

塑料斜齿轮与钢制蜗杆传动的热力分析

郝一舒, 岳滨楠

(同济大学 机械工程学院, 上海 201804)

摘要: 结合齿轮啮合原理, 推导出塑料斜齿轮与钢制蜗杆传动副的啮合方程式. 基于 MSC. Patran/Nastran 建立塑料斜齿轮和钢制蜗杆传动的本体温度场, 并对啮合传动副进行有限元结构分析, 得到此传动机构热平衡过程中载荷、本体温度和环境温度之间的内在联系. 并通过赫兹接触理论验证了有限元分析的正确性. 结果表明: 在该传动过程中, 热源从啮合齿面逐渐扩散到轮齿端面和非工作齿面上, 热平衡时啮合齿面上轮齿中部靠近分度圆处温度最高, 而轮齿端部温度最低.

关键词: 塑料斜齿轮; 本体温度场; 啮合方程; 有限单元法
中图分类号: TH 132 **文献标识码:** A

Thermodynamic Performance of Plastic Helical Gear and Steel Worm Transmission

HAO Yishu, YUE Binnan

(College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China)

Abstract: According to the gear engagement theory, the gearing equation between plastic helical gear and steel worm was carried out. The bulk temperature field of the gear pair was established based on MSC. Patran/Nastran. An analysis was made by finite element method(FEM) and the relationship between load, bulk temperature and environmental temperature in the process of heat balance was obtained. Based on Hertz contact theory, the finite element analysis result was verified. Study results show that the heat transfers from the meshing gear tooth surface to face and non-working tooth surface gradually; the highest temperature is around the central pitch circle of the meshing gear tooth and the lowest on the end gear.

Key words: plastic helical gear; bulk temperature field; gearing transmission equation; finite element method

塑料斜齿轮与钢制蜗杆传动是用塑料斜齿轮代替金属斜齿轮实现传递运动与动力的一种特殊的 TI

(toroidal involute)蜗杆传动. 与金属齿轮相比, 塑料斜齿轮可以通过偏转来吸收冲击载荷的作用, 能较好地分散轴偏斜和错齿造成的局部负荷变化; 许多塑料固有的自润滑特征, 使其成为低负荷机构齿轮的理想材料; 而且塑料齿轮可以开模加工, 生产效率高. 这些优点, 使得该传动被广泛应用在汽车座椅及转向器、空调系统的减震驱动器、军用领域的陀螺仪等等. 国内外众多学者采用不同分析方法对齿轮啮合区的温度进行了研究. 理论分析方法在假设的条件下给出了理想状态轮齿温度估计值^[1-2], 不适用于复杂实际系统的分析; 齿轮温度的试验测量技术提供了实际运转条件下啮合区离散点的温度值^[3], 但实际测量需要专门的实验装置和测量设备, 费用较高; 有限元分析方法也运用在齿轮温度的分析当中^[4], 但精确确定高速运转齿轮传动接触面的摩擦热载荷以及轮齿各表面的强制对流换热系数等边界条件, 是获得准确模拟结果的关键.

1 塑料斜齿轮与钢制蜗杆传动啮合方程的建立

1.1 塑料斜齿轮与钢制蜗杆传动坐标系

为了研究塑料斜齿轮与钢制蜗杆的啮合过程, 采用 4 个坐标系^[5], 如图 1 所示, 与蜗杆相固连的坐标系 $\Sigma_1 = [O_1, X_1, Y_1, Z_1]$, 与塑料蜗轮相固连的动坐标系 $\Sigma_2 = [O_2, X_2, Y_2, Z_2]$, 以及固定坐标系 $\Sigma = [O, X, Y, Z]$ 和 $\Sigma_P = [O_P, X_P, Y_P, Z_P]$. 塑料蜗轮轴线与 Σ 的 Z 轴重合, 蜗杆轴线与 Σ_P 坐标系 Z_P 重合, Z 轴与 Z_P 轴(即塑料蜗轮的轴线与蜗杆的轴线)在空间交错成 90° , 两轴间的中心距 $OO_P = a$, 塑料蜗轮齿面和蜗杆齿面分别绕 Z 轴与 Z_P 轴以角速度 ω_1 和 ω_2 旋转, 旋转的角度分别为 φ_1 和 φ_2 , 同时, 蜗杆接触点还以线速度 V_{01} 移动一段距离 L_1 .

收稿日期: 2008-12-24

作者简介: 郝一舒(1964—), 女, 副教授, 工学博士, 主要研究方向为机械设计及理论. E-mail: yishu@tongji.edu.cn

岳滨楠(1984—), 男, 博士生, 主要研究方向为工程机械电液一体化设计. E-mail: ventola1600@sina.com(通讯作者)

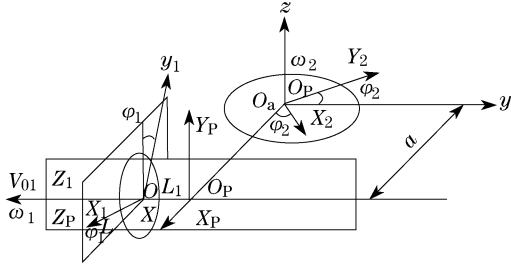


图1 传动坐标系

Fig.1 Transmission coordinates

渐开线齿廓的螺旋面可以用车刀车削出来,与车刀相固连的坐标系为 $\Sigma_U = [O_U, i_U, j_U, k_U]$. 车刀直线刃口在 Σ_U 中的位置如图2所示. 图中, δ_1 为车刀倾角, 等于蜗杆基圆的螺旋升角; u 为车刀直线刃口的参数.

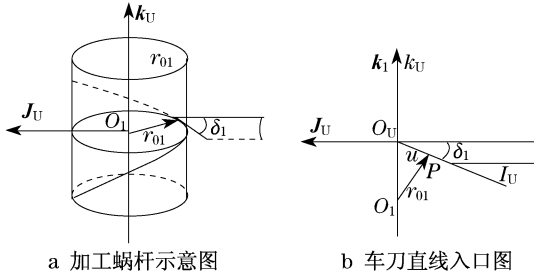


图2 车刀刃口位置

Fig.2 Location of blade outlet

1.2 塑料斜齿轮与钢制蜗杆传动的啮合方程

为了求得啮合方程, 需要求出蜗杆齿廓上任意一点 P 处的么切矢量 \mathbf{a} 在 Σ_U 和 Σ_1 中的表达式^[5]. 由图2可知, \mathbf{a} 在 Σ_U 中的表达式为

$$\mathbf{a}(u) = -\cos\delta_1 \mathbf{j}_U - \sin\delta_1 \mathbf{k}_U \quad (1)$$

利用矢量坐标变换矩阵可求得 \mathbf{a} 在 Σ_1 中的表达式为

$$\mathbf{a}_1(1) = \cos\delta_1 \sin\varphi_u \mathbf{i}_1 - \cos\delta_1 \cos\varphi_u \mathbf{j}_1 - \sin\delta_1 \mathbf{k}_1 \quad (2)$$

车削蜗杆时, 车刀与蜗杆之间的相对运动速度矢 $\mathbf{V}^{(U_1)}$ 为

$$\mathbf{V}^{(U_1)} = P\omega^{(U)} \mathbf{k}_U + \omega^{(U)} \mathbf{k}_U \times \mathbf{r}^{(U)} = \omega^{(U)} (u \cos\delta_1 \mathbf{i}_U + r_{01} \mathbf{j}_U + P \mathbf{k}_U) \quad (3)$$

利用矢量坐标变换矩阵可以求得 $\mathbf{V}^{(U_1)}$ 在 Σ_1 中的表达式为

$$\mathbf{V}^{(U_1)} = V_{X_1}^{(U_1)} \mathbf{i}_1 + V_{Y_1}^{(U_1)} \mathbf{j}_1 + V_{Z_1}^{(U_1)} \mathbf{k}_1 \quad (4)$$

$$\begin{cases} V_{X_1}^{(U_1)} = \omega^{(U)} (u \cos\delta_1 \cos\varphi_u - r_{01} \sin\varphi_u) \\ V_{Y_1}^{(U_1)} = \omega^{(U)} (u \cos\delta_1 \sin\varphi_u - r_{01} \cos\varphi_u) \\ V_{Z_1}^{(U_1)} = \omega^{(U)} P \end{cases} \quad (5)$$

式中, $P = r_{01} \tan \delta_1$.

由式(3)~(5)就可以确定蜗杆齿面上的任意点么法矢量 \mathbf{n} 在 Σ_1 中的表达式

$$\mathbf{n} = \frac{\mathbf{a} \times \mathbf{V}^{(U_1)}}{|\mathbf{a} \times \mathbf{V}^{(U_1)}|} \quad (6)$$

$$\mathbf{a} \times \mathbf{V}^{(U_1)} =$$

$$\begin{vmatrix} \mathbf{i}_1 & \mathbf{j}_1 & \mathbf{k}_1 \\ \cos\delta_1 \sin\varphi_u & \cos\delta_1 \cos\varphi_u & -\sin\delta_1 \\ u \cos\delta_1 \cos\varphi_u - r_{01} \sin\varphi_u & u \cos\delta_1 \sin\varphi_u - r_{01} \cos\varphi_u & P \end{vmatrix}$$

计算可得

$$\mathbf{n} = \sin\delta_1 \sin\varphi_u \mathbf{i}_1 - \sin\delta_1 \cos\varphi_u \mathbf{j}_1 + \cos\delta_1 \mathbf{k}_1 \quad (7)$$

应该指出, 式(4)中不包括 $u = 0$ 的点, 因为该点为奇异点.

为了求得啮合方程, 需求出 Σ_1 和 Σ_2 之间的相对速度 \mathbf{V}_{12} , 经过计算可得

$$\mathbf{V}_{12} = [-\omega_2 (X_2 \sin\varphi_2 + Y_2 \cos\varphi_2) + \omega_1 Z_2] \mathbf{i} + [\omega_2 (X_2 \cos\varphi_2 - Y_2 \sin\varphi_2) + V_{01}] \mathbf{j} - \omega_1 (X_2 \cos\varphi_2 - Y_2 \sin\varphi_2 - a) \mathbf{k} \quad (8)$$

根据啮合的基本原理, 塑料斜齿轮与蜗杆齿面相互啮合, 必须满足啮合条件, 即

$$\mathbf{V}_{12} \cdot \mathbf{n} = 0 \quad (9)$$

将式(4)、式(8)代入式(5)中可以得到啮合方程

$$(\sin\delta_1 \sin\varphi_u \mathbf{i}_1 - \sin\delta_1 \cos\varphi_u \mathbf{j}_1 + \cos\delta_1 \mathbf{k}_1) \cdot \{ [-\omega_2 (X_2 \sin\varphi_2 + Y_2 \cos\varphi_2) + \omega_1 Z_2] \mathbf{i} + [\omega_2 (X_2 \cos\varphi_2 - Y_2 \sin\varphi_2) + V_{01}] \mathbf{j} - \omega_1 (X_2 \cos\varphi_2 - Y_2 \sin\varphi_2 - a) \mathbf{k} \} = 0 \quad (10)$$

1.3 塑料斜齿轮与钢制蜗杆传动中的点接触

当蜗杆的旋转角 φ_1 确定以后, 塑料斜齿轮的旋转角 φ_2 也随之确定, 也就是蜗杆旋转一定的角度, 塑料斜齿轮也随之旋转一个一定的角度, 因此, 塑料斜齿轮的齿面坐标 X_2, Y_2, Z_2 也随之确定, 因此 φ_2, X_2, Y_2, Z_2 可以看成是 φ_1 的函数, 即 $\varphi_2(\varphi_1), X_2(\varphi_1), Y_2(\varphi_1), Z_2(\varphi_1)$. 为了简化可以记为 $\varphi_{21}, X_{21}, Y_{21}, Z_{21}$.

所以, 啮合方程式(10)可以用以下方程式表达:

$$(\sin\delta_1 \sin\varphi_u \mathbf{i}_1 - \sin\delta_1 \cos\varphi_u \mathbf{j}_1 + \cos\delta_1 \mathbf{k}_1) \cdot \{ [-\omega_2 (X_{21} \sin\varphi_{21} + Y_{21} \cos\varphi_{21}) + \omega_1 Z_{21}] \mathbf{i} + [\omega_2 (X_{21} \cos\varphi_{21} - Y_{21} \sin\varphi_{21}) + V_{01}] \mathbf{j} - \omega_1 (X_{21} \cos\varphi_{21} - Y_{21} \sin\varphi_{21} - a) \mathbf{k} \} = 0 \quad (11)$$

而式(6)中的蜗杆转速不变时, 塑料斜齿轮的转速和线速度保持一定. δ_1 为车刀倾角, 等于蜗杆基圆柱的螺旋升角, 也是一个确定值. 由蜗杆的螺旋面方程可知, φ_1 可以表示为 φ_u 和 u 的函数, 所以, 对应于蜗杆的每一个旋转角 φ_1 , 就只有一个点 $(\varphi_u,$

u)满足啮合方程式(11). 这样,在蜗杆齿面 Σ_1 和塑料斜齿轮齿面 Σ_2 之间就只有一个点接触.

根据赫兹接触理论:点接触的两物体,在载荷 Q 作用下,接触点将扩展成一个接触面.该接触面在与接触法线垂直的投影为一椭圆,长轴为 $2m$,短轴为 $2n$,如图 3a 所示.在接触区内,接触应力按半椭圆分布,如图 3b 所示,图中, σ_{\max} 为最大应力值.由此可以得出,随着载荷的增加,塑料斜齿轮与钢制蜗杆传动的啮合处将由一个点扩展成一个椭圆接触面,以验证有限元仿真软件对此类齿轮啮合分析的可行性与正确性.

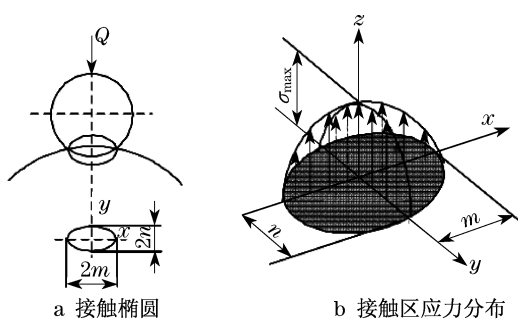


图3 点接触区域与应力分布

Fig.3 Contact area of points and stress distribution

2 塑料斜齿轮和钢制蜗杆稳态本体温度场参数分析计算

各种物质的导热系数不仅和其材质有关,而且与物体本身的温度有关,因而塑料与金属材料的导热系数存在较大差异性.换热系数主要取决于齿轮的冷却形式和结构形状,而冷却方式又主要取决于齿轮的载荷大小和转速高低.此外,齿轮轮齿各部位的换热系数是不同的,这些换热系数主要是针对齿轮与润滑油的对流换热问题,由于对流换热受润滑油的流动状态(层流或紊流)的影响,需根据普朗特(Prandtl)数和努谢尔(Nusselt)数来计算^[6].

2.1 导热系数

目前在工程计算中所采用的各种物质导热系数的数值都是用专门实验测定出来的.影响导热系数数值的主要因素是物质的种类以及所处的状态.金属的导热主要是由于电子间的相互作用或碰撞引起的,碳素钢的导热系数 λ_0 可用下式计算:

$$\lambda_0 = 70 - 10.1w(\text{C}) - 16.7w(\text{Mn}) - 33.7w(\text{Si}) \quad (12)$$

式中: $w(\text{C})$ 为钢中碳的质量分数,%; $w(\text{Mn})$ 为钢中锰的质量分数,%; $w(\text{Si})$ 为钢中硅的质量

分数, %.

合金钢的导热系数 λ_0 一般为 $12 \sim 60 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. 在工程计算中,导热系数常取材料在实际环境温度范围内的算术平均值,并把它当作常数.

2.2 换热系数

齿轮轮齿各部位的换热系数可大致归纳为2类,即齿轮端面的换热系数 α_s 、轮齿各表面的换热系数 α_t . 不同冷却方式下的齿面换热系数为

$$\alpha_t = 1.418 \left(\frac{\nu}{\alpha z} \right)^{0.25} \frac{\sqrt{\lambda c \rho \omega}}{2\pi} \quad (13)$$

式中: ν 为润滑油运动粘度, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$; α 为润滑油的导热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; z 为齿轮齿数; λ 为润滑油的热传导系数; c 为润滑油的比热容; ρ 为润滑油的密度; ω 为齿轮角速度, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$.

齿轮端面上的换热系数 α_s 则可以近似地以旋转圆盘的情况来考虑,其换热系数主要取决于齿轮表面的冷却油的流动状态,即层流或紊流.

$$\alpha_s = N_u a \sqrt{\omega / \nu} \quad (14)$$

式中, N_u 为努谢尔数.

2.3 摩擦输入热

齿轮工作时,主要是由于啮合工作齿面间相互直接推压并有相对滑动产生了摩擦热并输入到轮齿上,从而使齿轮的温度升高.工程计算中,由于滚动摩擦和金属变形引起的摩擦所占比例很小,往往忽略不计.因而只需计算齿面间的滑动摩擦所产生的摩擦热.

在时间 $[t_0, t_0 + \Delta t]$ 内,工作齿面啮合点单位面积上得最大热功率 Q_0 为

$$Q_0 = f_0 p_0 |v_1 - v_2| \quad (15)$$

式中: f_0 为 t_0 时刻啮合点的摩擦系数; p_0 为啮合接触区最大接触应力; v_1, v_2 为两啮合齿轮在啮合点的切向速度.

如果在啮合区被润滑油带走的热量很少,且与传入齿轮的热量相比可以忽略不计,则可假设全部摩擦热都输入处于啮合的一对齿轮,这样摩擦热 Q 分作两部分 Q_1, Q_2 , 分别流入两传动齿轮,再经齿轮通过润滑油和空气向环境散热.但是,应考虑到由于材料不同、导热系数不同以及边界热阻不同等原因,使处于相啮合的2个齿轮各自输入的热量也不相同,即摩擦热 Q 在2个齿轮上的分配情况不同.为此,引入热分配系数 β_1 , 则2个齿轮各自输入的热量分别为

$$Q_1 = \beta_1 Q, \quad Q_2 = (1 - \beta_1) Q \quad (16)$$

热分配系数 β_1 可由下式求出:

$$\beta_1 = \frac{\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1 v_1}}{\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1 v_1} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2 v_2}} \quad (17)$$

式中: λ_1, λ_2 为两传动齿轮材料的导热系数; ρ_1, ρ_2 为两传动齿轮材料的密度; c_1, c_2 为两传动齿轮材料的比热容.

3 塑料斜齿轮与钢制蜗杆的稳态本体温度场的建立

通过对塑料斜齿轮与钢制蜗杆副导热系数、换热系数和摩擦输入热的计算,斜齿轮蜗杆啮合实体温度场已初步建立.而在 MSC. Patran/Nastran 环境下建立齿轮稳态温度场,一般要进行以下几个步骤^[7]:①建立几何模型;②划分有限元网格;③定义

材料属性与单元特性;④定义热分析类型;⑤使用 MSC. Nastran 求解;⑥查看分析结果.

按照上述的每个步骤进行 MSC. Patran 的前处理工作.根据表 1 数据在 SolidEdge 中建立几何模型并导入 MSC. Patran 划分有限元网格;根据表 2 所示的计算数据定义材料属性需导入材料的物理性能参数,设置塑料 POM(polyoxymethylene)、斜齿轮和钢制蜗杆的材料属性.

边界条件的设定是为齿轮各个不同的表面设定不同的对流系数和摩擦热源(见表 3),在定义了实体特性与稳态温度分析类型后,提交到 MSC. Nastran 进行计算.由 MSC. Nastran 运算后得到的 OP2 文件导入到 MSC. Patran 作后处理,并得到如图 4 所示的齿轮稳态本体温度场图解.

表 1 齿轮的基本参数与结构尺寸
Tab.1 Basic parameters and structure sizes of gear

类型	齿数	螺旋角/(°)	基圆直径/mm	分度圆直径/mm	齿顶圆直径/mm	齿根圆直径/mm
钢制蜗杆	1	82.493	3.232 4	9.567 7	12.067 7	6.442 7
斜齿轮	40	7.507	47.343 8	50.432 3	52.932 3	47.307 3

表 2 塑料斜齿轮与钢制蜗杆的物理性能参数
Tab.2 Physical performance parameters of plastic helical gear and steel worm

类型	弹性模量/MPa	泊松比	热膨胀系数/ K^{-1}	剪切模量/MPa	热导率/($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
钢制蜗杆	210 000	0.3	1.3×10^{-5}	80 769.231	48.5
斜齿轮	3 500	0.4	13.7×10^{-5}	1 250.000	0.3

表 3 塑料斜齿轮与钢制蜗杆的热力学参数
Tab.3 Thermodynamic parameters of plastic helical gear and steel worm

类型	摩擦热/($W \cdot mm^{-2}$)	传导系数(与箱体)/($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	对流系数(与空气)/($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	初始温度/°C
钢制蜗杆	250	0.015	0.005	25
斜齿轮	200	0.010	0.005	25

注:中心距 $a = 30$ mm,法面模数 $m_n = 1.25$ mm,法面压力角 $\alpha_n = 20^\circ$,斜齿轮齿宽 $b = 10$ mm,重合度 $\epsilon = 1.836 9$,变位系数 $x_1 = x_2 = 0$,齿顶高系数 $H_a^* = 1$,齿顶间系数 $C^* = 0.25$.

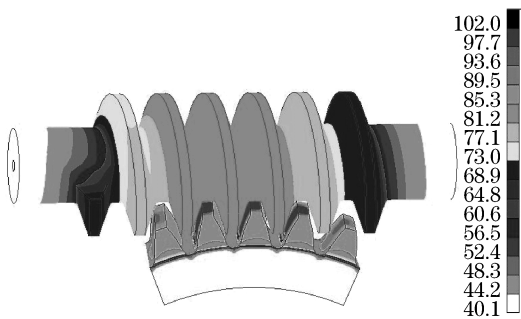
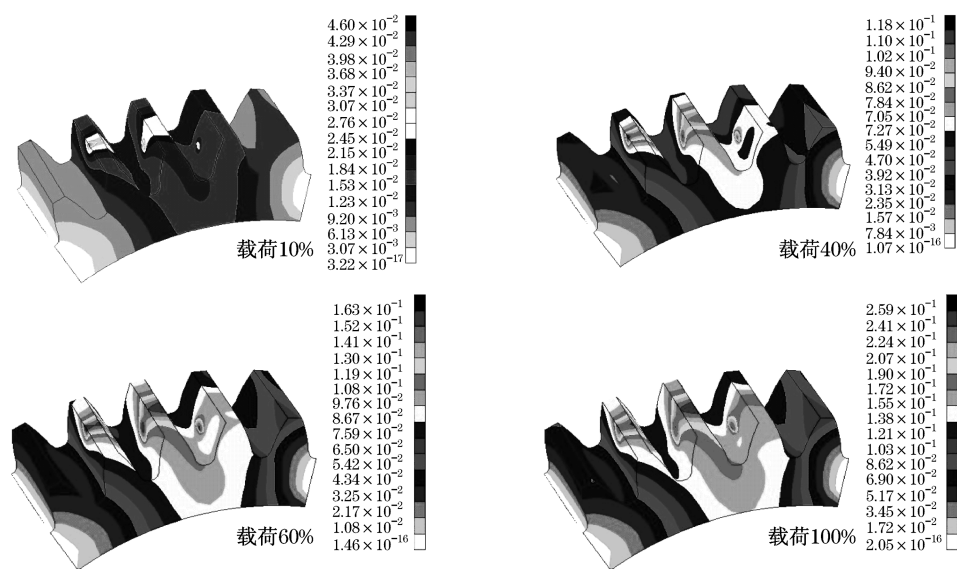


图 4 塑料斜齿轮与钢制蜗杆稳态本体温度场
Fig.4 Bulk temperature field of plastic helical gear and steel worm

4 基于啮合传动副本体温度场的有限元分析

图 5 是塑料斜齿轮与钢制蜗杆有限元结构分析结果,是以上述已获得的斜齿轮蜗杆啮合副稳态本体温度场为基础,以最大转矩为 $30 N \cdot m$ 作用下的啮合过程为研究对象,考察塑料斜齿轮与钢制蜗杆在实际啮合温度影响下的啮合特性变化.外加载荷从 10%逐步增加到 100%,利用有限元分析可以得到变形、接触应力及斜齿轮蜗杆中间平面上的应力分布图解.图 5 给出 10%,40%,60%和 100%载荷下的有限元分析结果.



a 不同载荷下塑料齿轮变形(单位:mm)

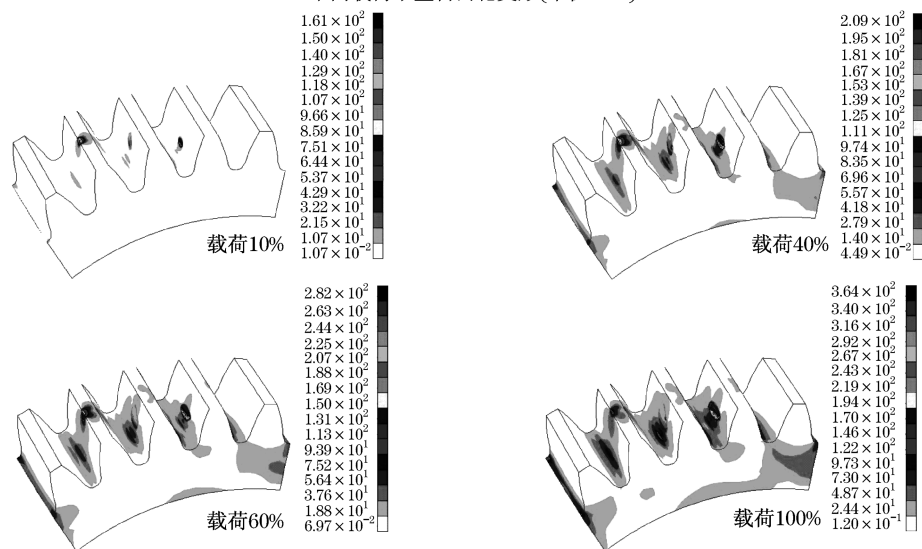
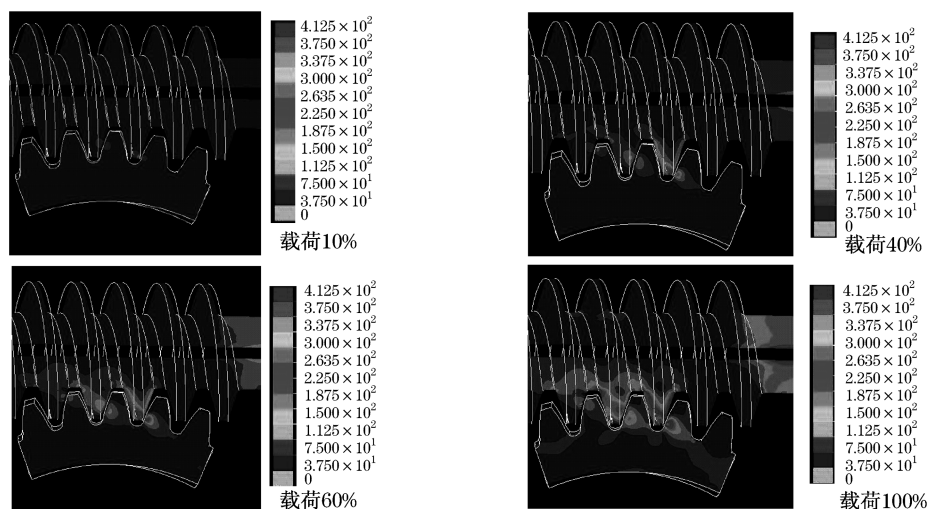
b 不同载荷下塑料斜齿轮应力分布(单位: $\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$)c 不同载荷下啮合区应力分布(单位: $\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$)

图5 本体温度场影响下齿廓变形与应力分布分析有限元云图

Fig.5 Finite element contour for tooth profile and stress distribution under bulk temperature field

在本体温度场作用下,观察塑料斜齿轮与钢制蜗杆传动的有限元结构分析结果,可以得到以下结论:

(1) 在本体温度场作用下,塑料斜齿轮与钢制蜗杆传动的啮合是点接触,随着载荷的增加,接触域将由一点扩展成一个椭圆形的区域.符合前文得出的点接触理论和赫兹接触理论.并且从图中可以看出塑料斜齿轮齿顶易产生接触破坏.

(2) 在轮齿实现热平衡过程中,热源主要集中在啮合齿面,经过齿体内部的传导和轮齿各表面上的对流,热源从轮齿端面和非工作齿面扩散出去,可得知啮合齿面上轮齿中部靠近分度圆处温度最高,而轮齿端部温度最低;沿径向方向越靠近齿轮轮心,温度的变化越不明显;而沿分度圆齿厚方向,从啮合齿面到非工作齿面,温度逐渐降低.

(3) 齿轮本体温度随环境温度的改变而线性变化,但对齿轮温度场的分布情况基本不产生影响;在环境温度和热传导系数一定的情况下,齿轮本体温度随换热系数增大而降低,说明设计齿轮传动散热方式越好,越有助于降低齿轮的工作温度;在环境温度和换热系数不变的情况下,使用较大导热系数的材料,热量在齿轮轮体内部的传递将变快;在各种有关的热物性参数不变的条件下,增大齿轮模数,齿轮温度升高,并将导致最高温度区在啮合齿面上向齿根方向移动;增大螺旋角,齿轮温度降低;在不改变热物理参数以及齿轮几何参数的条件下,增大输入功率和转速,都将提高齿轮本体温度,但对齿轮本体温度场的分布情况基本不产生影响.

(4) 齿面在啮合瞬间由于摩擦产生瞬时温度,该瞬时温度以闪温方式周期性出现.齿面齿廓方向的温度呈双峰分布特性,蜗杆上齿根峰值高于齿顶峰值;斜齿轮上齿顶峰值高于齿根峰值.随着载荷和转速的增加,齿面温度也增加;比较啮合过程中危险区域有限元计算结果,塑料齿轮最大应力为 27.3 MPa,变形量为 2.4×10^{-1} mm;与之对应的钢制蜗杆上的应力为 57.8 MPa,变形量为 6.4×10^{-4} mm.两者应力相差 30 MPa 左右,变形量相差 3 个数量级.分析其原因,主要是二者材料不同所产生的应力

集中影响不同,较大的应变差异必然会对齿轮的啮合产生影响.

5 结语

结合赫兹接触理论与齿轮啮合原理,计算得出了塑料斜齿轮与钢制蜗杆传动的啮合方程,并以此为基础分析得出了该传动的点接触理论,给出啮合副本温度场各个参数计算推导过程.基于 MSC. Patran/Nastran 提出并建立塑料斜齿轮和钢制蜗杆的本体温度场模型,并在此基础上分析载荷作用下的啮合副传动特性.整个分析过程考虑诸多不可忽略因素,使研究更接近于实际,为蜗轮蜗杆类复杂曲面啮合的温度场及热力分析提供可靠依据,也为齿轮类零件及塑料齿轮啮合过程分析提供理论和仿真参考.

参考文献:

- [1] Blok H. The thermal-network method for predicting bulk temperature in Gear transmission[M]. New York: Wiley, 1969.
- [2] Blok H. Measurement of temperature flashes on gear teeth under extreme pressure conditions [J]. Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology, 1987, 19(2): 20.
- [3] Herauchi Y, Nagamura K, Wu C L, et al. On the heat balance of gear equipment[J]. JSME International Journal, Series III, 1991, 34(1): 18.
- [4] 郝一舒, 李磊. 基于 COSMOS_Works 的塑料斜齿轮与钢制蜗杆啮合特性研究[J]. 机械设计, 2007, 24(2): 56.
HAO Yishu, LI Lei. Research on the characteristics of engagement between plastic helical gear and steel worm based on COSMOS_Works [J]. Journal of Machine Design, 2007, 24(2): 56.
- [5] Predki Wolfgang. Maschinenelemente lehrstuhl for maschinenelemente[M]. Munchen: Getriebe and Kraftfahrzeuge, 1995.
- [6] 张恒. 复合材料齿轮[M]. 北京: 科学出版社, 1993.
ZHANG Heng. Composite gear[M]. Beijing: Science Press, 1993.
- [7] 马爱军, 王旭. Patran 和 Nastran 有限元分析专业教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.
MA Aijun, WANG Xu. Finite element analysis professional course of Patran and Nastran [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2005.