格光滑粒子法(Smoothed Particle Hydrodynamics, SPH)在不同雷诺数和油位高度下完成了多组数值仿

真, 并进行了试验验证。GUO等^[5]基于移动粒子半隐式法(Moving Particle Semi-implicit, MPS)量化了齿轮副不同转速、浸油深度和润滑油温度等对搅油损失的影响, 并通过试验对仿真结果进行了验证。DENG等^[6-9]应用MPS法探究动车组齿轮箱的润滑机理, 对箱体内壁和齿轮表面均采用无滑移壁面边界, 忽略了油液在壁面上的流动性, 并分析了输入转速、初始润滑油量对箱体内壁和齿轮表面的润滑油覆盖率、油膜分布特性及功率损失的影响。基于粒子法的润滑流场分析方法十分成熟, 可以获取齿轮箱内部准确的油液分布, 有助于计算零件表面对流换热系数。

齿轮箱运行过程中的热量主要来源于齿轮啮合损失和轴承损失的负载损耗及搅油损失的非负载损耗。针对复杂齿轮箱的温度场研究, 目前大多采用成本低且计算效率高的热网络法。葛世祥等^[10-11]基于热网络法对GSS型高速齿轮箱进行热分析, 建立减速器热流传递的热网络模型, 并用Matlab软件进行编程求解, 但节点数量和节点位置的选择对计算精度影响较大。向东等^[12]针对风电齿轮箱建立热网络模型, 基于热力学方程组中的热量计算模型和热交换中节点间的热阻计算方法, 获得各节点的温度,

收稿日期: 2025-09-17 修回日期: 2025-11-28

作者简介: 杨林杰, 男, 1979年生, 河南漯河人, 工学硕士, 高级工程师; 主要研究方向为高速齿轮传动; ysuylj@126.com。

引用格式: 杨林杰, 张博晗, 陈慧潇, 等. 城轨列车齿轮箱飞溅润滑冷却特性研究 [J]. 机械传动, XXXX, XX (XX): 1-9.

YANG Linjie, ZHANG Bohan, CHEN Huixiao, et al. Analysis of splash lubrication cooling characteristics in urban rail transit train gearbox [J]. Journal of Mechanical Transmission, XXXX, XX (XX): 1-9.



免费获取

并将仿真值和实测值进行了对比。在热网络法研究中,零件表面对流换热系数基于理论公式进行估算,忽略了实际油液分布的影响。因此,基于数值计算获得的系统热平滑温度值并不能准确表征关键零部件的温度分布情况。

综上所述,基于粒子法的数值仿真和热网络法的数值计算分别在齿轮箱润滑与温度场研究中获得广泛应用,但鲜有研究将两者合并应用,互相取长补短。因此,考虑到某型城轨列车齿轮箱工作环境温较大、功率输出变化频繁以及其内部特殊的集油导油结构等因素,本文将移动粒子法与热网络法相结合,通过2阶最小二乘移动粒子半隐式法优化传统粒子作用模型,提高流场中润滑油液粒子分布的计算精度,获取了准确的表面对流换热系数;引入有限元法空间离散系统节点,建立齿轮箱温度场热网络计算模型,系统研究了输入转速和初始润滑油位对齿轮箱润滑效果及冷却散热特性的影响机制。

1 数值方法

移动粒子半隐式法(Moving Particle Semi-Implicit method, MPS)是一种基于拉格朗日体系的无网格粒子类方法。其采用任意分布的粒子对流场进行空间离散,并基于预估-修正(半隐式格式)的方式求解流体控制方程,通过核函数表征的相互作用模型实现粒子间质量、动量、压力等物理量的传递。

1.1 基本控制方程

基于MPS法的流体仿真遵循拉格朗日体系下流体运动的质量方程、动量方程和能量方程,即

$$\rho \nabla \mathbf{u} + \frac{d\rho}{dt} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{d\mathbf{u}}{dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} + \rho \mathbf{g} \quad (2)$$

$$\rho \frac{dH}{dt} = \lambda \nabla^2 T + Q \quad (3)$$

式中, ρ 为液体密度, kg/m^3 ; \mathbf{u} 为流体速度矢量, m/s ; p 为压力, Pa ; μ 为流体动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; \mathbf{g} 为重力加速度, m/s^2 ; t 为时间, s ; H 为热焐, J ; λ 为热导率, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; T 为流体温度, K ; Q 为体积热源, J ; ρ 为材料密度,为常数。

1.2 核函数与粒子数密度

MPS法计算过程中通过核函数计算粒子之间的相互作用。核函数表达式为

$$\omega(r_p) = \begin{cases} \frac{r_c}{r_p} - 1, 0 < r_p < r_c \\ 0, r_p \geq r_c \end{cases} \quad (4)$$

式中, $\omega(r_p)$ 为核函数; r_c 为粒子的有效半径; r_p 为粒子之间的距离。在该核函数中,粒子仅和有效半

径内的粒子发生相互作用。如果两个粒子之间的距离大于 r_c ,则它们之间的势能为0;如果距离小于影响半径,随着距离的减小,势能将会增大。

粒子数密度是流体密度的一种表现方式,在MPS中表示一定范围内粒子的疏密程度。通过核函数可计算得到粒子数密度 n_i ,其表达式为

$$n_i = \sum_{j \neq i} \omega(|\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i|) \quad (5)$$

式中, n_i 为粒子 i 的粒子数密度; \mathbf{r}_i 和 \mathbf{r}_j 分别为粒子的位置向量。

1.3 2阶移动粒子作用模型

DUAN等^[13]研究发现,传统的MPS法在空间中仅为1阶。为提升计算稳定性和精度,本文在仿真中采用标准A型最小二乘移动粒子半隐式法(Least Squares Moving Particle Semi-Implicit method, LSMPS),以提高齿轮箱内部粒子的计算精度。

三维系统中粒子任意标量离散化公式为

$$\begin{aligned} \frac{\varphi_{ij}}{r_{ij}} = & \varphi_x \frac{x_{ij}}{r_{ij}} + \varphi_y \frac{y_{ij}}{r_{ij}} + \varphi_z \frac{z_{ij}}{r_{ij}} + \frac{l_0}{2} \varphi_{xx} \frac{x_{ij}^2}{l_0 r_{ij}} + \\ & \frac{l_0}{2} \varphi_{yy} \frac{y_{ij}^2}{l_0 r_{ij}} + \frac{l_0}{2} \varphi_{zz} \frac{z_{ij}^2}{l_0 r_{ij}} + \frac{l_0}{\varphi_{xy}} \frac{x_{ij} y_{ij}}{l_0 r_{ij}} + \\ & \frac{l_0}{\varphi_{yz}} \frac{y_{ij} z_{ij}}{l_0 r_{ij}} + \frac{l_0}{\varphi_{xz}} \frac{x_{ij} z_{ij}}{l_0 r_{ij}} \end{aligned} \quad (6)$$

式中, φ 为标量变量; i 为参考粒子; j 为邻近粒子; $\mathbf{r}_i = (x_i, y_i)$ 为粒子 i 的位置矢量; $\varphi_{ij} = \varphi_j - \varphi_i$; $x_{ij} = x_j - x$; $y_{ij} = y_j - y$; $\mathbf{r}_{ij} = \mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i$; $r_{ij} = |\mathbf{r}_{ij}|$; φ_x 为关于 x 的第一偏导数; φ_{xx} 为关于 x 的第二偏导数,依次类推。

1.4 自由表面边界条件

边界条件是求解泊松压力方程的必要条件,通常情况下,将自由表面上的环境压力作为边界条件。SHIBATA等^[14]提出虚拟粒子思想,即以粒子群区域边界外的虚拟粒子作为边界条件。其中,定义的虚拟粒子数密度的概念可表达为

$$n_{i,e} = \max(n^0 - n_i^*, 0) \quad (7)$$

泊松方程为

$$\begin{aligned} \frac{2d}{\Lambda n^0} [\sum_{j \neq i} (p_j - p_i) \omega(|\vec{r}_j - \vec{r}_i|) + (p_e - p_j) n_{i,e}] = \\ \frac{\rho}{n^0 \Delta t} \sum_{j \neq i} \frac{r_c}{|\vec{r}_j - \vec{r}_i|^3} (\vec{r}_j - \vec{r}_i) \cdot (\vec{u}_j^* - \vec{u}_i^*) \end{aligned} \quad (8)$$

式中, $\frac{2d}{\Lambda n^0}$ 为量纲归一化系数; d 为空间维度; Λ 为核函数归一化常数; p_e 为自由表面边界压力,即环境压力。

2 城轨列车齿轮箱仿真设置

2.1 齿轮箱模型简化与热源分析

本文主要研究城轨列车齿轮传动系统, 采用飞溅润滑方式。齿轮箱体结构复杂、附件众多, 主体结构包括主动轮、从动轮、上下箱体和轴承。为提升计算效率, 需要对齿轮箱模型进行合理简化: 移除箱体表面的螺栓等紧固件, 简化箱体倒角和圆角, 在确保不影响齿轮箱润滑特性的同时使箱体内外表面平滑工整。简化后的齿轮箱模型如图1所示, 齿轮基本参数如表1所示。

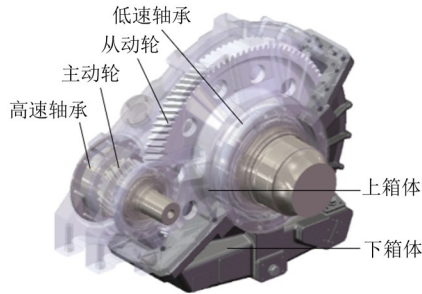


图1 城轨列车齿轮箱简化模型

Fig. 1 Simplified model of the urban rail train gearbox

表1 齿轮基本参数

Tab. 1 Basic parameters of gears

参数	主动齿轮	从动齿轮
齿数 z	23	96
模数 m/mm	6	
压力角 $\alpha/(\text{°})$	22.5	
螺旋角 $\beta/(\text{°})$	20(右旋)	20(左旋)
齿宽 b/mm	60	
中心距 a/mm	382	

为研究齿轮箱飞溅润滑冷却效果与搅油损耗功率受输入转速、润滑油初始油位高度等参数的影响规律, 设置仿真工况, 如表2所示。其中, $h=252\text{ mm}$ 为高油位; $h=262\text{ mm}$ 为中油位; $h=272\text{ mm}$ 为低油位。润滑油初始温度设为 20 °C 。

城轨列车驱动齿轮箱工作时, 系统的主要热源包括齿轮啮合摩擦功率损失、轴承摩擦功率损失与搅油功率损失。当功率损耗转化为热量时, 由于齿轮箱的封闭性难以散发, 导致箱体及内部零部件温升, 高温使得系统的传动效率与可靠性大幅降低。明确各功率损失的占比与大小, 可为后续热流耦合仿真提供数据基础。由于无法通过试验获得啮合损失与轴承损失来源, 本文选用经验公式的方法获取。

ANDERSON 等^[15]将啮合摩擦损失分为两部分, 即齿轮滑动摩擦损失 P_s 与滚动摩擦损失 P_g , 其计算模型如下所述。

表2 工况参数设置

Tab. 2 Setting of operating condition parameters

工况	主动轮转速 $n/(\text{r}/\text{min})$	油位高度 h/mm
1	950	低油位
2	1 900	
3	4 337	
4	950	中油位
5	1 900	
6	4 334	
7	950	高油位
8	1 900	
9	4 337	

滑动摩擦功率损失可表示为

$$P_s = \frac{fF_n v_s}{1000} \quad (9)$$

式中, f 为齿面摩擦因数; F_n 为齿轮平均法向载荷, N ; v_s 为齿轮平均滑动速度, m/s 。

滚动摩擦功率损失可表示为

$$P_g = \frac{9000bv_g h_e}{\cos\beta} \quad (10)$$

式中, b 为齿宽, mm ; v_g 为齿轮平均滚动速度, m/s ; h_e 为平均油膜厚度, μm 。

基于 PALMGREN^[16]的研究方法, 齿轮箱的轴承功率损失 P_z 的计算式为

$$P_z = \frac{(M_0 + M_1)n}{9549} \quad (11)$$

式中, M_0 为与轴承类型、润滑油性质及转速有关的摩擦力矩, $\text{N}\cdot\text{m}$; M_1 为与轴承负载有关的摩擦力矩, $\text{N}\cdot\text{m}$, n 为齿轮转速, r/min 。

2.2 润滑流场特性

2.2.1 仿真模型参数设置

如图2所示, 基于半隐式移动粒子法构建城轨列车传动齿轮箱飞溅润滑流场仿真模型, 采用粒子法流体分析软件 shonDy 对齿轮箱进行数值计算。图2中, 润滑油液高度 h (初始油位到从动轮轴线的距离) 为中油位, 绿色部分为生成的润滑油液粒子。

齿轮箱所有零部件均设置为刚体, 为更加贴合

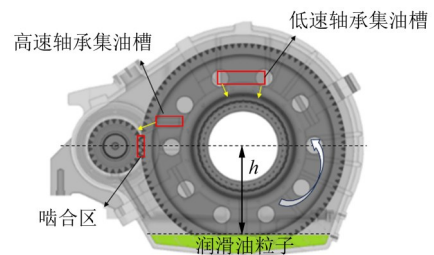


图2 齿轮箱 MPS 飞溅润滑仿真模型

Fig. 2 Simulation model of gearbox splash lubrication based on MPS

实际工况,根据滚动轴承实际运动特性,设置各个轴承均各按一定转速运转。为保证仿真计算的精度和效率,润滑油粒子直径选取为1 mm,润滑油采用75W-90合成油。润滑油基本物理参数如表3所示。考虑润滑油粒子所受的重力,设置重力加速度为 9.8 m/s^2 。打开湍流模型与传热接口;压力方程采用隐式算法,动量方程采用显式算法,库朗特数设置为0.3;仿真时间设为3 s,其中,0~0.2 s为加速阶段,0.2~3 s为匀速转动阶段。

表3 润滑油物理参数

Tab. 3 Physical parameters of lubricating oil

温度 $\theta/(\text{°C})$	密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	运动黏度 $\nu/(\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1})$
20	857	330.7
40	845	116
50	839	74.9
60	833	50.7

2.2.2 飞溅润滑搅油损失

齿面在飞溅润滑过程中所受到的反作用力为搅油阻力,主要包括齿面压力梯度阻力、润滑油黏性阻力和湍流剪切阻力。图3所示为齿轮副产生的搅油损失力矩随时间变化曲线,从动轮搅油损失力矩与主动轮一致,保持在较高水平。其中,齿轮在启动阶段产生极大的搅油损失力矩,经过大幅变化后,系统逐渐达到稳定状态。因此,本文均取2.52~3 s时刻区间的数据进行分析。

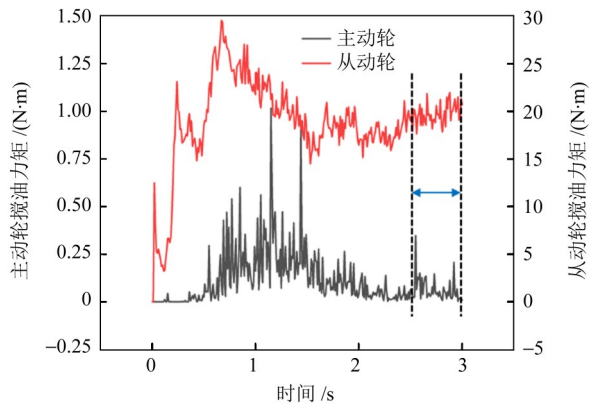


图3 工况2运行过程中齿轮搅油损失力矩曲线

Fig. 3 Torque loss curves of gear stirring oil during operation in condition 2

搅油功率损失为齿轮搅油阻力矩与转速的乘积,系统总功率损失为所有齿轮搅油功率损失之和,计算表达式^[17]为

$$P_{\text{loss}} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i n_i}{9550} \quad (12)$$

式中, P_{loss} 为齿轮箱总搅油功率损失, W; T_i 为齿轮所受搅油阻力矩, $\text{N}\cdot\text{m}$; n_i 为齿轮转速, r/min 。

2.2.3 润滑流场分布

以工况2为例,城轨列车齿轮箱飞溅润滑运行过程中,不同运转时刻油液粒子分布如图4所示。由图4可知,从动齿轮旋转搅动油液,使其沿箱体壁面向上飞溅;部分油液沿侧壁回落油池;剩余油液持续加速飞溅至箱体顶部,少量油液落入低速轴承集油槽,进入轴承内部实现润滑冷却;油液粒子动能耗尽时,沉降至轮齿啮合区及高速轴承集油槽处,确保关键区域获得充分润滑冷却。

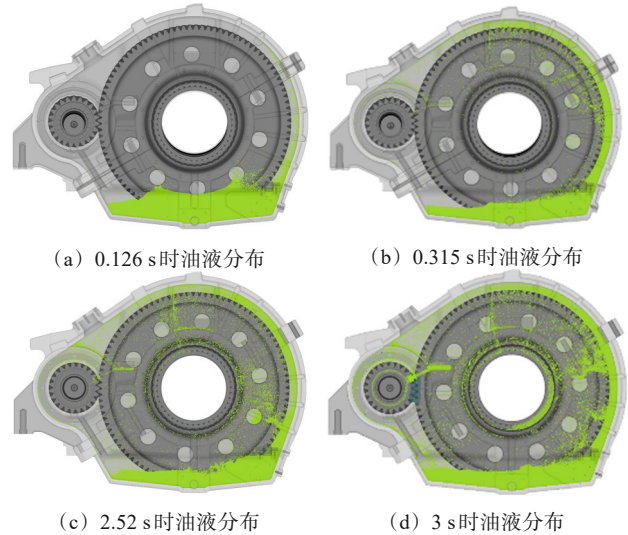


图4 不同运转时刻油液分布情况

Fig. 4 Oil distribution at different moments

2.2.4 齿轮箱表面对流换热系数

对流换热系数表征部件固体表面与流体间的换热能力。齿轮表面对流换热系数的大小由齿轮的转速、冷却方式和流体的物性参数所决定。由于齿轮箱内部各零部件的润滑油液粒子分布各异,所以,其表面对流换热系数的大小均不同。图5所示为工况2下齿轮箱内部对流换热系数分布情况。需要注意的是,基于粒子法移动壁面边界条件的算法特性,只有当粒子与齿轮表面接触时方可计算该区域的换热系数,否则换热系数赋值为0(图中蓝色区域)即不发生对流换热。

2.3 基于热网络法的温度场计算

热网络法将系统内的零部件转化为一些具有集

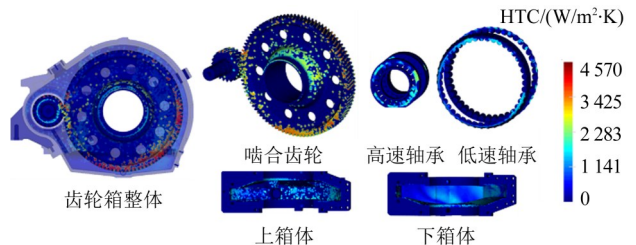


图5 齿轮箱内部对流换热系数分布

Fig. 5 Distribution of convective heat transfer coefficients inside the gearbox

总参数的节点, 节点之间传热用热阻代替, 在相应节点上加载热源, 构建复杂传热问题的热平衡方程式, 由计算机求解系统中各节点的平均温度值。但该结果并不能表征零件表面的详细温度梯度情况, 因而难以判断系统真实运行情况。因此, 基于有限元法引入空间离散化概念, 结果如图6所示。其基本思想是: 基于热网络法将零件转化为大节点, 通过网格剖分将齿轮节点、箱体节点空间离散为四面体网格, 利用多个网格小节点温度表征单个零件整体温度分布; 大节点间根据实际热量传递连接形成网络, 小节点间通过热传导传递热量, 传热路径上用热阻表示热量传递的难易程度; 最后, 将外部条件加载到进行发热或对流换热的节点。

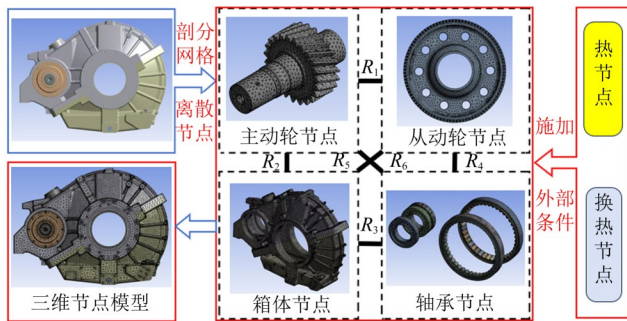


图6 热网络计算模型

Fig. 6 Computing model of the thermal network

本文基于系统级多物理场耦合平台 shonTA 对齿轮箱进行温度场仿真计算。图7所示为本文的研究方法。由图7可知, 在齿轮箱热分析中, 齿轮啮合摩擦损失、搅油功率损失和轴承摩擦损失为体热源, 将流场所获的齿轮箱内部对流换热作为散热边界, 并通过热传导及流固接触面的对流换热进行热量交换。

3 仿真结果分析

3.1 转速对齿轮箱润滑冷却特性的影响

转速对齿轮润滑的影响存在双重临界, 一是低速不足: 转速过低时, 齿轮搅油量不足, 难以形成有效飞溅润滑, 导致啮合区油膜缺失, 润滑失效; 二是高速过量: 转速过高时, 搅油量激增引发功率损失加剧, 传动效率下降, 同时, 过量油液冲击轴端密封, 恶化密封工况, 可靠性降低。

图8所示为工况4、5、6下齿轮箱内部对流换热系数与温度分布状况。由图8可知, 齿轮箱运行过程中的高温区域主要分布在底部及右侧。这是因为齿轮旋转搅动润滑油, 油液粒子首先飞溅至箱体右侧, 油液与齿轮进行换热后又回落至油池内, 使油池温度升高, 箱体与高温润滑油发生换热。所以, 润滑油粒子分布密集的区域对应箱体区域温度较高。

表4、图9所示为工况4、5、6下齿轮的搅油力

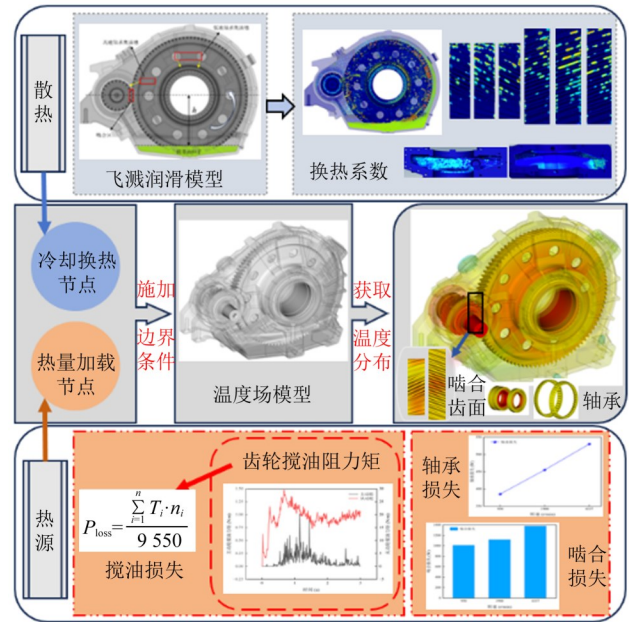


图7 热-流耦合模型分析方法

Fig. 7 Analysis method of the thermal-flow coupled model

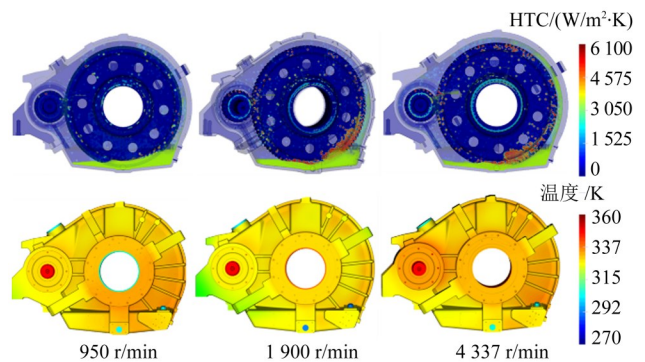


图8 不同转速下齿轮箱对流换热系数与温度分布

Fig. 8 Convective heat transfer coefficient and temperature distribution in gearbox at different rotational speeds

矩与功率损失状况。表4中, T_d 表示主动轮搅油阻力矩; T_s 表示从动轮搅油阻力矩。结果显示, 随着转速提高, 浸没在润滑油中的低速从动轮的搅油功率损失占比在逐渐增大, 齿轮搅油功率损失增长102倍。因此, 齿轮传动系统在高转速工况下应重点考虑降低搅油功率损失。

表4 不同转速下齿轮搅油力矩和总功率损失

Tab. 4 Churning torque and total power loss of gear at different speeds

工况	主动轮转速/(r/min)	油位	T_d /(N·m)	T_s /(N·m)	P_{loss} /W
4	950	中油位	0.082	3.918	69.44
5	1900		0.195	18.738	886.77
6	4337		1.102	62.343	7083.05

3.2 油位高度对齿轮箱润滑冷却特性的影响

齿轮箱内初始润滑油位对齿轮箱润滑冷却特性有着重要的影响。初始油位过低, 飞溅至齿轮啮合区的

润滑油量减少, 齿轮传动系统在运行过程中无法得到有效润滑; 初始油位过高, 导致搅油功率损失增大, 会降低传动效率。本节将齿轮箱的转速设置为动车组在额定运行速度对应的转速, 针对工况 2、5、8 分析初始油位对齿轮箱润滑冷却特性的影响。

图 10 所示为工况 4、5、6 下齿轮箱内部对流换热系数与温度分布状况。由图 10 可知, 随着润滑油量的增加, 齿轮箱最大对流换热系数从 $3\,960\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 增大至 $4\,020\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 齿轮箱的润滑冷却效果明显提高, 但齿轮旋转克服的搅油力矩也会增加, 导致齿轮箱内产热量显著上升, 此时箱体温度高于中油位。

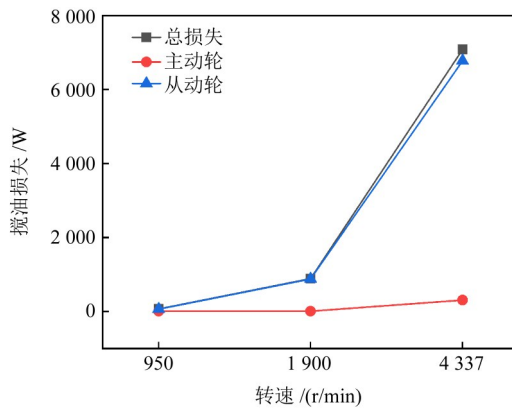


图 9 不同转速下齿轮箱的搅油功率损失

Fig. 9 Power loss of oil churning in gearbox at different rotational speeds

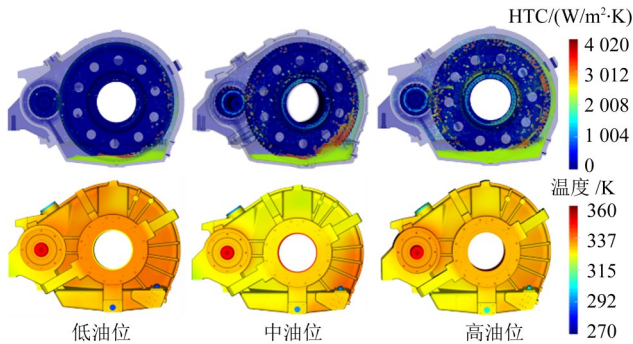


图 10 不同初始油位下齿轮箱对流换热系数与温度分布

Fig. 10 Convective heat transfer coefficient and temperature distribution in gearboxes at different initial oil levels

表 5、图 11 所示为工况 2、5、8 下齿轮的搅油力矩与功率损失状况。由图 11 可知, 从动轮的搅油功率损失占比较高, 且随着油位不断上升, 齿轮箱的总功率损失增加近 2 倍; 此外, 中油位下总功率损失最低。这是因为: 低油位下润滑油量较少, 飞溅粒子及时回落油池持续阻碍齿轮运转; 高油位润滑油量过多, 集油槽油液增加又迅速流向啮合区或回落油池, 增大了齿轮搅油阻力矩; 中油位润滑油量适中, 部分油液处于集油槽内, 溢出时间较高油位有所滞后, 系统运行稳定后参与搅油的润滑油粒子数减少。

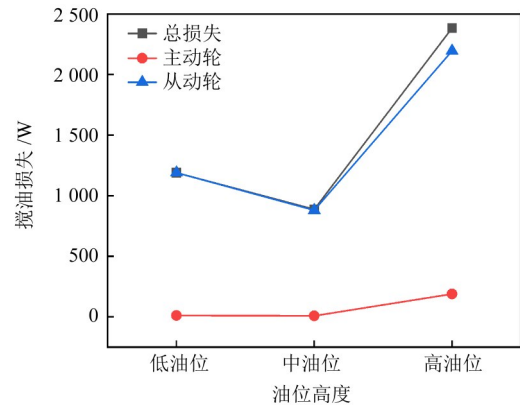


图 11 不同初始油位下齿轮箱的搅油功率损失

Fig. 11 Power loss of oil churning in gearboxes under different initial oil levels

表 5 不同初始油位下齿轮搅油力矩和功率损失

Tab. 5 Churning torque and power loss of gears at different initial oil levels

工况	主动轮转速 / (r/min)	油位	$T_d / (\text{N}\cdot\text{m})$	$T_s / (\text{N}\cdot\text{m})$	$P_{\text{loss}} / \text{W}$
2	1900	低油位	0.089	26.439	1189.57
5		中油位	0.195	19.661	886.77
8		高油位	1.270	47.027	2382.83

3.3 齿轮啮合区润滑冷却效果

为对齿轮啮合区的润滑冷却效果进行定量分析, 统计了不同工况下齿轮箱运行稳定后单位时间内啮合区经过的粒子总数量, 如图 12 所示。由图 12 可知, 啮合区润滑效果与齿轮转速和油位高度均呈正相关。

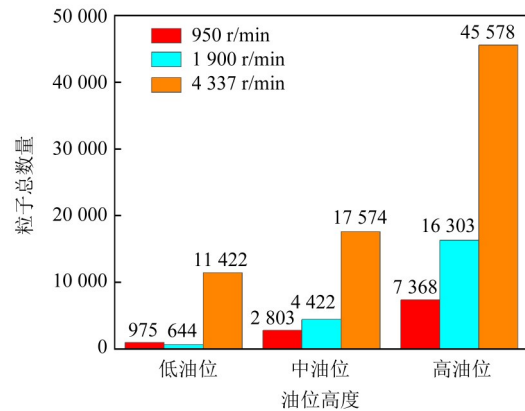


图 12 不同工况下单位时间内啮合区换热粒子总数

Fig. 12 Total number of heat exchange particles in the meshing zone per unit time under different operating conditions

图 13 所示为工况 2、5、8 下齿轮箱运行过程中齿轮副啮合齿面对流换热系数及温度分布情况。由图 13 可知, 中油位下齿轮啮合齿面发生对流换热的区域面积最大, 啮合区齿面温度值较低, 表明此时齿轮箱的冷却效果最佳。

图 14 所示为工况 2、5、8 下齿轮啮合齿面温度最大值情况。由图 14 可知, 啮合面最高温度并不随油量增加而一直降低, 且中油位下啮合齿面冷却效

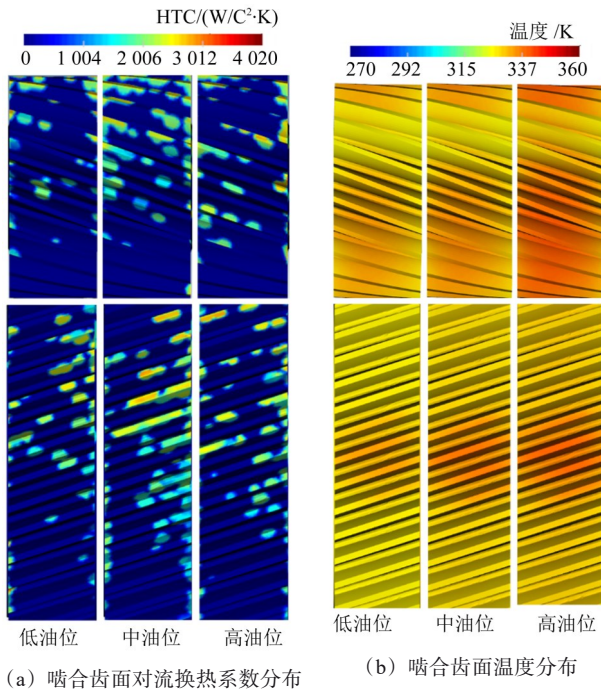


图 13 齿轮箱啮合齿面对流换热系数及温度分布

Fig. 13 Distribution of convective heat transfer coefficient and temperature on the meshing surfaces of gearbox

果最佳。这是因为高油位下齿轮运转过程中的搅油力矩升高, 使得齿轮箱内搅油功率损失增加。

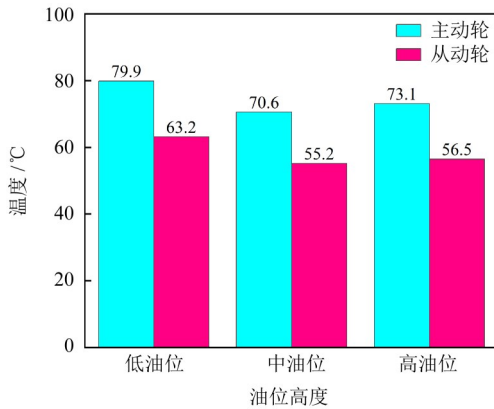


图 14 不同初始油位下齿轮箱啮合齿面最高温度

Fig. 14 Maximum temperature of gear face at engagement under different initial oil levels

高速齿轮的齿面温度对齿面润滑特性紧密相关, 过高的齿面温度易使润滑油黏度降低, 油膜厚度减小, 甚至油膜破裂, 导致齿面金属间直接接触、相互摩擦, 发生胶合失效^[18]。齿面最高温度许用值计算式为

$$T_{BP} = 140C_v \cdot C_R$$

式中, C_v 为黏度系数; C_R 为齿面粗糙度系数。相关系数计算公式分别为

$$C_v = \frac{1.5E}{2 + E} \quad (14)$$

$$C_R = \left(\frac{75 + R_m}{4R_m} \right)^{0.5} \quad (15)$$

$$R_m = \frac{2R_1R_2}{R_1 + R_2} \quad (16)$$

式中, E 为润滑油 50 °C 时的恩氏黏度, Pa·s; R_m 为齿面粗糙度当量系数; R_1 、 R_2 分别为大、小齿轮的齿面粗糙度, μm 。

由式(13)可知, 城轨列车齿轮箱齿面最高温度许用值为 163.9 °C。由图 14 可知, 齿面温度低于许用值, 此时齿轮箱不会产生胶合失效。

4 试验验证

为验证基于一维热网络与三维有限元耦合齿轮箱温度场仿真模型的准确性, 进行与仿真工况设置一致的齿轮箱飞溅润滑试验, 对比验证仿真结果的可靠性。

4.1 试验台介绍

图 15 为试验台方案布置图, 其主要由伺服电动机、陪试变速箱、输出端负载和城轨列车齿轮箱组成。齿轮箱参数、润滑油牌号与仿真模型一致。齿轮箱试验台及轴承温度测点布置如图 16 所示。其中, 左侧为测试城轨列车齿轮箱, 右侧为陪试齿轮箱箱。轴承测温点共 6 个, 4 个轴承对应轴承座上各有 1 个测温点, 以反映每个轴承的温度; 齿轮箱注油螺塞处有 1 个测温点, 以测量齿轮箱内润滑油的温度; 另一个传感器用于测量环境温度。试验选用的热电阻温度传感器型号为 PT100, 其测量范围为 -200~600 °C, 测量精度为 A 级, 同时配合 WP-D807 型温度巡检仪使用。

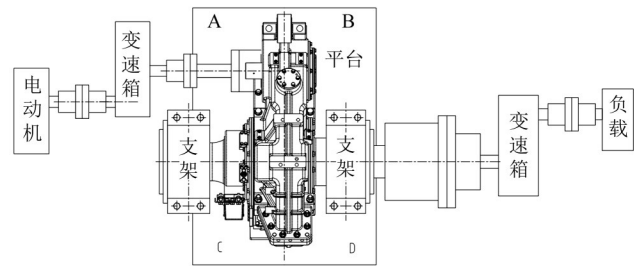


图 15 试验台方案布置

Fig. 15 Test bench configuration plan

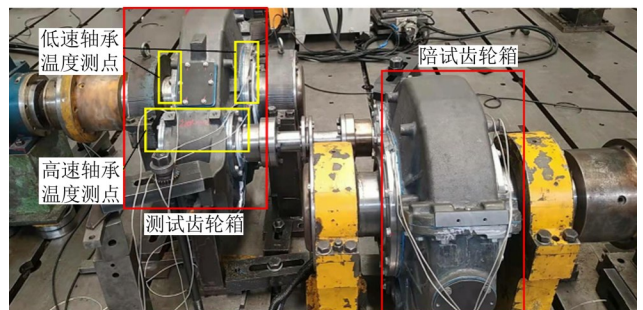


图 16 齿轮箱试验台

Fig. 16 Gearbox test bench

4.2 仿真与试验结果对比

4.2.1 油池的温度变化

表6所示为油池温度的仿真与试验数据对比情况。由表6可知,齿轮箱运行过程中油池温度随初始油位的增加呈先升后降的趋势,表明油量愈高润滑冷却效果愈好;而油池温度随转速的提升呈先后升的趋势,主要因为高转速导致齿轮箱功率损耗增大,产热量增加。此外,油池仿真温度与试验温度变化趋势一致,相对误差低于8%。

表6 油池温度的仿真与试验结果

Tab. 6 Simulation and test results of oil sump temperature

转速/ (r/min)	参数	初始油位		
		低油位	中油位	高油位
950	试验温度/°C	58	74	58
	仿真温度/°C	59.2	72.6	55.9
	相对误差/%	2.1	1.9	3.6
1 900	试验温度/°C	55	67	56
	仿真温度/°C	54.8	71.9	52.5
	相对误差/%	0.3	7.3	6.2
4 337	试验温度/°C	67	79.3	76
	仿真温度/°C	65.8	67	73.4
	相对误差/%	1.8	3.3	3.4

4.2.2 轴承的温度变化

表7所示为齿轮箱轴承温度的仿真与试验结果及其误差情况。其中,4个轴承测点温度差值较小,试验温度取其平均值。由表7可知,轴承温度与转速呈正相关,提高转速会使轴承摩擦损失增加,且齿轮需要克服的搅油阻力也呈指数倍上升,齿轮箱内产热增加。同时,转速在1 900 r/min时轴承温度明显较低。因此,为保证轴承工作的稳定性和可靠性,应保持齿轮箱处于适中的转速运行。此外,轴承仿真温度值与试验值相对误差在6%左右,证明本文仿真模型对齿轮箱轴承温度的预测有较高的准确性。

5 结论

1) 润滑油液粒子在高转速和高油位时布满整个齿轮箱,齿轮啮合区润滑效果良好;但此时的散热冷却效果并不处于最优状态。同时,齿轮箱体的温度变化与润滑油粒子分布情况紧密相关。

2) 轴承温度随初始油位的升高而降低,随输入转速的提升呈现先降低后升高的趋势。因此,列车运行速度过高或过低都会导致轴承温度升高。齿轮箱搅油功率损失随转速的增加呈指数倍增大,而初始油位的升高导致齿轮所受搅油阻力矩先降低后增大。因此,齿轮箱最佳运行工况为转速1 900 r/min、

表7 轴承温度的仿真与试验结果

Tab. 7 Simulation and test results of bearing temperature

转速/ (r/min)	参数	初始油位		
		低油位	中油位	高油位
950	试验温度/°C	63	71	55
	仿真温度/°C	64.5	68.3	56.5
	相对误差/%	2.4	3.8	2.7
1 900	试验温度/°C	59	67	52
	仿真温度/°C	56.8	63.5	53.4
	相对误差/%	3.7	5.2	2.7
4 337	试验温度/°C	72	73	66
	仿真温度/°C	74.4	75.6	62.9
	相对误差/%	3.3	3.5	4.7

初始油位为中油位(从动轮轴线以下262 mm)。

3) 通过对轴承和油池温度仿真值与试验值进行对比,仿真误差最大值小于8%,验证了基于MPS方法和一维热网络与三维有限元耦合方法的热流耦合仿真模型获取城轨列车齿轮箱温度分布的准确性与可靠性。

参 考 文 献

- [1] 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.
- [2] LIU H, JURKSCHAT T, LOHNER T, et al. Detailed investigations on the oil flow in dip-lubricated gearboxes by the finite volume CFD method[J]. Lubricants, 2018, 6(2): 47-48.
- [3] MASTRONE M N, HARTONO E A, CHERNORAY V, et al. Oil distribution and churning losses of gearboxes: experimental and numerical analysis[J]. Tribology International, 2020, 151: 106496.
- [4] JI Z, STANIC M, HARTONO E A, et al. Numerical simulations of oil flow inside a gearbox by Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH) method[J]. Tribology International, 2018, 127: 47-58.
- [5] GUO D, CHEN F C, LIU J, et al. Numerical modeling of churning power loss of gear system based on moving particle method[J]. Tribology Transactions, 2020, 63(1): 182-193.
- [6] DENG X Q, WANG S S, WANG S K, et al. Lubrication mechanism in gearbox of high-speed railway trains[J]. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 2020, 14(4): JAMDSM0054.
- [7] 谢迟新, 刘桓龙, 贾瑞河, 等. 基于MPS方法的二级齿轮箱飞溅润滑特性研究[J]. 中国机械工程, 2021, 32(15): 1827-1835. XIE Chixin, LIU Huanlong, JIA Ruihe, et al. Research on splash lubrication characteristics of two-stage gearboxes based on MPS method[J]. China Mechanical Engineering, 2021, 32(15): 1827-1835.
- [8] 冯成程, 董庆兵, 魏静, 等. 高速动车组齿轮箱内部流场仿真分析及搅油损失计算[J]. 润滑与密封, 2022, 47(1): 101-110. FENG Chengcheng, DONG Qingbing, WEI Jing, et al. Simulation

- and analysis of internal flow field in gearbox of high-speed EMUs and calculation of churning power loss[J]. *Lubrication Engineering*, 2022, 47(1): 101-110.
- [9] 邵帅, 张开林, 姚远, 等. 动车组锥齿轮箱飞溅润滑特性及箱体结构改进[J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2024, 58(5): 1060-1071. SHAO Shuai, ZHANG Kailin, YAO Yuan, et al. Splash lubrication characteristics and structure improvement of spiral bevel gearbox for electrical multiple unit[J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 2024, 58(5): 1060-1071.
- [10] 葛世祥, 刘之镭, 吴鲁纪, 等. 高速齿轮箱稳态热分析综述[J]. *机械传动*, 2016, 40(6): 187-192. GE Shixiang, LIU Zhilei, WU Luji, et al. Overview on steady state thermal analysis of high speed gearbox[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2016, 40(6): 187-192.
- [11] 葛世祥. GSS系列高速齿轮箱箱体热—结构耦合分析[D]. 北京: 机械科学研究总院, 2016: 36-38. GE Shixiang. Thermal-structural coupling analysis of GSS series high-speed gearbox box [D]. Beijing: China Academy of Machinery Science & Technology, 2016: 36-38.
- [12] 向东, 韦尧中, 沈银华, 等. 面向风电齿轮箱油温超限故障的热网络模型及其节点温度计算方法研究[J]. *机械工程学报*, 2022, 58(9): 119-135. XIANG Dong, WEI Yaozhong, SHEN Yinhua, et al. Research on thermal network modeling and temperature calculation method for wind turbine gearbox lubrication oil temperature overrun fault[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2022, 58(9): 119-135.
- [13] DUAN G T, MATSUNAGA T, YAMAJI A, et al. Imposing accurate wall boundary conditions in corrective-matrix-based moving particle semi-implicit method for free surface flow[J]. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 2021, 93(1): 148-175.
- [14] SHIBATA K, MASAIE I, KONDO M, et al. Improved pressure calculation for the moving particle semi-implicit method[J]. *Computational Particle Mechanics*, 2015, 2(1): 91-108.
- [15] ANDERSON N E, LOEWENTHAL S H. Effect of geometry and operating conditions on spur gear system power loss[J]. *Journal of Mechanical Design*, 1981, 103(1): 151-159.
- [16] 张宇. 铝合金齿轮箱热-流-固耦合内流场仿真与流道设计改进[D]. 北京: 北京交通大学, 2023: 33-34. ZHANG Yu. Simulation of thermal-fluid-solid coupling internal flow field of aluminum alloy gearbox and improvement of flow channel design [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2023: 33-34.
- [17] 郭栋, 罗冬源, 陈芳超. 基于MPS方法的齿轮箱内部型腔结构搅油损失仿真分析[J]. *机械传动*, 2022, 46(3): 24-30. GUO Dong, LUO Dongyuan, CHEN Fangchao. Simulation analysis of churning loss of internal cavity structure of gearbox based on MPS method [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2022, 46(3): 24-30.
- [18] 萨本信. 高速齿轮传动设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1986: 133-134. SA Benji. Design of high-speed gear transmission [M]. Beijing: China Machine Press, 1986: 133-134.

Analysis of splash lubrication cooling characteristics in urban rail transit train gearbox

YANG Linjie¹ ZHANG Bohan¹ CHEN Huixiao¹ SI Haonan² SHI Lubing¹

(1. ZRIME Gearing Technology Co., Ltd., Zhengzhou 450001, China)

(2. Suzhou Shon Cloud Engineering Software Co., Ltd., Suzhou 215000, China)

Abstract: [Objective] The gear drive device of urban rail trains adopts splash lubrication method. To study the influence of lubrication and cooling characteristics on the transmission efficiency and service life of gearboxes under splash lubrication mode, reveal its coupling mechanism, and meet the engineering application development needs of transmission systems. [Methods] Firstly, based on the improved semi implicit method of moving particles, a simulation model of the splash lubrication flow field in the gearbox was constructed, and a second-order least squares model was introduced to improve the calculation accuracy; Secondly, a thermal flow coupled temperature field simulation model of the gearbox was established by combining the thermal network method and finite element method. The focus was on studying the influence of the input speed and initial oil level height of the gearbox on the oil stirring power and system lubrication and cooling characteristics. The accuracy of the temperature field simulation prediction model of the gearbox was verified through tests. [Results] Results indicate: oil churning power loss increases exponentially with rotational speed; the gearbox convective heat transfer coefficient continuously increases with rising oil level, the larger the convective heat transfer coefficient, improving system cooling performance; minimal temperature rise in gears and bearings occurs at 1 900 r/min with medium oil level (262 mm below low-speed wheel centerline); simulated bearing and oil sump temperatures align with test data, with relative error below 8%. This research provides theoretical foundations for optimizing urban rail train gearbox design, offering significant engineering value for ensuring subway operational safety.

Key words: Gearbox; Splash lubrication; Temperature field; Oil churning loss; Urban rail train