

行星齿轮传动系统动态温度场数值分析与实验研究

刘国春, 章翔峰, 周建星, 崔权维, 祁乐, 魏征

(新疆大学机械工程学院, 830047, 乌鲁木齐)

摘要: 针对行星齿轮系统齿面温度过高导致润滑油失效及传动系统故障的问题, 提出了一种齿轮轴承转子系统的动态温度场数值分析与实验研究方法。首先, 采用集中参数法建立了平移扭转耦合的多自由度行星齿轮传动系统动力学模型, 求解得出了齿轮与轴承动载荷; 然后, 以系统动载荷为输入条件并结合传热学原理建立了包含轴承齿轮摩擦生热及传动系统散热的动态温度场数值分析模型, 计算得出了传动系统动态温度; 最后, 采用热电偶与热成像相结合的方法, 在定点温度测量的基础上得到了传动系统整体温度分布特征。数值分析结果表明: 计入轴承摩擦生热时, 随着负载持续增大, 轴承生热对齿面温度的影响也越大; 系统温度随转速变化呈对数关系, 随负载变化呈线性关系。实验结果表明, 系统整体温度场存在外啮合温度高于内啮合温度的现象, 所提方法的理论与实验误差较传统方法减小了 1.29%。

关键词: 行星齿轮传动系统; 动态温度场; 摩擦生热; 系统散热

中图分类号: TH132 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202212018 **文章编号:** 0253-987X(2022)12-0174-10

Numerical Analysis and Experimental Study on Dynamic Temperature Field of Planetary Gear Transmission System

LIU Guochun, ZHANG Xiangfeng, ZHOU Jianxing, CUI Quanwei, QI Le, WEI Zheng

(School of Mechanical Engineering, Xinjiang University, Urumqi 830047, China)

Abstract: As excessive tooth surface temperature of planetary gear system may cause lubricating oil failure and transmission system failure, a numerical analysis and experimental study method about dynamic temperature field of gearing-bearing-rotor system is proposed. Firstly, a translation-torsional coupling dynamic model of multi-degree-of-freedom planetary gear transmission system is established by using the centralized parameter method, and the dynamic loads of gear and bearing are obtained. Then, a numerical analysis model of dynamic temperature field including bearing-gear friction heat generation and transmission system heat dissipation is established with the dynamic load of the system as the input condition and combined with the principle of heat transfer. The dynamic temperature of the transmission system is calculated. Finally, the temperature distribution characteristics of the transmission system are obtained based on the fixed point temperature measurement by combining thermocouple and thermal imaging. The numerical analysis results show that when bearing friction heat generation is included, the bearing heat generation has a greater influence on tooth surface temperature as the load continues

to increase. The system temperature has a logarithmic relationship with speed change and a linear relationship with load change. Experimental results show that the external meshing temperature is higher than the internal meshing temperature in the overall temperature field of the system. The theoretical and experimental errors of the proposed method are reduced by 1.29% compared with the traditional method.

Keywords: planetary gear transmission system; dynamic temperature field; friction heat generation; system heat dissipation

行星齿轮传动系统作为风电机组的重要组成部分,具有结构紧凑、承载能力强等优点,同时也是失效率最高的机构之一^[1]。系统运行过程中,齿面温度过高会导致油膜撕裂,使润滑油防护失效,局部温度急剧上升引起传动系统故障。因此,行星齿轮传动系统动态温度场的研究对齿轮箱润滑机构优化设计有重要的工程意义。

近年来,国内外学者对齿轮系统温度场开展了系列研究,Shi 等研究得出了齿轮温度分布规律,并指出齿面的最高温度出现在齿顶附近^[2-3];Chang 等在考虑齿轮啮合时热源变化的基础上分析了齿轮温度的空间分布及闪温历程^[4];鲍和云等通过对齿轮箱内部流场与温度场分析,研究得到行星齿轮系统各部件的温度分布规律^[5];Yin 等运用分段法研究双渐开线齿轮,并得出了本体温度沿齿宽方向呈非对称分布及主动轮瞬时温度场高于从动轮的温度分布规律^[6-7];Luo 等通过分析影响齿轮摩擦生热的因素,得出了啮合点的等效半径与热载荷分担比是导致齿轮本体温度变化的重要原因^[8];Li 等分析了齿轮表面的非稳态温度场,得到了齿轮表面任意啮合时刻和任意位置的连续温度分布规律^[9];Dobiáš 等通过建立高速润滑斜齿轮迭代格式的数值建模算法,得到了一系列温度场和应力场的近似解,并研究了摩擦系数对温度场的影响情况及摩擦热流的分布^[10];庞大千等讨论了齿面瞬态温度相对增长关系以及增长量,得到了不同转速、不同扭矩以及输出功率对于太阳轮及行星轮的瞬态温度场影响规律^[11];魏永峭等通过分析齿面接触温度对各设计参数及工况参数的敏感性,得到了沿啮合线方向齿面瞬态温度分布情况^[12-13];乔帅等综合考虑齿轮与轴承时变刚度及传动轴柔性的影响,并在此基础上分析了不同工况条件下对齿轮温升的影响,发现在高速时负载变化对系统温度响应有显著影响^[14-15]。

综上所述,学者们对齿轮传动系统温度分布特性已展开了大量的研究工作,并取得了一系列丰硕的研究成果。但是,对于行星齿轮系统温度场的研

究大多集中在齿轮摩擦生热方面,忽略了轴承摩擦生热对齿轮温度的影响。因此,本文从行星齿轮系统摩擦生热机理出发,综合考虑轴承-齿轮摩擦生热及轴承-齿轮-传动轴散热对系统温度的影响,结合热量传递理论与有限元思想,分析了工况变化情况下行星齿轮传动系统温度变化规律及温度分布情况。

1 研究对象及数值分析流程

1.1 行星齿轮传动系统基本参数

在行星齿轮传动系统的研究中,模数选取范围通常为 1~50 mm,由于小模数齿轮具有结构尺寸小、网格精度高、计算速度快等优点,当模数为 1 mm 时,与实验台契合度更高,提高模型的实用性。鉴于直齿轮传动较斜齿轮更加平稳,即传动过程中无轴向力影响,故本文采用标准直齿轮参数建模。行星齿轮传动系统的基本参数如表 1、表 2 所示。

表 1 传动系统齿轮基本参数

Table 1 Basic parameters of the driveline gears

参数	数值		
	太阳轮	行星轮	齿圈
转动惯量/ (kg·m ²)	4.7×10 ⁻⁴	1.21×10 ⁻³	0.141 3
齿数	28	36	100
模数/mm	1	1	1
压力角/(°)	20	20	20
齿宽/mm	10	10	10
质量/g	35.6	54.4	423

表 2 传动系统轴承基本参数

Table 2 Basic parameters of driveline bearings

内圈直径	外圈直径	节圆直径	宽度	质量	额定动载
/mm	/mm	/mm	/mm	/g	/N
14	20	17	10	8.3	6 700

1.2 行星齿轮系统动态场数值分析流程

为了研究行星齿轮传动系统温度分布特性,本文结合行星齿轮传动系统动态特性并综合考虑轴承-齿轮摩擦生热及系统传热影响的情况下,齿面摩擦生热及传热学理论的基础上提出了一种行星齿轮传动系统动态温度场的数值分析方法,分析流程如图1所示,图1中 T_s 、 T_m 、 T_e 为数值计算温度、实验测量温度和传统方法理论与实验测试之间的误差值。该分析方法主要由3部分内容构成:第1部分为基于集中质量法求解系统动载荷,考虑了系统各部件间的耦合关系,建立行星齿轮系统动力学模型,提取齿轮及轴承动载荷,为后续啮合齿面接触压力、摩擦系数及轴承摩擦力矩的计算提供数据基础;第2部分是基于传热学及流体力学等相关理论建立系统动态温度场热参数数值分析模型,对系统热源进

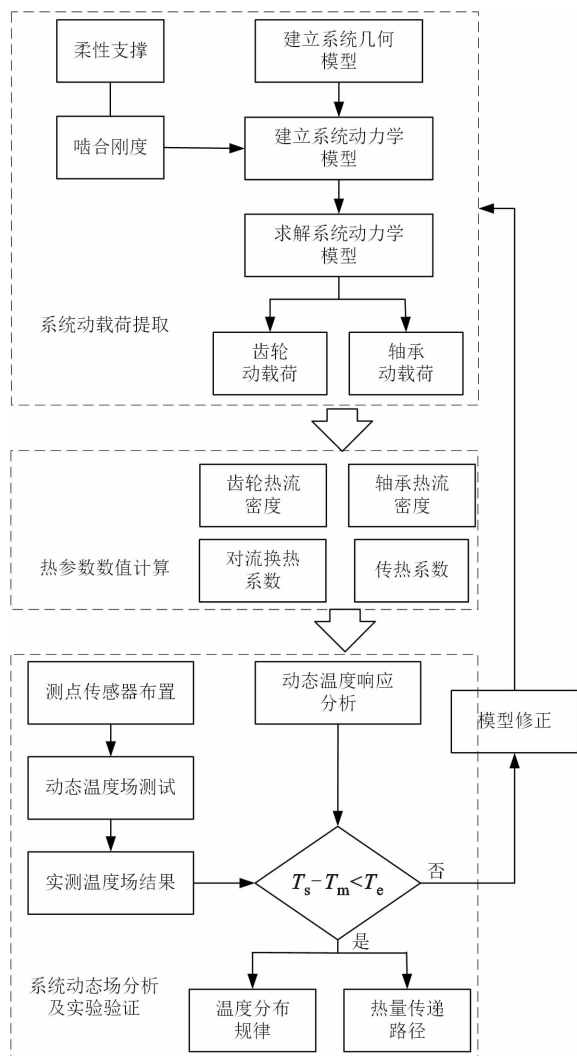


图1 系统动态温度响应分析流程图

Fig.1 Flow chart of system dynamic temperature response analysis

行分析计算,通过分析啮合时齿面接触压力,相对滑动速度,摩擦系数等参数求解齿轮、轴承热流密度,并通过传热学理论确定系统各部件的传热系数及对流换热系数,将作为后续系统动态温度场仿真分析时的热载荷及边界条件;第3部分是系统动态温度场分析及实验验证,通过实验测试结果来修正分析模型,提高该分析方法的实用性,在此基础上研究温度分布规律及热量传递路径。动态温度场作为动态特性的一个分支,通过分析工况变化对系统动载荷的影响,并带入数值分析模型进行仿真计算可得出系统各时刻的温度场。

2 系统动态温度场数值分析模型

2.1 系统动力学模型及动载荷提取

行星齿轮系统在运行过程中,其运动过程较定轴传动系统更为复杂,所受的激励也多,因此在综合考虑传动系统内各部件的耦合情况,建立了行星齿轮传动系统平移-扭转耦合的多自由度动力学模型^[16-20],动力学模型如图2所示。模型以太阳轮中心点为坐标原点, X 、 Y 为水平和竖直方向,其中齿轮在啮合时的啮合刚度使用弹簧-阻尼进行等效替代。

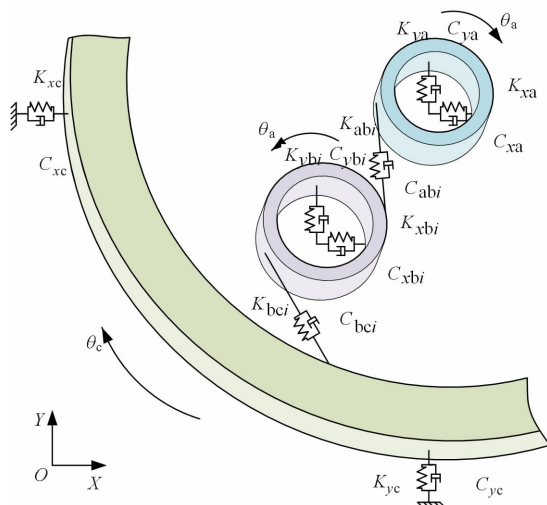


图2 行星齿轮传动系统动力学模型

Fig.2 Dynamic model of planetary gear transmission system

图2中 K_{abi} 、 K_{bci} 分别为第 i 个行星轮与太阳轮、内齿圈的啮合刚度($i=1,2,3,4$); K_{xa} 、 K_{ya} 、 K_{xbi} 、 K_{ybi} 、 K_{xc} 、 K_{yc} 表示各齿轮在 X 、 Y 方向的支撑刚度; C_{xa} 、 C_{ya} 、 C_{xbi} 、 C_{ybi} 、 C_{xc} 、 C_{yc} 表示各齿轮在 X 、 Y 方向的阻尼。角标 a 、 b 、 c 分别表示太阳轮、行星轮与齿圈。

在齿轮的啮合过程中,时变刚度会使得齿轮存

在平移与扭转振动现象,从而对沿啮合线方向的位移产生影响,故太阳轮与行星轮、行星轮与齿圈间沿啮合线方向的振动位移的计算表达式为

$$\begin{aligned}\delta(\bar{X}_{ab}) &= X_a \cos(f_{bi}) + Y_a \sin(f_{bi}) + \theta_a r_{ab} - \\ &X_b \cos(\alpha_i + f_{bi}) - Y_b \sin(\alpha_i + f_{bi}) - \theta_b r_{bb} \quad (1) \\ \delta(\bar{X}_{bci}) &= -X_{bi} \cos(\alpha_i + f_{bi}) + Y_{bi} \sin(\alpha_i + f_{bi}) + \\ &\theta_{bi} r_{bb} - X_c \cos(\alpha_i + f_{bi}) + Y_c \sin(\alpha_i + f_{bi}) - \theta_c r_{cb} \quad (2)\end{aligned}$$

式中: $\theta_a, \theta_{bi}, \theta_c$ 与 $X_a, Y_a, X_{bi}, Y_{bi}, X_c, Y_c$ 分别为太阳轮、第 i 个行星轮和齿圈的扭转及平移位移; r_{ab}, r_{bb}, r_{cb} 为太阳轮、行星轮及齿圈的基圆半径; α_i 为齿轮啮合角; f_{bi} 为行星轮相位角。则太阳轮与行星轮、行星轮与齿圈之间的啮合力计算表达式为

$$\begin{cases} F_{abi}(t) = K_{abi} \delta(\bar{X}_{ab}) + C_{abi} \dot{\delta}(\bar{X}_{ab}) \\ F_{bci}(t) = K_{bci} \delta(\bar{X}_{bc}) + C_{bci} \dot{\delta}(\bar{X}_{bc}) \end{cases} \quad (3)$$

轴承在传动系统中主要起到支撑轴系和连接齿轮与行星轴的作用,其内、外圈之间载荷的传递由滚针完成,由于轴承内、外圈转速不同而引起滚针运动过程中存在公转与自转现象,这将引起滚针承载呈现周期性变化。图 3 展示了滚针轴承动力学分析模型及其运行过程中两种不同形式的滚针载荷分布情况。

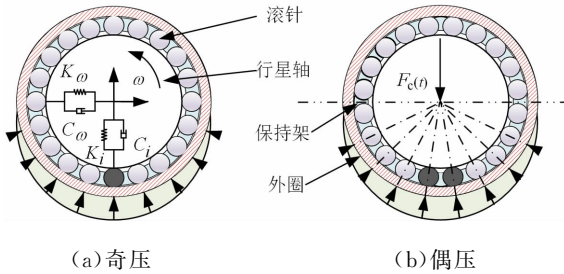


图 3 滚针轴承动力学模型

Fig. 3 Dynamic model of needle roller bearing

系统运行过程中轴承动载荷计算表达式为

$$F_r(t) = K_e \delta \quad (4)$$

式中: K_e 为轴承刚度; δ 为滚针径向位移; $F_c(t)$ 为轴承外部激励。

在上述单元分析完成后,依据有限元法对各单元进行总装,将各耦合单元对应的刚度矩阵加总刚度矩阵 $\mathbf{K}$ 中,依此确定载荷与位移间的关系,则系统整体自由度的广义位移向量为

$$\mathbf{X}_n = \{X_a, Y_a, \theta_a, X_{bi}, Y_{bi}, \theta_{bi}, X_c, Y_c, \theta_c\} \quad (5)$$

行星齿轮系统动力学微分方程可表示为

$$\mathbf{F}(t) = \mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) \quad (6)$$

式中: $\mathbf{M}$ 为系统质量矩阵; $\mathbf{C}$ 为阻尼矩阵; $\mathbf{K}$ 为刚度

矩阵; $\mathbf{x}(t)$ 为节点位移向量; $\mathbf{F}(t)$ 为所受外部激励。

2.2 齿轮摩擦生热及相关参数计算

在行星齿轮系统动态温度场研究之前,首先要对行星齿轮系统生热机制进行分析,在行星齿轮系统运行过程中的热源主要由齿轮啮合时的摩擦生热和轴承运行时滚针与内外轨道的摩擦生热构成。本文仅考虑两啮合面间的滑动摩擦生热,则齿轮啮合时的摩擦热流密度计算表达式为

$$q_m(t) = \gamma f_m(t) \sigma_m(t) V_s(t) \quad (7)$$

啮合齿面法相接触压力计算表达式为

$$\sigma_m(t) = Z_e \sqrt{\frac{F_k(t)}{b R_m(t)}} \quad (8)$$

$$f_m(t) = u \left[\frac{F_k(t) R_m(t)}{b(v_{m1}(t) + v_{m2}(t))} \right]^{0.2} R_a \xi \quad (9)$$

式中: $q_m(t)$ 为齿轮在啮合位置处的摩擦生热流密度; γ 为热能转化系数; $V_s(t)$ 为啮合齿面动态相对滑动速度; $F_k(t)$ 为齿轮动态啮合力,即 $F_{abi}(t)$ 与 $F_{bci}(t)$; $R_m(t)$ 为齿轮对啮合时两齿轮在啮合点的等效曲率半径; Z_e 为齿轮材料的弹性系数; b 为齿轮宽度; $f_m(t)$ 为齿面摩擦系数; $v_{m1}(t)$ 、 $v_{m2}(t)$ 分别为主动轮、从动轮在啮合点的滑动速度; ξ 为润滑油动力黏度,齿轮润滑形式为油池润滑,润滑油密度为 785 kg/m^3 ,黏度为 $200 \text{ mm}^2/\text{s}$; R_a 为齿轮在啮合点的表面粗糙度因数,取值 6.3。

轮齿间的热量分配系数为

$$\beta(t) = \frac{M_i(t)}{M_i(t) + M_{i+1}(t)} \quad (10)$$

热量分配后各齿面的热流密度为

$$\begin{cases} q_1(t) = \beta(t) q_m(t) \\ q_2(t) = (1 - \beta(t)) q_m(t) \end{cases} \quad (11)$$

式中: $M_i(t) = (\lambda_i \rho_i c_i v_{mi}(t))^{0.5}$ 为主动轮参数; $M_{i+1}(t)$ 为从动轮参数; $\beta(t)$ 为热量分配系数; λ_i 为主动轮润滑油传热系数; ρ_i 为润滑油密度,此处取平均润滑油密度 785 kg/m^3 ; c_i 为齿轮的比热容; $v_{mi}(t)$ 为各齿轮啮合位置的滑动速度。

2.3 轴承摩擦生热及相关参数计算

滚针轴承在系统运行时,其热量主要来自于滚针与外圈和轴面的摩擦而产生的,通过动力学模型提取的动载荷并对轴承摩擦生热量进行计算,滚针轴承摩擦力矩经验公式^[21-22]为

$$M(t) = [10^{-7} f_o v_o^{0.3} n^{0.6} D_m + f_1 F_r(t)^{0.41} D_m] \quad (12)$$

式中: $F_r(t)$ 为轴承动载荷; f_o 为与轴承润滑方式有关的参数; f_1 值与轴承承载方式有关参数; D_m 为轴

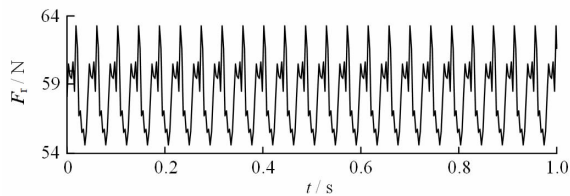
承的平均直径; v_o 为润滑油运动黏度。轴承润滑^[23]为脂润滑, 其密度为 967 kg/m^3 , 运动黏度为 $70 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。

轴承所受到的径向力主要与齿轮啮合时产生的啮合力及齿轮的重量有关, 则滚针轴承的摩擦生热量及热流密度计算公式为

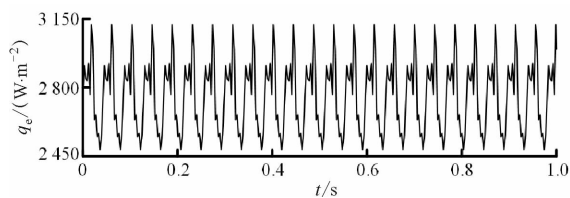
$$Q_e(t) = 1.047 \times 10^{-4} M(t)n \quad (13)$$

$$q_e(t) = Q_e(t)/A \quad (14)$$

式中: n 为轴承转速; A 为轴承的散热面积。图4为行星轮中轴承运行时的动载荷、热流密度时域历程对比图, 热流密度会随动载荷的波动呈周期性波动变化。



(a) 轴承动载荷时域曲线



(b) 轴承热流密度时域曲线

图4 轴承动载荷与热流密度对比图

Fig. 4 Comparison diagram of dynamic load and heat flux of bearing

2.4 对流换热系数计算

行星齿轮传动系统运行过程中, 齿轮的啮合及滚针轴承的运行都会产生摩擦能, 其大多以热能的形式释放。在热量传递过程中热辐射量较小, 故本文仅考虑热传导与热对流形式的散热影响。

由于传动系统中存在构件多、各表面的散热情况不同等因素的影响, 各散热面的对流换热系数应选用不同的计算表达式^[14-15, 22]。则齿轮端面的对流换热计算公式为

$$h_d(t) = Nu_d(t)\lambda_o \left(\frac{\pi n}{30v_o \sin \alpha} \right)^{0.5} \quad (15)$$

$$Nu_d(t) = Re_o(t)Pr_o^{0.66} \quad (16)$$

$$Re_o(t) = \frac{\pi m r h}{30v_o} \quad (17)$$

$$Pr_o = \frac{\rho_o v_o c_o}{\lambda_o} \quad (18)$$

式中: λ_o 为润滑油的导热系数; n 为各齿轮转速; $Nu_d(t)$ 为努塞尔数; Pr_o 为普朗特数; $Re_o(t)$ 为雷诺数; r 为齿轮分度圆半径; h 为工作齿高; ρ_o 为润滑油密度; c_o 为润滑油比热容。

齿轮啮合面的对流换热计算公式为

$$h_m(t) = \frac{0.086 \cdot 3\lambda_o [Re_o(t)]^{0.618} Pr_o^{0.35}}{d} \quad (19)$$

式中 d 为各齿轮分度圆直径。

对于输入轴及行星轴轴面的对流换热系数, 可采用单管外对流换热系数进行等效计算^[21], 计算公式如下

$$h_r(t) = \frac{Nu_r(t)\lambda_o}{d_r} \quad (20)$$

$$Nu_r(t) = 0.3 + \frac{0.62 [Re_o(t)]^{0.5} Pr_o^{0.33}}{[1 + (0.4/Pr_o)^{0.66}]^{0.25}} \cdot \left(1 + \left(\frac{Re_o(t)}{282\,000} \right)^{0.8} \right)^{0.8} \quad (21)$$

式中: d_r 为输入轴和行星轴的直径; $Nu_r(t)$ 为努塞尔数。

分析式(15)~(21)中传动系统各表面对流换热计算式, 可知结构参数对对流换热的影响较大。

2.5 系统动态温度场仿真分析

由于轴承与齿轮及传动轴材料不一致, 故取齿轮、输入轴及行星轴为结构钢, 其导热系数为 $60.5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{℃)}$; 轴承为轴承钢, 其导热系数为 $46.6 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{℃)}$ 。由于该理论方法计算出的结果与实验测量结果难免存在误差, 这个误差是由于实际环境及边界因素考虑较少导致的, 以实验环境为参考, 改善仿真环节边界条件, 并对齿轮啮合过程进一步细分, 缩小分析模型与实验测试之间的误差值, 提高数值分析模型的适用性。

在行星齿轮系统进行动态温度场分析时, 考虑到行星轮在运行过程中的自传与公转、啮合位置随着时间不断发生变化等因素, 故将系统模型分为太阳轮-输入轴、行星轮-轴承-行星轴、齿圈这3部分, 各部分的摩擦生热量由热量分配原则进行分配, 通过求3部分温度分布来间接分析行星齿轮系统温度场。当输入轴转速均值为 100 r/min 、输出端负载扭矩为 $50 \text{ N} \cdot \text{m}$ 时, 各部分温度场如图5所示。

在行星齿轮系统运行过程中, 太阳轮与行星轮部分温升远远高于齿圈温升, 这是由太阳轮的散热面积仅为齿圈的11%、行星轮的0.6, 且太阳轮承受热载荷为齿圈的3.94倍、行星轮的1.84倍造成的, 即结构尺寸对对流换热影响较大, 结构越紧凑, 其散热面积越小, 润滑油散热效果越差。如图5(a)中太

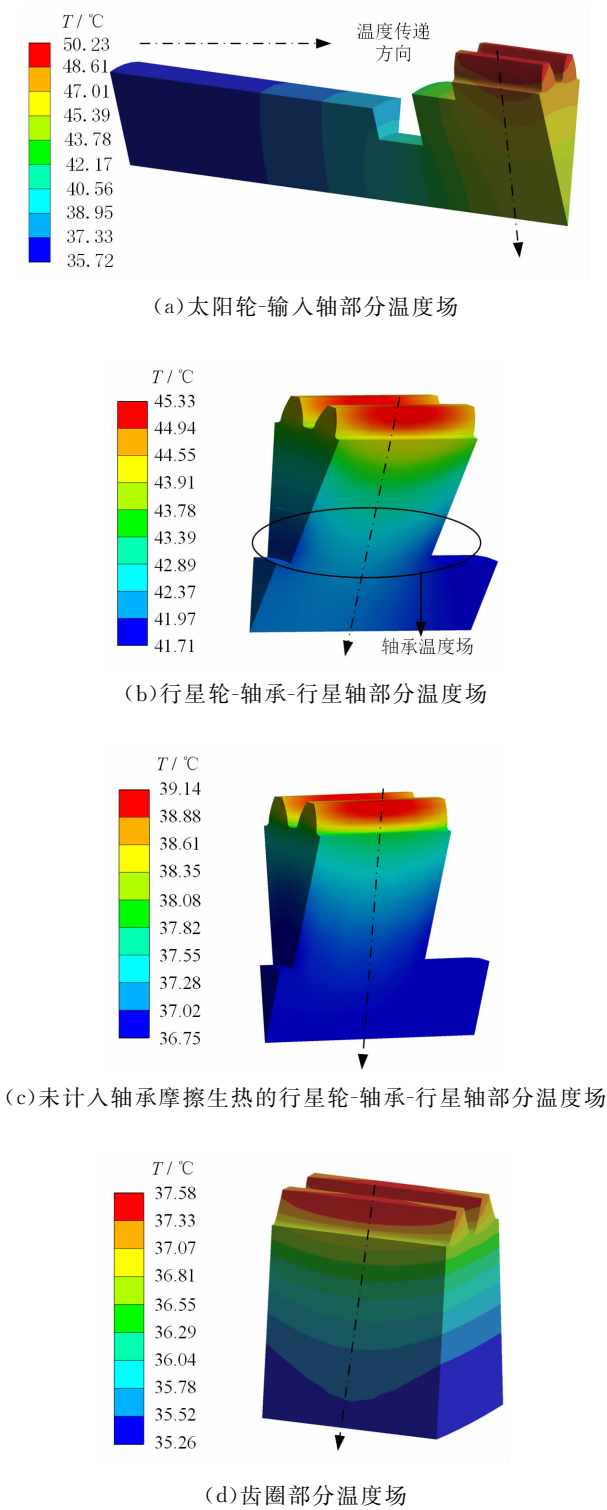


图 5 系统各部分稳态温度场

Fig. 5 Steady-state temperature field of each part of the system

阳轮-输入轴部分温度场所示,齿面最高温度为 50.32 °C,输入轴部分仅在齿轮连接端温度较高。

如图 5(b)所示,在计入轴承摩擦生热对行星齿轮系统齿面温度的影响时,行星齿轮部分齿面最高

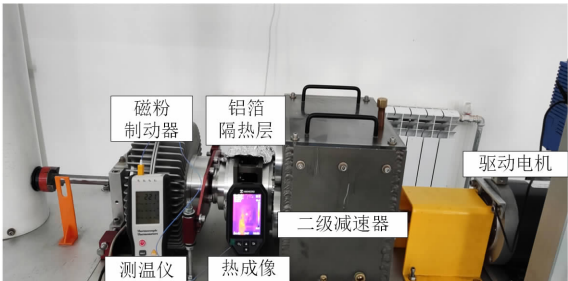
温度为 45.33 °C,而轴承面最高温度为 42.86 °C。如图 5(c)所示,齿面温度较未计入轴承生热影响时上升了 6.2 °C 左右,因此轴承摩擦生热对齿面温度场影响较大。由于行星轮部分尺寸较小,运行过程中同时受齿轮与轴承摩擦生热作用,故该部分整体温度较高。

齿圈部分其散热面积相对于其他齿轮来说尺寸较大,且相对于太阳轮与行星轮啮合时的摩擦生热量及分配到齿圈啮合面的热流密度也都较小,当齿圈部分达到稳态温度时,如图 5(d)中齿圈部分温度场图所示,啮合面与齿轮端面温差为 2.32 °C。齿面高温区域出现在啮合面靠近齿顶部分,行星轮与齿圈啮合时,在退出啮合状态的过程中,相对滑动速度较大。

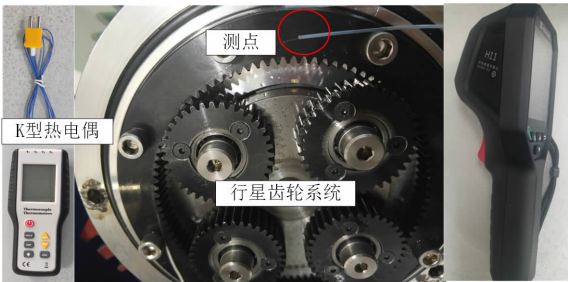
3 实验验证及系统温度场分析

3.1 实验验证

目前对于行星温度场测量方法主要有热电偶法^[24]与热成像法^[25],热电偶法适用于对固定测点温度的测量,热成像法适用于对系统运行时温度分布的测量。充分考虑行星齿轮传动系统的工作状态,以热电偶测量齿圈测点温度为主,同时利用热成像仪测量传动系统整体温度分布情况,两种方法相结合能为全面的测量系统温度变化及温度分布情况,热电偶及热成像测点位置如图 6 所示。在实验



(a)SQI 振动测试实验台



(b)行星齿轮传动系统及温度测量仪

图 6 SQI 行星齿轮传动系统测试平台

Fig. 6 SQI planetary gear system test platform

测试时,存在多重外界热源因素的干扰,如暖气片、磁粉制动器等,为更精准地测量系统实时温度场,采用铝箔隔热层对外界热源进行屏蔽。

当输入轴转速为 100 r/min、行星架输出端负载扭矩为 50 N·m 时,基于热电偶与热成像的工作原理,使用 YHT-309 型热电偶温度测量仪测量齿圈测点温度,同时通过 H11 型红外热成像仪测量并提取传动系统实时温度场,两种实验测量值与理论分析动态温度场结果相互验证,对比结果如图 7 所示,仿真结果与测量结果的最大误差不超过 4.57%。经过仿真计算,齿圈测点温度将趋近于 35.7℃ 左右。由图 7 可知,传动系统温度场将经历一个从快速上升到逐渐稳定的过程,最终在 4 500 s 时温度趋于平稳,温度曲线符合传热学理论规律。

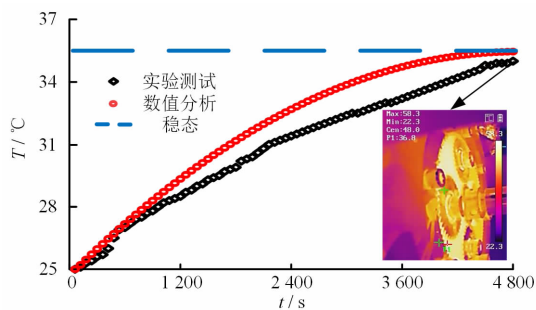


图 7 测点动态温度场仿真与实验对比图

Fig. 7 Dynamic temperature field simulation and experimental comparison diagram of measuring points

润滑油性能对行星齿轮系统散热情况影响较大,润滑油在高温情况下散热性能较差。通过计算得到齿轮工作温度后,可依据温度分布情况,对高温区域增加喷油润滑等快速降低润滑油油温装置,提高传动系统工作寿命及增加系统安全可靠。

3.2 转速对系统温度场影响分析

为研究不同输入转速工况对系统动态温度场的影响,图 8 展示了系统负载 P 为 50 N·m 时,在 100~500 r/min 区间的输入转速情况下太阳轮-输入轴、齿圈、行星轮-轴承-行星轴和轴承部分温度曲线图。

由图 8 可知,随着转速的不断提升,温度响应呈现上升趋势,且最终温度将趋于稳定。以齿轮端面温度作参考,端面散热面积远大于齿轮啮合面面积,且端面温度的可视性较好,在实际应用中可作为推测齿轮啮合面温度的参考,相对于端面温度,太阳轮齿面相对温度由最初的 5.88% 上升至 16.01%,但在此过程中温度增量呈逐渐平缓趋势;行星轮相对

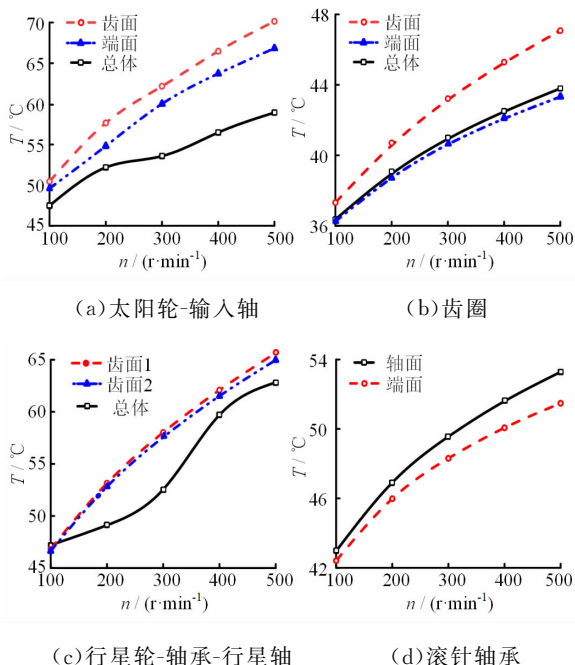


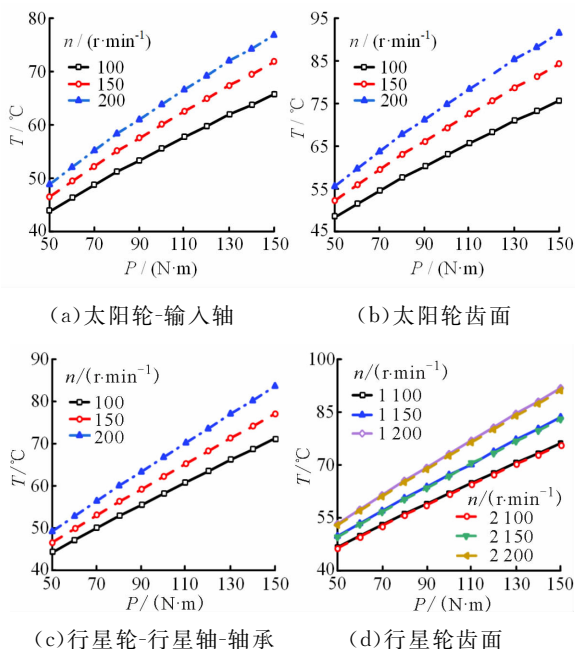
图 8 不同转速工况系统温度对比图

Fig. 8 Temperature rise contrast diagram of the system under different speed conditions

温度增量由 2.90% 上升至 7.98%,其中轴承相对温度增量由 1.29% 上升至 3.38%,轴承温升对齿面温度影响不明显。

3.3 负载对系统温度场的影响分析

为进一步研究负载对系统温度响应的影响,当系统输入转速 n 为 100、150、200 r/min 这 3 个定转速工况下,负载 P 在 50~150 N·m 区间变化时,系统各部分的时域温升曲线对比图如图 9 所示。



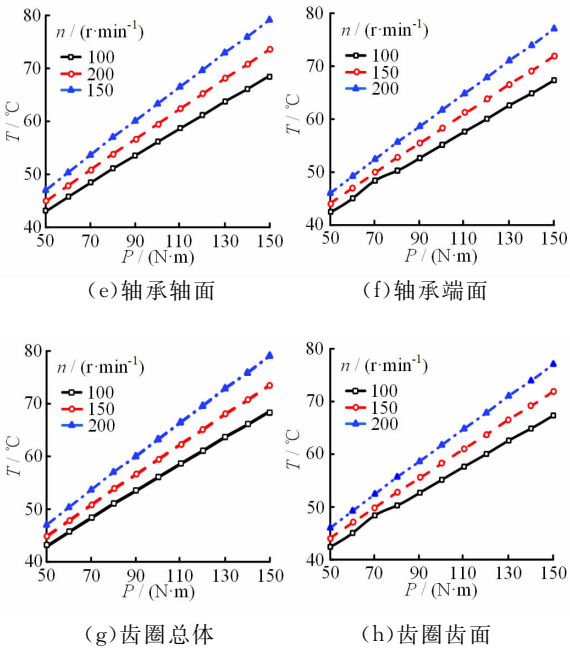


图 9 不同负载工况系统温度对比图

Fig. 9 System temperature rise contrast diagram under different load conditions

由图 9(a)、9(b)可知,由于考虑了输入轴散热的因素,导致该部分总体温度较齿面温度偏低,齿面与总体误差随着负载持续增大而逐渐变大。由图 9(c)~(f)可知,由于计入轴承摩擦生热的影响,随着负载增大,轴承的摩擦力矩也逐渐增大,对齿面温度的影响也越明显,致使行星轮部分齿面温度高于太阳轮齿面温度,由于该部分有齿轮与轴承两个热源及该部分整体尺寸较小的缘故,散热状况不明显,即整体最高温与最低温差值比其他部分小。由图 9(g)、9(h)可知,相较系统其他部分温度场,齿圈部分温度较低,其与齿圈的散热面积较大及所承受的热载荷较小有关。由图 9 可知:随着负载增大,齿轮间的摩擦力也愈大,传递到轴承部分的外部激励也同比增大,整体摩擦生热上升率也越高;当转速为一定值时,负载的变化对系统稳态温度的影响呈线性关系,并且随着转速的增大,温度上升变化值越大。

4 结 论

本文在综合考虑轴承-齿轮摩擦生热及系统散热条件影响的基础上提出了一种行星齿轮系统动态温度场数值分析方法与实验研究方法,通过数值分析结果与实验测试结果进行对比分析,验证了该方法的有效性,得到如下结论。

(1)随着转速持续增大,轴承摩擦生热对齿面温度的影响不明显;随着负载持续增大,轴承摩擦生热

对齿面温度影响越大,使得行星轮齿面温度逐渐高于太阳轮齿面温度。

(2)连续增速条件下,在转速 100~300 r/min 时温度快速上升,随着转速持续增大,温度响应随转速变化呈对数关系;系统输入转速为 100、150、200 r/min 时,温度响应随负载增大呈线性上升趋势。

(3)系统温度分布存在内啮合温度低于外啮合温度现象,齿轮啮合面温度高于系统其他表面温度;在径向,温度沿着温度传递方向逐渐降低;在齿宽方向,温度存在低-高-低的分布现象。

参考文献:

[1] 符杨,周全,贾锋,等. 基于 SCADA 数据图形化的海上风电机组故障预测 [J/OL]. 中国电机工程学报 [2022-06-01]. DOI: 10.13334/j.0258-8013.pcsee.211785.
FU Yang, ZHOU Quan, JIA Feng, et al. Offshore wind turbine fault prediction based on SCADA data graph [J/OL]. Proceedings of the CSEE [2022-06-01]. DOI: 10.13334/j.0258-8013.pcsee.211785.
[2] SHI Ying, YAO Yupeng, FEI Jiyu. Analysis of bulk temperature field and flash temperature for locomotive traction gear [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 99: 528-536.
[3] LIU Hui, YAN Pengfei, GAO Pu. Effects of temperature on the time-varying mesh stiffness, vibration response, and support force of a multi-stage planetary gear [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2020, 142(5): 051110.
[4] CHANG Jihua, LIU Shaojun, HU Xiaozhou, et al. Evolution of surface spur gear tooth temperature based on three-dimensional finite element model [J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2019, 41(9): 370.
[5] 鲍和云,王春雷,陆凤霞,等. 基于 CFD 的风扇驱动齿轮箱流场和温度场特性分析 [J]. 航空动力学报, 2020, 35(11): 2316-2325.
BAO Heyun, WANG Chunlei, LU Fengxia, et al. Flow and temperature fields analysis of fan drive gearbox based on CFD [J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(11): 2316-2325.
[6] YIN Zhaoming, FAN Zhimin, WANG Mingkai. Thermal elastohydrodynamic lubrication characteristics of double involute gears at the graded position of tooth waist [J]. Tribology International, 2020, 144: 106028.
[7] 尹兆明,江峰,樊智敏. 基于热弹流润滑的双渐开线

- 齿轮温度场研究[J]. 摩擦学学报, 2021, 41(2): 268-279.
- YIN Zhaoming, JIANG Feng, FAN Zhimin. Temperature field of double involute gear based on TEHL[J]. Tribology, 2021, 41(2): 268-279.
- [8] LUO Biao, LI Wei. Influence factors on bulk temperature field of gear[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 2017, 231(8): 953-964.
- [9] LI Wei, TIAN Jingyun. Unsteady-state temperature field and sensitivity analysis of gear transmission[J]. Tribology International, 2017, 116: 229-243.
- [10] DOBIÁŠ J, HRUBÝ J, KORDÍK J, et al. Frictional study of a high-speed helical gear pair using computational and experimental thermo-elastic analyses[J]. Journal of Tribology, 2020, 142(5): 051602.
- [11] 庞大千, 曾根, 李训明, 等. 不同工况下机电复合传动装置行星齿轮系统瞬态温度场[J]. 兵工学报, 2021, 42(10): 2268-2277.
- PANG Daqian, ZENG Gen, LI Xunming, et al. Transient temperature field of planetary gear system in electro-mechanical transmission under different working conditions[J]. Acta Armamentarii, 2021, 42(10): 2268-2277.
- [12] 魏永峭, 员贝贝, 刘永平, 等. 变双曲圆弧齿线圆柱齿轮温度预测模型构建[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2022, 50(2): 50-55.
- WEI Yongqiao, YUN Beibei, LIU Yongping, et al. Construction of temperature prediction model of cylindrical gear with variable hyperbolic circular-arc-tooth-trace[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2022, 50(2): 50-55.
- [13] ZHOU Changjiang, XING Mingcai, HU Bo, et al. A modified wear model considering contact temperature for spur gears in mixed elastohydrodynamic lubrication[J]. Tribology Letters, 2020, 68(4): 110.
- [14] QIAO Shuai, ZHOU Jianxing, ZHANG Xiangfeng, et al. Dynamic thermal behavior of two-stage gear transmission system[J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2021, 9(8): 1809-1831.
- [15] 乔帅, 周建星, 章翔峰, 等. 风电机组中两级齿轮传动系统动态温度响应与实验研究[J]. 太阳能学报, 2022, 43(1): 116-124.
- QIAO Shuai, ZHOU Jianxing, ZHANG Xiangfeng, et al. Dynamic temperature response and experimental study of two-stage gear transmission system in wind turbine[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2022, 43(1): 116-124.
- [16] 周建星, 孙文磊, 曹莉, 等. 行星齿轮传动系统碰撞振动特性研究[J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(3): 16-21.
- ZHOU Jianxing, SUN Wenlei, CAO Li, et al. Vibration impact characteristics of planetary gear transmission[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(3): 16-21.
- [17] 刘向阳, 周建星, 章翔峰, 等. 考虑齿圈柔性的风电机组行星传动均载特性与灵敏度分析[J]. 太阳能学报, 2021, 42(7): 340-349.
- LIU Xiangyang, ZHOU Jianxing, ZHANG Xiangfeng, et al. Analysis of load sharing characteristics and sensitivity of planetary transmission of wind turbine considering flexibility of gear ring[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2021, 42(7): 340-349.
- [18] 张荣华, 曹莉, 周建星, 等. 行星齿轮传动的齿面动态磨损特性[J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(8): 42-49.
- ZHANG Ronghua, CAO Li, ZHOU Jianxing, et al. Dynamic tooth surface wear characteristics of planetary gear transmission[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(8): 42-49.
- [19] 吴守军, 冯辅周, 吴春志, 等. 行星轮系动力学分析与响应表示方法研究[J]. 振动工程学报, 2021, 34(6): 1177-1186.
- WU Shoujun, FENG Fuzhou, WU Chunzhi, et al. Dynamic analysis and response representation of planetary gear train[J]. Journal of Vibration Engineering, 2021, 34(6): 1177-1186.
- [20] 王成龙, 周建星, 孙文磊, 等. 行星齿轮传动柔性齿圈齿根动应力计算及光纤光栅检测方法[J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(6): 122-132.
- WANG Chenglong, ZHOU Jianxing, SUN Wenlei, et al. Dynamic stress calculation and experimental comparative analysis for flexible ring gear root of planetary gear transmission system[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(6): 122-132.
- [21] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [22] HARRIS T, KOTZALAS M. 滚动轴承分析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [23] 曹文辉, 刘朝斌, 丁奇, 等. 聚脲润滑脂噪音特性的衰退机制研究[J/OL]. 摩擦学学报 [2022-07-29]. DOI: 10.16078/j.tribology.2021156.
- CAO Wenhui, LIU Chaobin, DING Qi, et al. Study on fading mechanism of noise characteristics of polyurea grease[J/OL]. Tribology [2022-07-29]. DOI:

10.16078/j.tribology.2021156.

[24] 朱凌云, 苟向锋, 柴长银, 等. 基于 Seebeck 效应的齿面温度测量研究 [J/OL]. 机械工程学报 [2022-07-30]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2187.TH.20220527.1452.081.html>.
ZHU Lingyun, GOU Xiangfeng, CHAI Changyin, et al. Novel measurement method of tooth surface contact temperature for spur gear pair based on seebeck effect [J/OL]. Journal of Mechanical Engineering [2022-07-30]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2187.TH.20220527.1452.081.html>.

[25] ČERNE B, PETKOVŠEK M, DUHOVNIK J, et al. Thermo-mechanical modeling of polymer spur gears with experimental validation using high-speed infrared thermography [J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 146: 103734.

(编辑 赵炜 刘杨)