

文章编号:1000-8055(2020)07-1489-07

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2020.07.017

乏油条件下直升机传动系统弧齿锥齿轮的瞬态温度场

李 飞, 王三民, 李志宾, 李剑锋, 彭麒安
(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 基于传热学及摩擦学原理,建立了弹流润滑和边界润滑有机结合的啮合齿面摩擦热的数学模型以及乏油润滑条件下瞬态温度场的计算方法。给出了瞬态温度场分布云图以及温度时间变化曲线,并分析功率、转速对瞬态温度场的影响。结果表明:在 5 min 的乏油润滑过程中,主动轮在功率从 866 kW 增至 2000 kW 时,其最大温度升高了 65.7 ℃,而在转速从 5000 r/min 增至 20000 r/min 时其最大温度降低了 85.02 ℃。该研究结果为无油润滑条件下直升机主减速器弧齿锥齿轮的最佳侧隙设计奠定了基础。

关 键 词: 弧齿锥齿轮; 乏油润滑; 热流密度; 瞬态温度场; 传动系统

中图分类号: V232.8 **文献标志码:** A

Transient temperature field of spiral bevel gear in helicopter transmission system under starved lubrication

LI Fei, WANG Sanmin, LI Zhibin, LI Jianfeng, PENG Qi'an
(School of Mechanical Engineering,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Based on the theory of heat conduction and tribology, the mathematical model of friction heat of meshing tooth surface with the combination of elastohydrodynamic lubrication and boundary lubrication and the calculation method of transient temperature field under the condition of starved lubrication were established. The distribution of transient temperature field and the temperature time curve were given, and the influences of power and rotational speed on transient temperature field were analyzed. Results showed that in the 5 min process of starved lubrication, the maximum temperature of the driving wheel increased by 65.7 ℃ when the power increased from 866 kW to 2000 kW, and decreased by 85.02 ℃ when the rotating speed increased from 5000 r/min to 20000 r/min. The results lay a foundation for the optimal clearance design of spiral bevel gear in helicopter main reducer under the condition of oil-free lubrication.

Key words: spiral bevel gear; starved lubrication; heat flux; transient temperature field; transmission system

直升机传动系统是直升机的重要组成部分,一旦中弹漏油,其各摩擦运动副便将进入失去润滑的极端工作状态^[1]。而作为直升机传动系统中输入级的弧齿锥齿轮,在润滑油逐渐流失的情况

下会进入乏油甚至干运转状态,齿轮啮合产生的大量摩擦热将使传动系统的零部件温度急剧上升,导致轮齿受热变形、卡死或胶合失效,造成直升机旋翼和尾桨完全丧失传动能力^[2]。因此对弧齿锥齿轮的温度场分析研究具有十分重要的意义。

乏油润滑过程是从正常弹流润滑到无油润滑之间的中间过程,在此过程中由于油量不断减少,齿面润滑状态、齿面间的摩擦因数和齿面温度都随时间变化,因此乏油润滑过程中的温度分析是一个瞬态过程,分析比较困难且非常复杂^[3-5]。近年来,国内外许多学者对弧齿锥齿轮本体稳态和瞬态温度场已有了较多研究。丁有永等^[6]对乏油润滑直齿轮传动的瞬态温度场分析中主要参数的计算方法进行研究,分析其对温度的影响。贾军等^[7]将动力润滑与乏油传动相结合,分析了在乏油润滑下齿轮传动的温升和热胶合失效的关系。王延忠等^[8]以乏油润滑分析理论为基础,研究了高速重载航空螺旋锥齿轮在乏油条件下油膜从减小到最终稳定所需的时间和最终稳定时油膜在接触区的温度。袁杰红等^[9]通过对弧齿锥齿轮在失去润滑条件下的瞬态温度场仿真分析,预测出其干运转生命周期。但以上研究在弹流润滑或干运转条件下的居多,而对乏油润滑状态下的温度场分析较少,且都是在整个啮合齿面上进行温度场的计算,没有精确给出啮合点处的接触椭圆。

本文基于弧齿锥齿轮的轮齿加载接触分析,利用摩擦学原理和传热学等理论,给出了乏油条件下弧齿锥齿轮齿面摩擦因数的确定方法,以及啮合点处的热流密度和不同区域的表面传热系数的解析模型;在 ANSYS 中建立了一对轮齿的本体温度场有限元模型,并精确给出每个啮合点处的接触椭圆,在此基础上将上述解析模型所得到的一系列结果作为有限元模型计算的初始条件,进而获得了轮齿的瞬态温度场分布云图,并分析了不同工况下瞬态温度场的变化规律。

1 乏油条件下齿面热流密度的计算模型

1.1 乏油条件下齿面摩擦因数

由于乏油润滑过程是从正常弹流润滑到无油润滑之间的中间过程,因此乏油润滑条件下的齿面摩擦因数与边界润滑和弹流润滑两种状态下的

摩擦因数有关,其计算方法为^[6]

$$\mu_t = c_b \mu_b + c_t \mu_t \tag{1}$$

式中 μ_b 、 μ_t 分别为边界润滑和弹流润滑的摩擦因数, c_b 、 c_t 分别为峰点接触和弹流油膜的承载系数。在乏油润滑过程中,润滑状态由正常弹流润滑向无油润滑过度,齿面间的润滑油量会随着时间逐渐减少,因此弹流油膜的承载系数 c_t 与峰点接触的承载系数 c_b 呈现出一种与时间有关的线性关系,且满足 $c_t + c_b = 1$ 。

该方法中齿面摩擦因数的计算是只考虑主接触点的全局计算。当局部油膜厚度大于临界油膜厚度(一般取 10 nm)时为弹流润滑,此时齿面的摩擦因数为^[10]

$$\mu_t = 0.002 \times [F_t / (b \times 0.001)]^{0.2} \times \left[\frac{2}{\cos \vartheta \times (v_1 + v_2) \times R_c \times 0.001} \right]^{0.2} \eta_0^{-0.05} X_r \tag{2}$$

式中 F_t 为切向载荷, b 为齿宽, ϑ 为啮合点处的压力角, X_r 为齿面粗糙度因子, η_0 为润滑油的动力黏度, v_1 、 v_2 为主从动轮在啮合点处的切向速度。

当局部油膜厚度小于临界油膜厚度时为边界润滑,此时齿面的摩擦因数为^[11]

$$\mu_b = 0.05 + 5 \times 10^{-5} \times \sqrt{\frac{\pi F_t E}{32 R_c b}} \tag{3}$$

式中 E 为综合弹性模量, R_c 为综合曲率半径。联立式(1)、式(2)和式(3)就可计算出乏油条件下的齿面摩擦因数。

1.2 乏油条件下齿面热流密度

乏油润滑条件下弧齿锥齿轮啮合齿对间的滑动摩擦热与齿面啮合点处的接触应力、相对滑动速度和乏油润滑条件下的齿面摩擦因数,以及摩擦热流量在主从动轮之间的分配系数有关^[12]。其计算公式为^[6]

$$q = \alpha \times \zeta \times \mu_t \times p \times v_s \tag{4}$$

式中 q 为热流密度, α 为摩擦热分配系数, ζ 为热能转换系数, μ_t 为乏油条件下齿面摩擦因数, p 为接触应力, v_s 为相对滑动速度。由于两个啮合齿轮的材料相同,各项同性,所以 α 取 0.5。

传动过程中,轮齿啮合处的热流密度会随着齿轮旋转而循环输入。假设啮合处的齿面接触宽度为 a ,则热流密度通过此接触宽度的时间为

$$T_1 = \frac{a}{v_1 \times 1000}, \quad T_2 = \frac{a}{v_2 \times 1000} \tag{5}$$

若主、从动轮在啮合过程中旋转一周的时间

为 $T_{11} = \frac{60}{n_1}$ 和 $T_{22} = \frac{60}{n_2}$, 则两啮合轮齿在任一旋转周期获得的平均摩擦热流密度为

$$q_1 = \frac{T_1 \times q}{T_{11}}, \quad q_2 = \frac{T_2 \times q}{T_{22}} \quad (6)$$

2 瞬态温度场计算方法

2.1 瞬态温度场传热模型

对于没有内部热源的弧齿锥齿轮瞬态温度场导热问题,其微分方程为

$$\frac{\partial t}{\partial T} = \frac{\kappa_g}{c_g \rho_g} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (7)$$

式中 t 为齿轮本体温度, κ_g 为齿轮材料导热系数, ρ_g 为齿轮材料密度, c_g 为齿轮材料比热容。为了计算出瞬态温度场需确定出微分方程的初始条件和边界条件。

2.2 瞬态温度场的单齿热分析边界条件

图 1 为弧齿锥齿轮温度场单齿热分析边界条件计算的区域图。

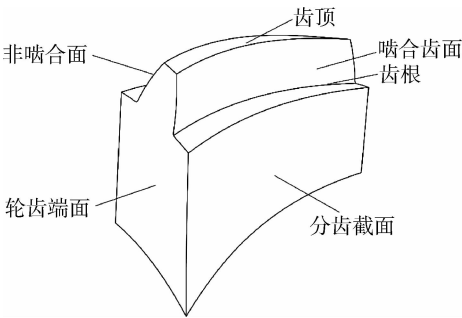


图 1 弧齿锥齿轮计算区域图

Fig. 1 Spiral bevel gear calculation area

1) 啮合齿面

在啮合齿面上,既有齿轮啮合时产生摩擦热量 Q 的输入,同时也有啮合面与空气之间的对流换热^[13]。其边界条件为

$$-\kappa_g \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right) = h_m (t - t_0) - Q \quad (8)$$

式中 n 为热交换面的外法线方向, h_m 为轮齿啮合面的表面传热系数, t_0 为空气温度。

2) 轮齿端面

轮齿两端面的边界条件是轮齿端面与空气之间的对流换热。其边界条件为

$$-\kappa_g \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right) = h_s (t - t_0) \quad (9)$$

式中 h_s 为轮齿端面的表面传热系数。

3) 齿顶面、齿根面和非啮合面

由于弧齿锥齿轮在啮合过程中产生的摩擦热使轮齿的温度升高,从而使轮齿的齿顶、齿根和非啮合面与空气产生热交换,其边界条件为

$$-\kappa_g \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right) = h_i (t - t_0) \quad (10)$$

式中 h_i 为以上各齿面的表面传热系数。

4) 分齿截面

轮齿分齿截面符合传热学的热边界条件,两轮齿分齿截面存在着热传导,可以按照齿轮轮体内部问题处理,并且两表面上传导的热量相同,其边界条件为

$$t|_{d1} = t|_{d2}, \quad \frac{\partial t}{\partial n} \Big|_{d1} = \frac{\partial t}{\partial n} \Big|_{d2} \quad (11)$$

2.3 轮齿各端面对流换热分析

在对弧齿锥齿轮进行瞬态温度场分析的过程中,必须要考虑轮齿与外部环境的对流换热情况。轮齿各表面的表面传热系数由齿轮的冷却润滑方式和齿轮的运行条件决定,共分为 3 类:轮齿端面的传热系数、轮齿啮合面的传热系数和其他轮齿外表面的表面传热系数^[14]。

乏油条件下齿轮对流换热介质为润滑油和空气的混合物,而在乏油过程中齿面间的润滑油量随时间不断减少,即齿面与润滑油的对流换热逐渐减少,反之与空气的对流换热不断增多,因此混合物中的两种介质存在一种与时间有关的线性关系。根据混合介质的热物性参数可求出表面传热系数。混合介质的热物性参数为^[6]

$$\begin{cases} \rho_h = l\rho_o + (1-l)\rho_a \\ c_h = lc_o + (1-l)c_a \\ \eta_h = l\eta_o + (1-l)\eta_a \\ \kappa_h = l\kappa_o + (1-l)\kappa_a \end{cases} \quad (12)$$

式中 ρ_h 为混合介质的密度, η_h 为混合介质的动力黏度, c_h 为混合介质的比热容, κ_h 为混合介质的导热系数, l 为混合介质中空气和润滑油的比例系数。下标 o 和 a 分别代表油和空气。

轮齿啮合面的表面传热系数表达式为^[10]

$$h_w = 0.228 \times Re^{0.731} \times Pr^{0.333} \times \frac{\kappa_h}{L} \quad (13)$$

式中 Re 为混合介质的雷诺数, Pr 为普朗特数, L 为齿轮节圆直径。由式(12)和式(13)可得啮合面的表面传热系数。

轮齿端面的表面传热系数表达式为^[10]

$$h_s = 2\kappa_h \left[\frac{1.02(m+2)Pr}{60} \right]^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\omega}{\eta_h} \right)^{0.5} \quad (14)$$

式中 m 为定义表面温度沿径向分布的指数常数,

这里取 2。 ω 为角速度。由式(12)和式(14)可得轮齿端面的表面传热系数。

齿根、齿顶和非啮合齿面的表面传热系数可以近似为轮齿端面表面传热系数的 $1/3\sim 1/2$, 即 $h_t = (1/3)h_s \sim (1/2)h_s$ 。

3 乏油条件下瞬态温度场的仿真

3.1 仿真参数的选取

弧齿锥齿轮在旋转一周的过程中, 每个轮齿所经历的过程是相同的, 其初始时刻的温度分布被认为是均匀的^[15], 因此本文在研究瞬态温度场时, 取一对啮合齿来进行仿真分析。所用齿轮的传动特征参数如表 1 所示。

表 1 弧齿锥齿轮几何参数
Table 1 Geometric parameters of spiral bevel gear

参数	大轮	小轮
齿数	74	27
齿宽/mm	38.5	38.5
模数/mm	3.85	3.85
轴交角/(°)	68.77	68.77
压力角/(°)	20	20
螺旋角/(°)	30	30

齿轮稳态温度场是求解瞬态温度场的基础。本文算例以弹流润滑条件下最终稳态温度场的温度(如图 2 所示)作为研究乏油润滑条件下瞬态温度场的初始条件^[16]。齿轮从开始进入乏油状态到断油状态所用时间设为 5 min, 而在瞬态热分析中以 1 s 为间隔, 求出 0~300 s 之间每一时刻的温度。由文中第 1.1 节的方法可以计算出乏油润滑

状态下的齿面摩擦因数。在本例中弹流润滑状态下和边界润滑状态下的摩擦因数是由式(2)和式(3)求得 μ_t 为 0.0561, μ_b 为 0.1886。 c_t 和 c_b 可根据乏油润滑的时间分别设为 300 个数值, 进而计算出乏油润滑过程中随时间变化的齿面摩擦因数。然后采用文中第 1.2 节的计算方法求得的热流密度加载在啮合齿面上的接触椭圆区域。根据 LTCA(齿轮加载接触分析)计算出每个啮合点处接触椭圆的长短轴的大小, 并在有限元模型中精确地画出每个啮合点处的接触椭圆, 进而加载相应的热流密度^[17]。

表 2 中为润滑油的热物性参数^[18], 而空气的热物性参数是随温度变化的。本例将乏油润滑过程中空气的起始温度设为 20℃, 乏油润滑过程结束时的空气温度为 69.5℃。可求出随温度变化的空气热物性参数。混合物中两种介质的比例系数也是随时间变化的, 同样取 300 个数值, 由式(12)计算出混合体的热物性参数, 然后根据文中第 2.3 节的方法计算出轮齿各端面的表面传热系数。

表 2 润滑油的热物性参数
Table 2 Thermophysical parameters of lubricating oil

参数	数值
导热系数 $\kappa_o/(W/(m \cdot ^\circ C))$	0.14
比热容 $c_o/(J/kg \cdot ^\circ C)$	2000
密度 $\rho_o/(kg/m^3)$	998
动力黏度 $\eta_o/(Pa \cdot s)$	0.04

将上述方法求得的热流密度和表面传热系数加载在轮齿的相应齿面上, 即可得到乏油齿轮传动的温度场。

3.2 温度场仿真分析

本文的瞬态温度场仿真在有限元软件 ANSYS 16.0 中进行, 采用 8 节点 6 面体单元进行网格划分。三维模型中共含有 1632 个单元和 2275 个节点。在轮齿接触分析中, 本例在一对轮齿啮入到啮出的过程中选取了 43 个啮合点, 即需要在啮合齿面上的 43 个接触椭圆区域内加载热流密度。该组接触椭圆是一对轮齿在一个完整啮合周期内的接触, 如图 3 所示。

3.3 瞬态温度场仿真结果分析

输入功率为 1800 kW, 输入转速 20 900 r/min。图 4 为一对啮合齿在乏油润滑最后时刻的整体温

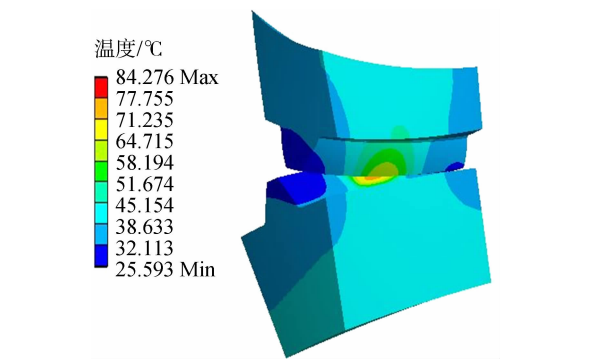


图 2 啮合齿轮副的整体稳态温度场
Fig. 2 Global steady-state temperature field of meshing gear pair

度场云图。

图 5 和图 6 分别为主动轮和从动轮在乏油润滑过程中的瞬态温度场分布云图。从图中可以看到:在主动轮工作面上瞬态最高温度出现在节圆附近,而在从动轮工作面上瞬态最高温度出现在

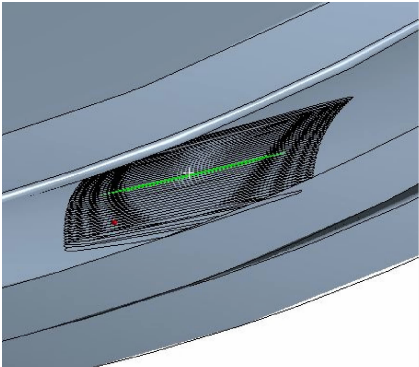


图 3 齿面上的接触椭圆
Fig. 3 Contact ellipse on tooth surface

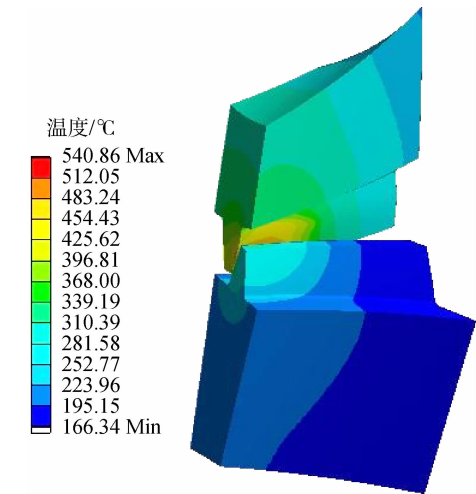


图 4 啮合齿轮副的整体瞬态温度场
Fig. 4 Global transient temperature field of meshing gear pair

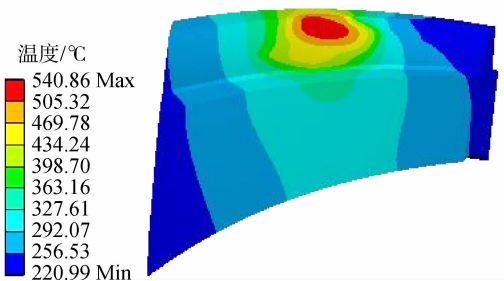


图 5 主动轮瞬态温度场分布
Fig. 5 Transient temperature field distribution of driving gear

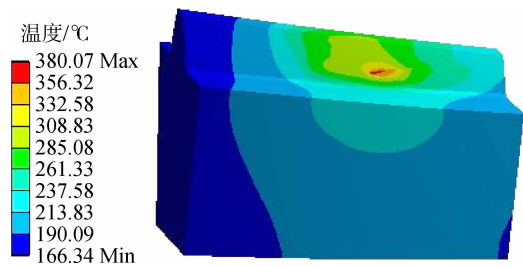


图 6 从动轮瞬态温度场分布
Fig. 6 Transient temperature field distribution of slave gear

节圆靠近齿根的位置。这是由于在该位置啮合齿面间的滑动速度较高,从而产生较大的热流密度。

图 7 和图 8 分别为主动轮和从动轮在乏油润滑过程中瞬态温度场的最高和最低温度曲线。整个乏油润滑过程中,温升趋势是基本一致的,且温度逐渐上升。

乏油润滑齿轮瞬态温度场的影响因素有很多,下面将考虑功率以及转速等主要影响因素对乏油润滑齿轮温度场的影响。取主动轮功率分别为 866、1 200、1 500、1 800、2 000 kW,其他条件不变的情况下,得出乏油润滑条件下的瞬态温度场。两齿面最大温度、最小温度和平均温度随功率变化的曲线如图 9 和图 10 所示。由图可知,齿面最大温度和最小温度都随功率的增大而逐渐增加。因为润滑油随时间逐渐减少,摩擦因数不断增大,进而产生的摩擦热流量持续增大,导致齿面温度不断升高。

取主动轮转速分别为 5 000、8 000、12 000、15 000、20 000 r/min,其他条件不变的情况下,得出乏油润滑条件下的瞬态温度场,两齿面最大温度、最小温度和平均温度随转速变化的曲线如

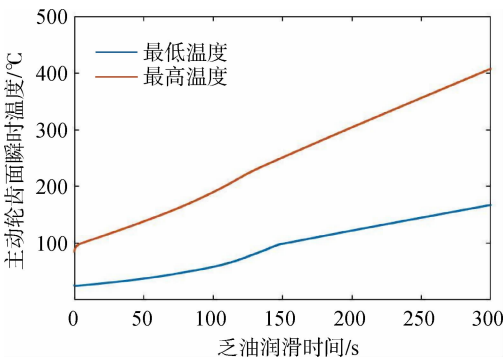


图 7 主动轮在乏油润滑过程中的瞬态温度
Fig. 7 Transient temperature of driving gear in the process of starved lubrication

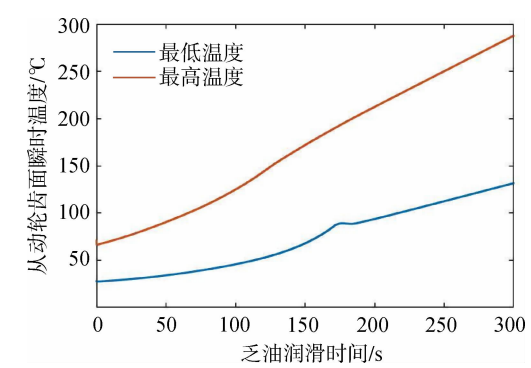


图 8 从动轮在乏油润滑过程中的瞬态温度
Fig. 8 Transient temperature of slave gear in the process of starved lubrication

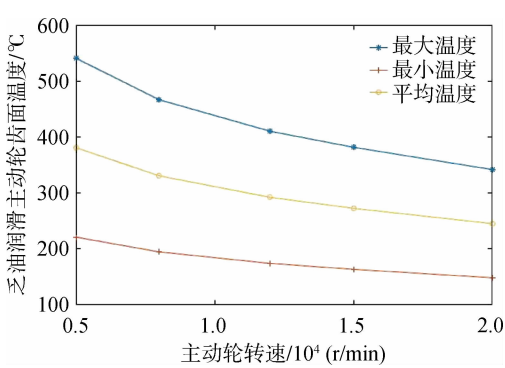


图 11 转速对主动轮齿面温度的影响
Fig. 11 Influence of rotating speed on tooth surface temperature of driving gear

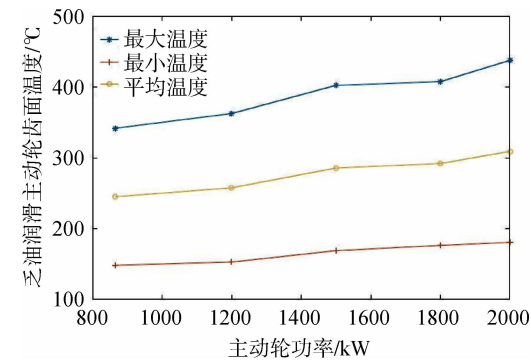


图 9 功率对主动轮齿面温度的影响
Fig. 9 Influence of power on tooth surface temperature of driving gear

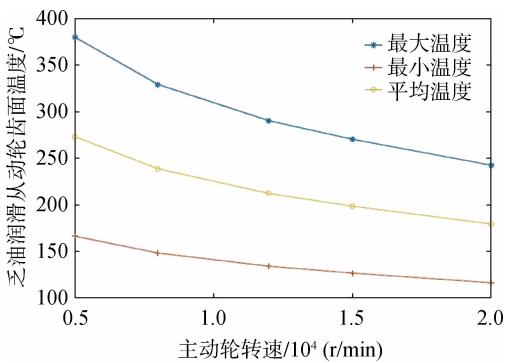


图 12 转速对从动轮齿面温度的影响
Fig. 12 Influence of rotating speed on tooth surface temperature of slave gear

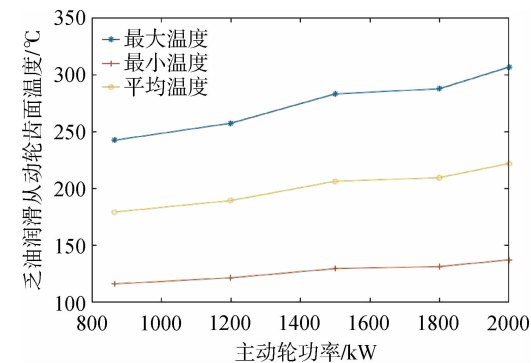


图 10 功率对从动轮齿面温度的影响
Fig. 10 Influence of power on tooth surface temperature of slave gear

4 结 论

通过对乏油润滑条件下弧齿锥齿轮瞬态温度场的计算以及功率和转速对温度场影响的分析,得出以下结论:

- 1) 主动轮轮齿瞬态最高温度出现在节圆靠近齿顶的位置,而从动轮轮齿瞬态最高温度出现在节圆靠近齿根的部分。在功率为 1800 kW,转速为 20900 r/min 时,5 min 乏油运转的齿面最大温度达到了 407.54℃。
- 2) 在恒定转速下,两齿轮的瞬时接触齿面上最大和最小温度随功率的增大而升高。在 5 min 的乏油润滑过程中,主动轮最高温度随功率增大升高了 65.7℃,从动轮相应升高 45.12℃。
- 3) 在恒定功率下,两齿轮的瞬时接触齿面上最大和最小温度随转速的增大而减小。在 5 min 的乏油润滑过程中,主动轮最高温度随转速增大降低了 85.02℃,从动轮相应减少 58.83℃。

图 11 和图 12 所示。由图可知,齿面最大温度和最小温度都随转速的增大而递减。其主要原因为当转速增大时,齿轮的转矩会随之减小,齿面摩擦因数相应减小,而齿面表面传热系数相对增大,导致齿面摩擦热流量的增加量降低,最终导致温度的降低。

参考文献:

[1] 王延忠,王涛. 航空螺旋锥齿轮乏油润滑过程分析[J]. 润滑与密封,2008,33(10):4-7.
WANG Yanzhong, WANG Tao. Analysis on the starved lubrication of aerial spiral bevel gear[J]. Journal of Lubrication Engineering,2008,33(10):4-7. (in Chinese)

[2] 严宏志,黄国兵. 螺旋锥齿轮齿面粗糙度对其乏油润滑寿命的影响[J]. 润滑与密封,2016,41(8):1-5.
YAN Hongzhi, HUANG Guobing. Influence of surface roughness of spiral bevel gear on starved lubrication life [J]. Journal of Lubrication Engineering,2016,41(8):1-5. (in Chinese)

[3] 蒲伟,汪巨基,肖珂,等. 乏油状态下准双曲面齿轮传动润滑机理分析[J]. 工程科学与技术,2019,51(1):236-240.
PU Wei, WANG Juji, XIAO Ke, et al. Analysis on lubrication behavior of hypoid gears under starved condition[J]. Journal of Advanced Engineering Sciences, 2019, 51(1): 236-240. (in Chinese)

[4] 章易程. 齿轮乏油传动的摩擦学研究[D]. 长沙:中南大学, 2011.
ZHANG Yicheng. Study on tribology of starved-oil gear transmission [D]. Changsha: Central South University, 2011. (in Chinese)

[5] 周志成,赵三星. 点接触乏油混合润滑的数值模拟研究 [J]. 润滑与密封,2018,43(9):28-32.
ZHOU Zhicheng, ZHAO Sanxing. Numerical simulation of mixed lubrication under starvation condition in point contact[J]. Journal of Lubrication Engineering,2018,43(9): 28-32. (in Chinese)

[6] 丁有永,朱如鹏,李政民卿. 乏油润滑直齿轮传动瞬态温度场主要影响因素分析[J]. 机械制造,2013,42(5):40-43.
DING Youyong, ZHU Rupeng, LI Zhengminqing. Analysis of main influence factors on transient temperature field of spur gear transmission under starved lubrication[J]. Journal of Machinery Manufacturing, 2013, 42(5): 40-43. (in Chinese)

[7] 贾军,石万凯,李国云. 乏油条件下齿轮传动的润滑与胶合失效分析[J]. 润滑与密封,2013,38(3):27-31.
JIA Jun, SHI Wankai, LI Guoyun. Analysis on lubrication and scuffing failure of gear transmission under an oil starvation condition[J]. Journal of Lubrication Engineering, 2013, 38(3): 27-31. (in Chinese)

[8] 王延忠,虞顺磊. 基于无油润滑的弧齿锥齿轮的三维瞬态温度场仿真分析[J]. 机械工程师,2008(1):65-68.
WANG Yanzhong, YU Shunlei. 3-D transient temperature field simulation of spiral bevel gears based on condition of dry-friction[J]. Journal of Mechanical Engineer,2008(1): 65-68. (in Chinese)

[9] 袁杰红,林泽锦,闫希杰. 失去润滑条件下弧齿锥齿轮传动系统瞬态温度场 Simulink 仿真分析[J]. 国防科技大学学报,2013,35(5):59-66.
YUAN Jiehong, LIN Zejin, YAN Xijie. Transient temperature field simulation analysis of spiral bevel gear transmission system by Simulink in the condition of loss of lubrication[J]. Journal of National University of Defense Technology,2013,35(5):59-66. (in Chinese)

[10] 林泽锦. 失去润滑条件下直升机弧齿锥齿轮传动系统温度场研究[D]. 长沙:国防科技大学,2012.
LIN Zejin. Study on temperature field of spiral bevel gear transmission system of a helicopter in case of loss of lubrication [D]. Changsha: National University of Defense Technology,2012. (in Chinese)

[11] 张刚,牛文韬. 航空螺旋锥齿轮断油润滑状态研究[J]. 润滑与密封,2011,36(11):6-10.
ZHANG Li, NIU Wentao. Research on oil-off lubricative status of aero spiral bevel gear[J]. Journal of Lubrication Engineering,2011,36(11):6-10. (in Chinese)

[12] WANG Juji, PU Wei. Transient behaviors of friction, temperature and fatigue in different contact trajectories for spiral bevel gears[J]. Tribology International,2019,139: 67-77.

[13] CAO Wei, PU Wei, WANG Juji, et al. Effect of contact path on the mixed lubrication performance, friction and contact fatigue in spiral bevel gears[J]. Tribology International,2018,123:359-371.

[14] GAN Lai, XIAO Ke, WANG Jiaxu, et al. A numerical method to investigate the temperature behavior of spiral bevel gears under mixed lubrication condition[J]. Applied Thermal Engineering,2019,147:866-875.

[15] WANG Yanzhong, TANG Wen, CHEN Yanyan, et al. Investigation into the meshing friction heat generation and transient thermal characteristics of spiral bevel gears[J]. Applied Thermal Engineering,2019,119:245-253.

[16] HANDSCHUH R F. Thermal behavior of spiral bevel gears[D]. US Army Research Laboratory, ARL-TR-403, 1995.

[17] 孙志礼,王宇宇,印明昂,等. 齿轮瞬态温度场的仿真分析 [J]. 航空发动机,2013,39(2):15-18.
SUN Zhili, WANG Yuning, YIN Mingang, et al. Simulation analysis of gear transient temperature field[J]. Journal of Aeroengine,2013,39(2):15-18. (in Chinese)

[18] 高洁,刘振侠,刘妹怡,等. 干运转下连轴弧齿锥齿轮的瞬态热分析[J]. 推进技术,2018,39(9):2052-2059.
GAO Jie, LIU Zhenxia, LIU Shuyi, et al. Transient thermal analysis of tooth-axle spiral bevel gear during dry running[J]. Journal of Propulsion Technology,2018,39(9): 2052-2059. (in Chinese)

(编辑:叶 青、王碧珺)