

行星齿轮轮齿本体温度场与闪温研究*

龚宪生 王欢欢 张干清 王红霞

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400030)

【摘要】 利用齿轮啮合、摩擦学、传热学、赫兹接触等理论,研究了啮合过程中行星齿轮轮齿接触面的相对滑动速度及齿面摩擦因数的变化规律,推导了行星齿轮轮齿齿面接触应力模型。精确计算了轮齿不同啮合位置的摩擦热流密度以及轮齿端面、轮齿齿面等区域的对流换热系数。建立了轮齿本体温度场有限元分析模型,获得了行星齿轮轮齿稳态温度场。分析了标准齿廓和修形齿廓对接触应力及温度场的影响。在稳态热分析的基础上,采用有限元法进行瞬态热分析,得到了啮合过程中轮齿齿面瞬时温度分布。

关键词: 行星齿轮 热流密度 本体温度 闪温 有限元

中图分类号: TK124; TH132.425 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)10-0209-08

Analysis of Bulk Temperature Field and Flash Temperature for Planet Gear Teeth

Gong Xiansheng Wang Huanhuan Zhang Ganqing Wang Hongxia

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract

Applying the theories of Hertz contact, tribology, gear engagement and heat transfer, the planetary gear was taken as study object, the variation of sliding velocity and friction coefficient was investigated and the contact stress along the contact path was conducted. Heat transfer coefficient of gear end face and teeth surface and heat flux at different engaging positions were calculated. 3-D finite element models of gear teeth were established to predict steady temperature field. The influence of standard and modified profiles on temperature field and contact pressure was evaluated. Based on the results of steady thermal analysis, distribution of transient temperature field was investigated by using finite element method.

Key words Planet gear, Heat flux, Bulk temperature, Flash temperature, Finite element

引言

行星齿轮传动具有可靠性高、扭矩大、功率密度高、体积小等优点。但由于摩擦生热较多,齿轮轮齿承受较高的热负荷,过高的温度不仅会引起轮齿热变形,还会严重影响轮齿的润滑效果和传动性能。另外,齿面温度过高,也是引起胶合的主要因素之一。因此,研究行星齿轮轮齿温度场具有十分重要的意义。

啮合齿轮轮齿温度场由两部分组成:轮齿的本体温度和齿面的瞬时温度(通常也称作闪温)。针

对轮齿本体温度场,Patir和Wang等^[1-2]利用有限元法估算了直齿圆柱齿轮轮齿本体温度场,并对动载荷、油膜厚度进行了理论分析和数值计算;龙慧、肖望强、孙守群等^[3-5]数字配流式均采用该方法对定轴圆柱齿轮轮齿本体温度进行估算,并取得了较为满意的结果。对于行星齿轮轮齿温度场,相关文献较少。张永红等^[6-7]利用热网络法得到轮齿稳态温度场和瞬态温度场,但由于将轮齿齿面整体视为1个节点,因而无法获得温度场的具体分布。李绍彬等^[8]利用有限元软件计算了行星齿轮内齿圈温度分布,但主要针对温度场引起的热变形及热应力。

收稿日期:2010-12-01 修回日期:2010-12-27

* 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2007AA041802)、重庆市科技攻关计划资助项目(2007AC3015)和重庆大学机械传动国家重点实验室自主研究基金资助项目(0301002109137)

作者简介:龚宪生,教授,博士生导师,主要从事机械动力学、机械装备现代化设计与分析研究,E-mail: xsgong@cme.cqu.edu.cn

对齿面的瞬时温度研究,以往文献主要采用齿面闪温公式进行计算,但该方法并不能确定轮齿温度分布,而有限元法可以弥补这一缺陷。

本文以 2K-H(NGW)型 3 级行星齿轮减速器为研究对象,利用齿轮啮合、摩擦学、传热学等理论,建立行星齿轮啮合齿面相对滑动速度、赫兹接触应力、摩擦因数随啮合位置变化的精确数值模型,计算轮齿各表面的对流换热系数,分析摩擦热流密度的分布状况;采用有限元法,获得行星齿轮轮齿稳态温度场,并进行瞬态热分析,得到啮合过程轮齿齿面瞬时温度分布。

1 基本方程与边界条件

2K-H(NGW)型 3 级行星齿轮减速器传动简图如图 1 所示。

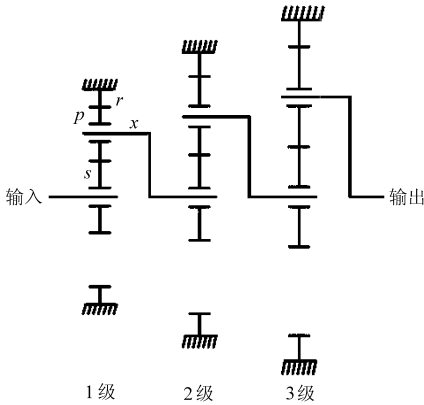


图 1 2K-H(NGW)型 3 级行星齿轮减速器机构传动简图

Fig. 1 Mechanical transmission diagram of 2K-H (NGW) type of three-grade planetary gear

根据布洛克理论可知,轮齿齿面的表面温度在齿轮传动过程中是变化的,但瞬时表面温度影响范围很小,仅限于很薄的热表层,故一般近似地假设稳态时齿轮上各点的温度为定值(不随时间而变化),即将齿轮轮齿的本身温度场作为稳态温度场问题进行处理;另外,齿轮传动达到稳定状态之后,齿轮的摩擦发热和冷却散热趋于平衡,这时对同一齿轮上的所有齿,在齿轮每转一周的过程中,它们所经历的过程是完全相同的。因此,在研究齿轮温度场时,可以取单个轮齿来进行研究。

在此以第 1 级太阳轮作为研究对象,行星轮及内齿圈分析原理类同。表 1 为第 1 级太阳轮、行星轮材料性能及基本参数。

三维非稳态导热微分方程一般形式为

$$\rho c \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial z} \right) + \dot{\Phi} \quad (1)$$

式中 ρ ——微元体密度, kg/m^3

c ——比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

λ ——热导率, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

τ ——时间坐标 t ——温度, K

$\dot{\Phi}$ ——单位时间、体积中内热源生成热, W/m^3

x, y, z ——笛卡儿空间坐标系

表 1 齿轮参数

Tab. 1 Parameters of gear

输入扭矩 $T/\text{N} \cdot \text{m}$	输入转速 $n_s/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	齿数 z_1	齿数 z_2
1 489	1 145.6	25	20
变位系数 x_1, x_2	齿高系数 h_a/h_f	齿宽 b/mm	密度 $\rho_1, \rho_2/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
0, 0.26	1/1.4	60	7 850
弹性模量 $E_1, E_2/\text{GPa}$	中心距 a/mm	模数 m/mm	比热容 $c_1, c_2/\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
206	91	4	465
粗糙度 $R_{a1}, R_{a2}/\mu\text{m}$	泊松比 μ_1, μ_2	压力角 α/rad	热导率 $\lambda_1, \lambda_2/\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$
0.8	0.3	20	50

图 2 为单个轮齿简图,根据式(1)推导出工作齿面 A_3 的稳态导热微分方程为

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial n} = h_c(t - t_f) + Q \quad (2)$$

式中 n ——换热表面外法向

h_c ——工作齿面与周围流体间表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

t_f ——周围流体温度, K

Q ——边界热流密度, W/m^2

对于非工作齿面 A_8 , 稳态导热微分方程为

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial n} = h'_c(t - t_f) \quad (3)$$

式中 h'_c ——非工作齿面与周围流体间表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

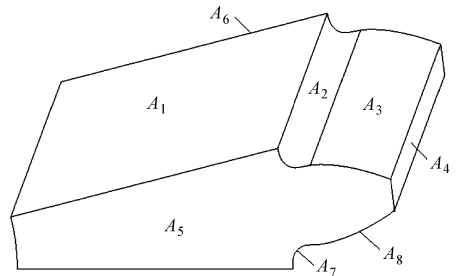


图 2 单个轮齿模型

Fig. 2 Single-tooth model

同理可得,对于齿根面 A_2 、 A_7 、轮齿端面 A_5 、 A_6 , 齿顶圆周边 A_4 稳态导热微分方程分别为

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial n} = h_g(t - t_f) \quad (4)$$

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial n} = h_s(t - t_f) \quad (5)$$

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial n} = h_d(t - t_f) \quad (6)$$

式中 h_g ——齿根面与周围流体间表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$

h_s ——轮齿端面与周围流体间表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$

h_d ——齿顶圆周面与周围流体间表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$

对于对流绝热面 A_1 稳态导热微分方程为

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial n} = 0 \quad (7)$$

由式(2)~(7)可知,达到热平衡状态时,齿面摩擦热 Q 是行星齿轮的主要热源,并决定了轮齿稳态温度场分布情况;另外在齿轮传动过程中,工作轮齿与润滑油之间进行对流换热和热量的传输,以避免温升过高导致传动效率降低及轮齿胶合,而热量的传输状况则取决于轮齿各表面的对流换热系数。因此,在齿轮基本参数和材料性能确定的情况下,齿面摩擦热流密度及轮齿表面对流换热系数是齿轮本体温度场的决定性因素。

2 轮齿齿面摩擦热流密度计算

齿轮传动过程中,两轮齿啮合点切线方向上的绝对速度是不相等的,导致两轮齿间发生相对滑动,相对滑动速度是产生齿轮摩擦热及引起齿面磨损的因素之一。由摩擦学理论可知,齿面接触应力和齿面摩擦因数也是影响摩擦热流密度的主要因素。另外,由于生成的摩擦热在啮合两轮齿间的分配是不均等的,为此引入热分配系数。

2.1 接触面相对滑动速度分析

运动分析及相对滑动速度计算时,应将行星传动转换为定轴传动。输入角速度为

$$\omega = \frac{2\pi n_s}{60} \quad (8)$$

转换轮系中,太阳轮、行星轮角速度分别为

$$\omega_1 = \frac{z_3}{z_1 + z_3} \omega \quad (9)$$

$$\omega_2 = \frac{z_1 z_3}{z_2(z_1 + z_3)} \omega \quad (10)$$

式中 z_3 ——内齿圈齿数,取 65

图 3 为轮齿啮合过程示意图,啮合点 C 与节点 P 在啮合线 L 上的距离为

$$l_{PC} = \mp r_1 \sin \alpha' \pm \sqrt{R_C^2 - (r_1 \cos \alpha')^2} \quad (11)$$

式中 R_C ——啮合点到太阳轮中心的距离,mm

r_1 ——太阳轮节圆半径,mm

α' ——啮合角,rad

式(11)中上层的算术运算符适用于啮合点位于啮合线 PB_1 段之间,下层的算术运算符则适用于啮合点位于啮合线 PB_2 段之间,下同。

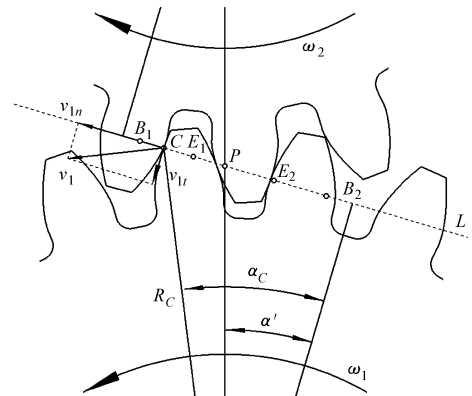


图 3 轮齿啮合示意图

Fig. 3 Schematic diagram of gear engagement

太阳轮切线方向的绝对速度为

$$v_{1t} = \omega_1 R_C \sin \alpha_C = \omega_1 (r_1 \sin \alpha' \pm l_{PC}) \quad (12)$$

式中 r_2 ——行星轮节圆半径,mm

α_C ——啮合处压力角,rad

同理可得,行星轮切线方向的绝对速度为

$$v_{2t} = \omega_2 (r_2 \sin \alpha' \mp l_{PC}) \quad (13)$$

接触面相对滑动速度为

$$v_i = v_{1t} - v_{2t} = \pm \omega_1 l_{PC} \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \quad (14)$$

由式(12)~(14),推导出任意啮合位置太阳轮、行星轮的绝对速度及两者的相对滑动速度,如图 4 所示。当轮齿处于啮入或啮出位置时,相对滑动速度较大;当啮合点与节点重合时,此时的相对滑动速度为零。

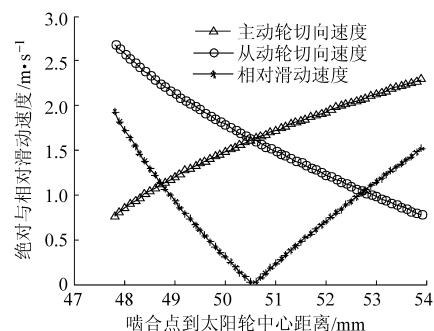


图 4 任意啮合位置绝对与相对滑动速度

Fig. 4 Absolute and relative sliding velocity at different contact positions

2.2 基于赫兹理论的齿面接触应力模型

对于渐开线圆柱齿轮,轮齿齿面接触应力模型可以简化为线接触的两圆柱体,并把啮合位置处的齿廓曲率半径作为圆柱体的半径。

根据赫兹接触理论^[9],两轮齿接触面半宽为

$$a_H = \sqrt{\frac{4F_n}{\pi b} \frac{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{\rho_1'} + \frac{1}{\rho_2'}}}} \quad (15)$$

其中 $\rho_1' = r_1 \sin \alpha' \pm l_{PC}$ $\rho_2' = r_2 \sin \alpha' \mp l_{PC}$

式中 F_n ——齿面的法向载荷, N

ρ_1' ——啮合点处太阳轮等效曲率半径, mm

ρ_2' ——啮合点处行星轮等效曲率半径, mm

啮合点 C 位于单齿啮合区 E_1E_2 之间时

$$F_n = \frac{T}{n_1 R_C \cos \alpha_C} \quad (16)$$

式中 n_1 ——第 1 级行星轮个数, 本文为 3

对于标准齿轮, 啮合点 C 位于双齿啮合区 B_1E_1 或 B_2E_2 时, 假设齿间载荷分配系数 $K=0.5$, 则齿面接触载荷为

$$F_n = \frac{KT}{n_1 R_C \cos \alpha_C} \quad (17)$$

在实际生产加工中, 为减轻轮齿的冲击振动和噪声, 减缓或防止胶合破坏, 需对轮齿进行修形。修形种类分为齿廓修形和齿向修形, 不同的修形方式会改变轮齿的几何模型, 引起接触应力等因素变化, 进而所对应的温度场差别也较大。

本文以齿廓修形中较为常见的齿顶修形(修缘)为例进行分析。轮齿上对应于单齿啮合区的渐开线不予修形, 只对对应于双齿啮合区部分的齿顶部分进行修形, 修形量由齿顶部的最大值逐渐变化为零。由于齿顶最大修形量远远小于轮齿的基本尺寸, 轮齿几何模型仅在轮齿齿顶部发生了细微变化。在此假设齿顶修形曲线为理想曲线, 使得逐渐啮入的轮齿齿面接触载荷呈线性递增, 而逐渐啮出的轮齿齿面接触载荷呈线性递减^[10]。

啮合点 C 位于双齿啮合区 B_2E_2 之间

$$F_n = \frac{T}{n_1 R_C \cos \alpha_C} \frac{l_{B_2C}}{l_{B_2E_2}} = \frac{T}{n_1 R_C \cos \alpha_C} \frac{l_{PB_2} - l_{PC}}{l_{B_2E_2}} \quad (18)$$

啮合点 C 位于双齿啮合区 B_1E_1 之间

$$F_n = \frac{T}{n_1 R_C \cos \alpha_C} \frac{l_{B_1C}}{l_{B_1E_1}} = \frac{T}{n_1 R_C \cos \alpha_C} \frac{l_{PB_1} - l_{PC}}{l_{B_1E_1}} \quad (19)$$

齿面平均接触应力为

$$p_n = \frac{F_n}{2a_H b} = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{\pi F_n}{b} \frac{\frac{1}{\rho_1'} + \frac{1}{\rho_2'}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}} \quad (20)$$

根据式(16)~(20), 推导出修形齿轮和未修形齿轮的齿面接触应力分布(图5)。未修形齿轮由双齿啮合区进入单齿啮合区时, 载荷发生突变, 对传动产生振动冲击, 而修形齿轮载荷变化则比较平稳。

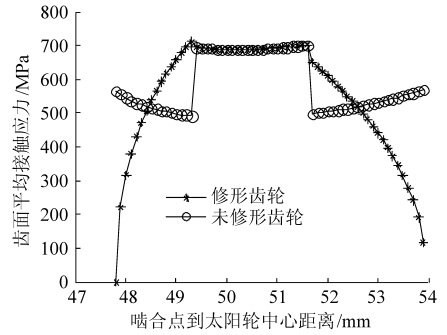


图5 齿面接触应力分布

Fig. 5 Distribution of contact pressure on teeth surface

2.3 摩擦因数及热流密度分配系数

啮合齿面间摩擦因数受诸多因素的影响, 如转速、载荷、润滑油动力粘度、粗糙度等。对于不同的啮合位置, 摩擦因数可以表示为^[11]

$$\mu_c = 0.048 \left[\frac{F_n/b}{(v_{1t} + v_{2t}) \left(\frac{1}{\rho_1'} + \frac{1}{\rho_2'} \right)} \right]^{0.2} \cdot v_f^{-0.05} \left(\frac{R_{a1} + R_{a2}}{2} \right)^{0.25} X_L \quad (21)$$

式中 v_f ——润滑油运动粘度, m^2/s

X_L ——润滑油修正系数, 本文为 $(F_n/b)^{-0.0651}$

由式(21)得不同啮合位置的摩擦因数, 如图6所示。

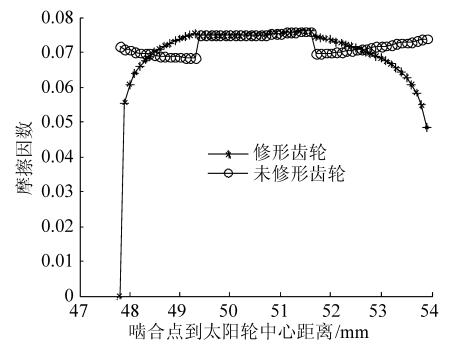


图6 任意啮合位置摩擦因数

Fig. 6 Friction coefficient at different contact positions

由于材料、导热系数及滑动速度的不同, 摩擦热在两轮齿上的分配率也不同, 为此引入热流密度分配系数 β ^[12], 表示为

$$\beta = \frac{\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1 v_{1t}}}{\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1 v_{1t}} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2 v_{2t}}} = \frac{\sqrt{v_{1t}}}{\sqrt{v_{1t}} + \sqrt{v_{2t}}} \quad (22)$$

2.4 接触齿面摩擦热流量分布

主、从动齿轮接触表面的摩擦热流量由接触应力、齿面的相对滑动速度、齿面摩擦因数和热流密度分配系数确定。因此, 轮齿在任何啮合位置 C 处的太阳轮、行星轮的瞬时摩擦热流密度 q_{1C} 和 q_{2C} 可以分别表示为

$$q_{1C} = \beta \gamma \mu_c p_n v_i \quad (23)$$

$$q_{2c} = (1 - \beta) \gamma \mu_c D_n v_i \quad (24)$$

式中 γ ——热能转换系数,一般取 0.9 ~ 0.95

当齿轮达到热平衡状态时,齿面上接触部分宽度内的摩擦热流密度应取为啮合循环中的平均值。太阳轮每旋转一周获得 n_1 次摩擦热流,因此啮合点 C 处的平均热流密度为

$$q_1 = n_1 q_{1c} \frac{2a_n/v_{1t}}{\omega_1/2\pi} \quad (25)$$

$$q_2 = n_1 q_{2c} \frac{2a_n/v_{2t}}{\omega_2/2\pi} \quad (26)$$

由式(25)、(26)推导出修形齿轮和未修形齿轮齿面摩擦密度分布,如图 7 所示。未修形齿轮摩擦热流密度最大值出现在齿根部,而修形齿轮摩擦热流密度最大值出现在节圆与齿根部之间。

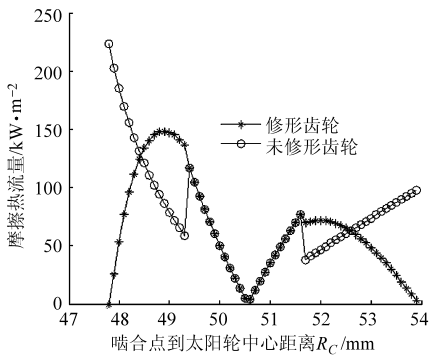


图 7 齿面摩擦热流量分布

Fig. 7 Distribution of heat flux on tooth surface

由以上计算结果和分析可知,齿面的相对滑动速度、齿面摩擦因数、齿面接触应力和热流密度分配系数的变化和分布共同决定了轮齿摩擦热流密度沿啮合面的变化和分布规律。

3 轮齿表面对流换热分析

3.1 轮齿端面对流换热

经试验测定,减速器达到热平衡时,润滑油温度为 70℃。此温度下,润滑油热物理性质参数如表 2 所示。

表 2 润滑油性能参数

Tab. 2 Performance parameters of lubricant oil

润滑油	密度 ρ_f	运动粘度 ν_f	比热容 c_f	热导率 λ_f
型号	/kg·m ⁻³	/m ² ·s ⁻¹	/J·(kg·K) ⁻¹	/W·(m·K) ⁻¹
SCH632	870	92.5 × 10 ⁻⁶	2 000	0.14

轮齿端面的对流传热可以简化为滚动圆盘的对流传热分析^[13]。润滑油沿圆盘表面的流动可以划分为 3 种类型,即层流、过渡层流动和紊流。在不同流动类型内,圆盘表面的对流换热系数则由努赛尔数 Nu 、雷诺数 Re 、普朗特数 Pr 和圆盘表面的局部半径确定。对于掠过平板的流动, Re 根据湍流度的不

同而在 $2 \times 10^5 \sim 3 \times 10^6$ 之间。当搅动强烈、壁面粗糙时, Re 甚至会低于下限值即发生转变。

当 Re 小于 1.95×10^5 时^[14],圆盘表面的流动属于层流,对于任意对流换热系数 h_s 可表示为

$$h_s = \frac{\lambda_f Nu}{R_c} = \frac{0.6 \lambda_f Pr}{(0.56 + 0.26 Pr^{1/2} + Pr)^{2/3}} \left(\frac{\omega}{\nu_f} \right)^{0.5} \quad (27)$$

其中 $Nu = \frac{0.6 Pr}{(0.56 + 0.26 Pr^{1/2} + Pr)^{2/3}} Re^{0.5}$

$$Pr = \frac{\rho_f \nu_f c_f}{\lambda_f} \quad Re = \frac{\omega R_c^2}{\nu_f}$$

当 Re 范围在 $1.95 \times 10^5 \sim 2.5 \times 10^5$ 之间时,圆盘表面的流动属于过渡层流动,这一流动范围内的对流换热系数 h_s 的估算公式为

$$h_s = \frac{\lambda_f Nu}{R_c} = 10 \times 10^{-20} \lambda_f \left(\frac{\omega}{\nu_f} \right)^4 R_c^7 \quad (28)$$

其中 $Nu = 10 \times 10^{-20} Re^4$

当 Re 大于 2.5×10^5 时,圆盘表面的润滑油变成紊流。此时圆盘表面的对流换热系数为

$$h_s = \frac{\lambda_f Nu}{R_c} = 0.018 8 \lambda_f \left(\frac{\omega}{\nu_f} \right)^{0.8} R_c^{0.6} \quad (29)$$

其中 $Nu = 0.018 8 Re^{0.8}$

Re 决定了轮齿表面润滑油的流动类型,在输入转速下,经计算太阳轮表面油液流动类型为层流。在层流状态下,不同角速度的轮齿端面对流换热系数 h_s 如图 8 所示。端面对流换热系数的增加大致与齿轮角速度的增加呈线性关系。

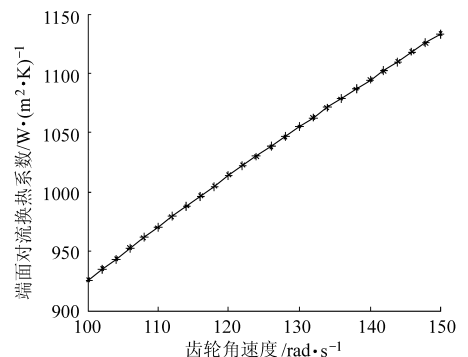


图 8 端面对流换热系数

Fig. 8 Heat transfer coefficient of gear end face

3.2 轮齿齿面及齿根面对流换热

此行星齿轮传动系统采用油池润滑,除啮合瞬时,工作齿面与非工作齿面绝大部分时间的冷却散热条件是相同的,故可认为二者对流换热系数相等。

Handschuh 采用以下关系式来处理锥齿轮的齿面与流体介质之间的对流换热^[15],即 Nu 定义为

$$Nu = 0.228 Re^{0.731} Pr^{1/3} \quad (30)$$

直齿轮齿面与流体介质的对流换热机理与该齿

轮齿面相似,故将式(30)代入 $Nu = h_1 L / \lambda_f$ 中,得到直齿轮齿面与润滑油之间对流换热系数为

$$h_c = \frac{0.228 Re^{0.731} Pr^{1/3} \lambda_f}{L} \quad (31)$$

式中 L ——太阳轮节圆直径

在对齿根部对流换热系数进行计算时,一般认为齿根部对流换热系数与齿面部分的数值接近^[5],即 $h_g = h_c$ 。

3.3 齿顶圆周面对流换热

根据传热学相关知识,齿顶圆周面与润滑油之间的对流换热可以近似等效为润滑油横向掠过细长平板。齿顶圆周面上流动润滑油的 Re 为

$$Re = \frac{\omega r_a^2}{\nu_f}$$

式中 r_a ——太阳轮齿顶圆半径

经计算 Re 小于 2×10^5 ,可知齿顶圆周面上的液体流动为层流,故齿顶圆周面对流换热系数为

$$h_d = \frac{\lambda_f Nu}{r_a} = 0.664 \lambda_f Pr^{1/3} \left(\frac{\omega}{\nu_f} \right)^{0.5} \quad (32)$$

其中 $Nu = 0.664 Pr^{1/3} Re^{1/2}$

4 轮齿本体温度场有限元分析

4.1 轮齿有限元模型建立

在得到精确的载荷及边界条件后,建立单个轮齿的有限元模型。划分网格是有限元前处理中的一个重要环节,网格质量将直接影响运算结果和计算精度。在此采用有限元前处理软件进行网格划分。网格质量检查,最小雅克比 0.77,最大弦长比 14.1,最大翘曲角 26.2° ,最大扭曲角 0° ,网格质量符合要求,单元数 12 480,节点数 70 805。

前处理结果导入有限元软件后,网格模型如图 9 所示。在相应边界上施加对流换热系数、热流密度。对于工作齿面,既有摩擦热流的输入,同时与润滑油发生对流换热。由于同一表面无法同时施加这两种约束,应建立表面效应单元,以施加对流换热边界条件。

4.2 本体温度场有限元结果分析

未修形齿轮和修形齿轮的轮齿本体温度场有限元分析结果如图 10、11 所示。由分析结果可知,轮齿工作齿面的温度明显高于轮齿的本体温度,热传导使温度由齿面到齿体呈一定梯度的分布。齿面的温度沿齿宽方向是对称分布的,由于端面对流换热导致轮齿端面的温度低于轮齿中部温度。修形齿轮与未修形齿轮的温升分布规律也有所区别,修形齿轮本体温度略低于未修形齿轮。

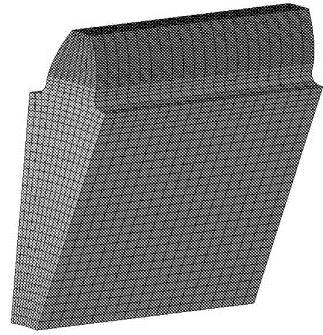


图 9 单齿有限元模型

Fig. 9 Finite element model of single-tooth

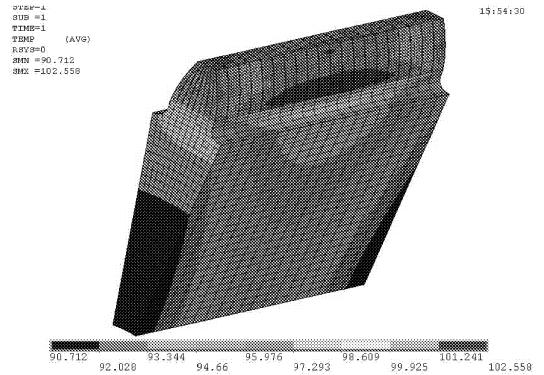


图 10 未修形齿轮稳态温度场

Fig. 10 Steady temperature field of standard gear

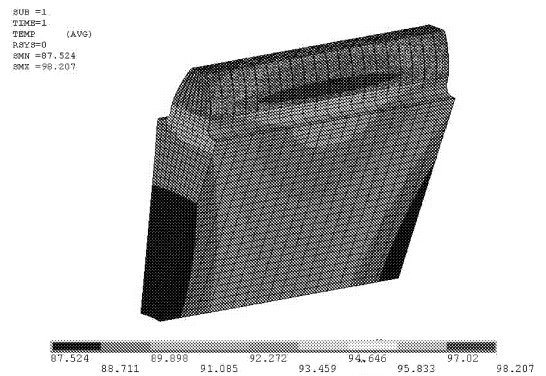


图 11 修形齿轮稳态温度场

Fig. 11 Steady temperature field of profile modifying gear

5 齿面闪温有限元分析及胶合验算

齿轮传动失效的主要形式之一是轮齿齿面胶合,研究证明齿面温升过高是引起齿面胶合失效的主要因素之一^[16]。

根据 Blok 闪温理论,齿轮产生胶合的判断依据为

$$T_b + T_f \geq T_L \quad (33)$$

其中 $T_f = \frac{1.11}{\sqrt{2a_H}} \frac{\mu_c F_n v_i}{\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1 v_{1t}} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2 v_{2t}}}$

式中 T_L ——齿轮发生胶合时临界温度, K

T_b ——轮齿本体温度, K

T_f ——轮齿齿面温升, K

闪温为齿面瞬时接触温度,即一对轮齿啮合时的瞬时温度分布,是衡量齿轮胶合承载能力的最基本准则。利用有限元软件的瞬态分析功能,将稳态热分析的温度分布作为初始条件,在工作齿面上施加瞬时热流密度,对轮齿在啮合中产生的瞬时接触温度进行有限元仿真。

轮齿闪温的有限元分析结果,如图 12、13 所示。由于摩擦热流量输入时间极短,轮齿齿面大幅升温,但齿体温度基本保持不变。未修形齿轮齿面瞬时温度明显高于修形齿轮。

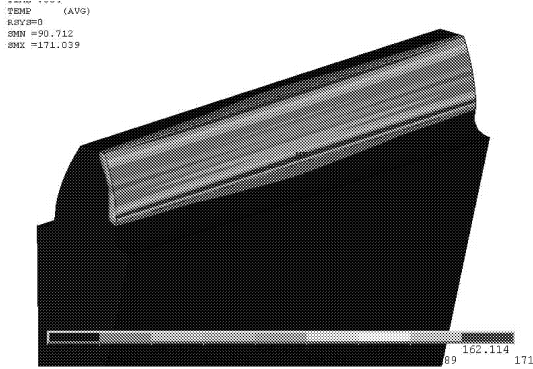


图 12 未修形齿轮齿面瞬态温度场

Fig. 12 Transient temperature field of standard gear teeth

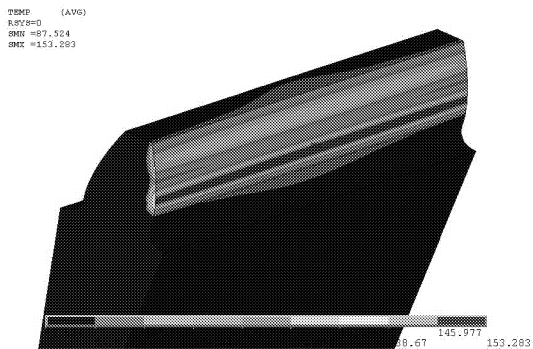


图 13 修形齿轮齿面瞬态温度场

Fig. 13 Transient temperature field of profile modifying gear teeth

在齿轮稳态温度场和瞬态温度场基础上,沿轮齿中部径向方向等距选取 31 个节点,根据节点瞬态温度及稳态温度的差值(瞬时温升)得到沿齿面方向的温升变化曲线。另外,根据 Blok 经验公式(33)推导出修形齿轮和未修形齿轮的温升变化曲线,

4 条温升分布曲线如图 14 所示。对比有限元仿真值与 Blok 闪温理论值,温升曲线分布规律基本吻合,验证了此方法的可行性。

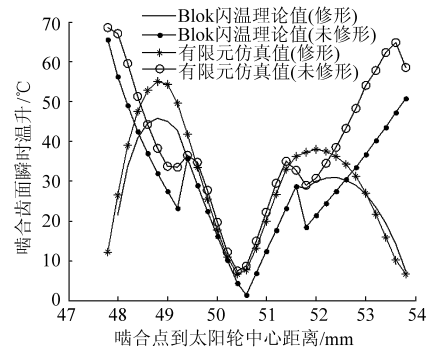


图 14 啮合齿面瞬时温升曲线

Fig. 14 Curves of transient temperature arising on contact teeth

6 结论

(1) 热平衡状态下,行星齿轮轮齿本体温度场由齿面摩擦热流密度及轮齿表面对流换热系数共同决定。轮齿的齿顶修形对于消除载荷突变、改善温度的分布和降低瞬时接触温度有着重要的作用。

(2) 轮齿间的相对滑动速度、齿面摩擦因数、齿面接触应力和热流密度分配系数的变化和分布共同决定了轮齿摩擦热流密度沿啮合面的变化和分布规律。

(3) 轮齿端面对流换热系数主要取决于端面润滑油的流动类型,即不同转速下雷诺数取值的范围。轮齿齿面对流换热系数主要与齿轮转速、啮合位置和节圆直径等因素有关。

(4) 轮齿本体温度沿齿宽方向温度梯度变化较小,沿径向方向温度梯度变化较大。修形齿轮轮齿最高温度出现在节圆附近齿根部分的齿面上;未修形齿轮轮齿最高温度出现在齿根部,齿顶部温度也较高。通过修形,轮齿本体温度有所降低。

(5) 啮合瞬时,轮齿本体温度基本保持不变,轮齿齿面大幅升温。修形齿轮轮齿瞬时最高温度出现在节圆附近齿根部分的齿面上,未修形齿轮齿面的瞬时最高温度出现在齿根及齿顶部,且明显高于修形齿轮。

参 考 文 献

- Patir N, Cheng H S. Prediction of the bulk temperature in spur gear based on finite element temperature analysis [J]. Tribology Transactions, 1979, 22(1): 25 ~ 36.
- Wang K L, Cheng H S. A numerical solution to the dynamic load, film thickness, and surface temperatures in spur gears [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 1981, 103(1): 177 ~ 194.
- 龙慧. 高速齿轮传动轮齿的温度模拟及过程参数的敏感性分析 [D]. 重庆: 重庆大学, 2001.
Long Hui. Modeling of surface temperature in high speed gears and sensitivity analysis [D]. Chongqing: Chongqing

- University, 2001. (in Chinese)
- 4 肖望强,李威,韩建友. 非对称齿廓渐开线齿轮传热的热分析[J]. 农业机械学报,2006,37(12):164~167.
Xiao Wangqiang, Li Wei, Han Jianyou. Thermal analysis of involute gear transmission with unsymmetric tooth profile [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(12):164~167. (in Chinese)
 - 5 孙守群,朱卫光,赵玉香. 渐开线轮齿温度场影响因素分析[J]. 机械设计,2009,26(2):59~62.
Sun Shouqun, Zhu Weiguang, Zhao Yuxiang. Analysis on the influencing factors of the temperature field of involute gears[J]. Journal of Machine Design, 2009, 26(2):59~62. (in Chinese)
 - 6 张永红,苏华,刘志全. 行星齿轮传动系统的稳态热分析[J]. 航空学报,2000,21(5):431~433.
Zhang Yonghong, Su Hua, Liu Zhiquan. Steady state thermal analysis of planetary transmission system[J]. Acta Aeronautica Et Astronautica Sinica, 2000, 21(5):431~433. (in Chinese)
 - 7 张永红,苏华,刘志全. 行星齿轮传动系统的瞬态热分析[J]. 航空学报,2000,21(6):542~544.
Zhang Yonghong, Su Hua, Liu Zhiquan. Transient thermal analysis of planetary transmission system[J]. Acta Aeronautica Et Astronautica Sinica, 2000, 21(6):542~544. (in Chinese)
 - 8 李绍彬,李润方,林腾蛟. 行星齿轮传动装置内齿轮轮齿热有限元分析[J]. 机械传动,2003,27(1):1~4.
Li Shaobin, Li Runfang, Lin Tengjiao. Thermal FEM analysis of gear tooth in planetary gear train [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2003, 27(1):1~4. (in Chinese)
 - 9 蒋书运,祝书龙. 带滚珠丝杠副的直线导轨结合部动态刚度特性[J]. 机械工程学报,2010,46(1):92~99.
Jiang Shuyun, Zhu Shulong. Dynamic characteristic parameters of linear guideway joint with ballscrew [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(1):92~99. (in Chinese)
 - 10 王钦. 基于接触分析的齿轮建模和齿廓修形研究[D]. 大连:大连理工大学,2008.
Wang Qin. Study on modeling and profile modification of helical gear based on contact analysis [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2008. (in Chinese)
 - 11 Martins R, Seabra J, Brito A, et al. Friction coefficient in FZG gears lubricated with industrial gear oils: biodegradable ester vs mineral oil [J]. Tribology International, 2006, 39(7):512~521.
 - 12 桂长林. 系统时变观点的齿轮胶合机理的求解思路[J]. 机械工程学报,1995,31(4):6~17.
Gui Changlin. Computational thinking for gear scuffing based on the view-point of system and its time-variability [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1995, 31(4):6~17. (in Chinese)
 - 13 Gardon G, Astarita T, Carlomagno G M. Infrared heat transfer measurements on a rotating disk [J]. Optical Diagnostics in Engineering, 1996, 1(2):1~7.
 - 14 Lin H T, Lin L K, Li C. Heat transfer from a rotating conical disk to fluids of any Prandtl number [J]. International Communication in Heat and Mass Transfer, 1987, 14(3):323~332.
 - 15 Handschuh P F. Thermal behavior of spiral bevel gears [D]. Cleveland, OH: Case Western Reserve University, 1993.
 - 16 桂长林. 齿轮胶合的计算和试验研究[J]. 机械工程学报,1995,31(5):1~12.
Gui Changlin. Study on calculating and test method for gear scuffing [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering 1995, 31(5):1~12. (in Chinese)
 - 17 Long H, Lord A A, Gethin D T. Operating temperatures of oil-lubricated medium-speed gears: numerical models and experimental results [J]. Proc. IMechE, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2003, 217(2):87~106.

(上接第 180 页)

- 14 蒋秀根,雷隽卿. 温室结构刚度及空间作用的简化计算方法[J]. 烟台大学学报:自然科学与工程版,2002,15(4):286~291.
Jiang Xiugen, Lei Junqing. A simplified analysis method of the stiffness and space effectiveness of the greenhouse structure [J]. Journal of Yantai University: Natural Science and Engineering Edition, 2002, 15(4):286~291. (in Chinese)
- 15 韦建刚,黄福云,陈宝春. 初应力对钢管混凝土单圆管拱极限承载力影响的研究[J]. 工程力学,2010,27(7):103~112.
Wei Jiangan, Huang Fuyun, Chen Baochun. Research on the influence of initial stress to ultimate load carrying capacity of concrete filled steel tubular (single tube) arches [J]. Engineering Mechanics, 2010, 27(7):103~112. (in Chinese)
- 16 剧锦三,郭彦林,刘玉擎. 拱结构的弹性二次屈曲性能[J]. 工程力学,2002,19(4):109~112.
Ju Jinsan, Guo Yanlin, Liu Yuqing. A universal finite element method for predicting modulus of composites [J]. Engineering Mechanics, 2002, 19(4):109~112. (in Chinese)