

正常润滑条件下弧齿锥齿轮传动系统热变形对齿轮侧隙的影响*

袁杰红¹, 闫希杰^{1,2}, 李源¹

(1. 国防科技大学 指挥军官基础教育学院, 湖南长沙 410073;

2. 93115 部队, 辽宁沈阳 110000)

摘要:以某型直升机尾减速器弧齿锥齿轮传动系统为对象, 建立该齿轮传动系统温度场仿真计算模型, 计算获得在正常润滑条件下该齿轮传动系统的稳态温度场。基于当量齿轮原理, 将弧齿锥齿轮副等效为法面当量直齿圆柱齿轮副, 其啮合侧隙将直接反映在法面当量直齿圆柱齿轮副的端面上。利用热弹性力学原理, 计算分析了正常润滑条件下传动系统的热变形对弧齿锥齿轮副啮合侧隙的影响, 并得到了相关结论。为考虑热变形时正确确定弧齿锥齿轮副侧隙、保证工作精度, 提供了理论依据。

关键词:弧齿锥齿轮; 热变形; 侧隙; 润滑

中图分类号: TH132.41 文献标志码: A 文章编号: 1001-2486(2014)02-0186-06

Influence of thermal deformation of the spiral bevel gear transmission system on gear backlash under normal lubrication condition

YUAN Jiehong¹, YAN Xijie^{1,2}, LI Yuan¹

(1. College of Basic Education for Commanding Officers, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China;

2. Unit 93115, Shenyang 110000, China)

Abstract: Taking the spiral bevel gear transmission system of a helicopter tail reducer as research object, a computation model for the temperature field simulation was built, a steady-state temperature field distribution was derived under normal lubrication condition. The spiral bevel gear can be equivalent to the spur gear in basis in equivalent gear theory, and its gear backlash can be reflected at the transverse plane of the equivalent spur gear. The influence of thermal deformation of the spiral bevel gear transmission system on the gear backlash was computed and analyzed under normal lubrication condition using the thermo-elasticity theory. The results provided a theoretical basis for the design correctness of backlash considering thermal deformation, thus ensuring the working accuracy of the spiral bevel gear.

Key words: spiral bevel gear; thermal deformation; gear backlash; lubrication

弧齿锥齿轮传动系统具有承载能力高转速范围大等优点, 已被广泛应用于汽车、船舶、直升机及其他一些机械装备中。在其传动过程中, 齿轮和轴承等运动副摩擦生成的热量会使传动系统各零部件因温度升高而变形, 这将导致齿轮啮合侧隙及轴承游隙的减小, 直接影响传动系统的性能。特别是在润滑冷却不充分的情况下, 大量的摩擦热引起过高的温升甚至会造成齿轮卡死、轴承抱轴等严重后果^[1]。因此, 进行弧齿锥齿轮传动系统热变形对传动副工作间隙影响的研究具有重要意义, 它是改善传动性能和提高抗失效能力的重要途径。

热变形对传动副工作间隙影响研究的前提是齿轮传动系统的温度场计算和热变形分析。

对于由多个零部件组成的传动系统来说, 用热网络法计算温度场是最为合适的方法^[2]。另一方面, 用于齿轮传动系统热变形分析研究的方法主要有: 边界元、有限元等数值方法和分析法。如程愿应等^[3]采用边界元法估算了齿轮的弹性变形和热变形, 导出了考虑变形和误差时, 载荷分配系数和从动轮滞后角的分段解析式。邱良桓等^[4]运用有限元法, 编制了稳定负荷下运转并处于热平衡状态的直齿轮轮齿热变形的计算程序。上述数值方法虽然可以得到单齿的温度场和热变形, 却难以反映出啮合齿对的工作间隙的变化。李桂华等^[5]运用热弹性力学原理, 分析了温度变化对标准渐开线直齿轮齿侧间隙的影响, 计算了保证热变形齿轮正常工作

* 收稿日期: 2013-06-05

基金项目: 国防科技大学科研计划资助项目(JC11-09-01)

作者简介: 袁杰红(1965—), 男, 湖南长沙人, 教授, 博士, 硕士生导师, E-mail: yjh210048@163.com

所需的最小侧隙。但该工作仅仅从假设温度的变化进行考虑,没有构建传动系统从摩擦发热、温度场、热变形,到啮合间隙的变化这一完整、系统的思路。

上述研究均以圆柱直齿轮为对象,对于弧齿锥齿轮传动,由于齿形和空间啮合的复杂性,已有的文献多为运用有限元等数值方法计算单齿的温度场^[6-8],而针对弧齿锥齿轮副进行温度场计算和热变形分析的报道则较少,仅见明兴祖等^[9]对热和结构两个物理场进行耦合,仿真分析了螺旋锥齿轮啮合过程中的热应力和热变形。尚未发现针对弧齿锥齿轮传动系统热变形对啮合侧隙影响研究的相关文献。

针对某型直升机尾减速器弧齿锥齿轮传动系统,首先仿真计算各部件的温度场。基于当量齿轮原理,将弧齿锥齿轮等效为当量直齿轮,综合考虑齿轮齿厚、齿高和箱体热变形的影响,利用热弹性力学原理,计算分析正常润滑条件下弧齿锥齿轮副的热变形对齿轮啮合侧隙的影响,并根据润滑理论计算该弧齿锥齿轮保证良好润滑所需最小齿侧间隙。

1 弧齿锥齿轮传动系统温度场的计算

1.1 弧齿锥齿轮传动系统温度场计算模型的建立

对于某型直升机尾减速器弧齿锥齿轮传动系统,采用热网络法建立温度场计算模型,并进行节点划分与布置^[2]见图1,节点说明见文献^[2]。

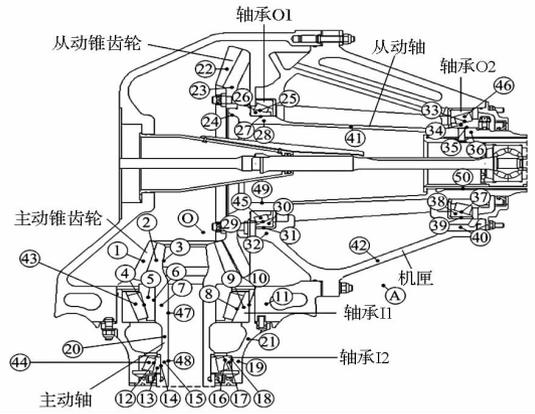


图1 弧齿锥齿轮传动系统节点布置

Fig. 1 Spiral bevel gear transmission node layout

1.2 温度场计算

该直升机尾减速器弧齿锥齿轮传动系统的结构材料、润滑油及空气的物性参数见表1,弧齿锥齿轮副主要结构尺寸见表2。在正常润滑条件下,其工况为输入转速2886r/min,输入功率679kW。

表1 结构材料及润滑油物性参数

Tab. 1 Physical parameters of structural materials and lubricants

	导热系数 (W/(m·K))	密度 (kg/m ³)	比热容 (J/(kg·K))	运动粘度系数 (10 ⁻⁶ m ² /s)
齿轮	36	7850	641	-
轴承	40	7810	670	-
传动轴	40	7830	550	-
机匣	152	2680	963	-
润滑油	0.147	970.2	2131	5.2
空气	0.026	-	-	16

表2 弧齿锥齿轮副主要结构参数

Tab. 2 Structure parameters of spiral bevel gear

名称	代号	小齿轮	大齿轮	名称	代号	小齿轮	大齿轮
齿数	z_i	14	41	小轮分锥角/(°)	δ_1	18.8532	-
轴交角/(°)	Σ	90	90	大轮分锥角/(°)	δ_2	-	71.1468
压力角/(°)	α	20	20	小轮大端分度圆直径/mm	d_1	111.72	-
中点螺旋角/(°)	β	35	35	大轮大端分度圆直径/mm	d_2	-	327.20
螺旋方向	-	右旋	左旋	大端锥距/mm	R	172.8642	172.8642
端面模数	m_i	7.98	7.98	大端齿距/mm	p	25.0699	25.0699
齿宽/mm	b	57	57	大端理论弧齿厚/mm	s_i	15.1787	9.8912

利用 Simulink 仿真方法对所建立的热网络模型求解,得到各节点温度随时间的变化即正常润滑条件下该齿轮传动系统的瞬态温度场,如图2所示。由图2可知,该齿轮传动系统在正常润滑

条件下运转时,各节点温度从初始温度开始逐渐升高,大约2000s后达到平衡值,此时各节点温度即为该齿轮传动系统的稳态温度场分布。各节点的稳态温度如表3所示。

表 3 弧齿锥齿轮传动系统稳态温度场分布(°C)

Tab.3 Steady-state temperature distribution of spiral bevel gear transmission(°C)

节点	Simulink 仿真结果	节点	Simulink 仿真结果	节点	Simulink 仿真结果
1	231.2	18	125.6	35	80.5
2	191.2	19	124.3	36	78.1
3	142.2	20	75.7	37	82.4
4	154.3	21	120.3	38	81.7
5	145.5	22	231.6	39	81.0
6	135.3	23	168.8	40	79.8
7	120.8	24	104.2	41	70.4
8	145.7	25	136.0	42	76.1
9	140.5	26	133.7	43	149.8
10	135.8	27	131.3	44	128.8
11	125.3	28	126.9	45	131.7
12	128.9	29	127.6	46	82.6
13	122.3	30	122.6	47	99.1
14	115.0	31	117.8	48	93.4
15	104.6	32	111.3	49	113.4
16	128.8	33	82.8	50	75.3
17	127.1	34	81.7		

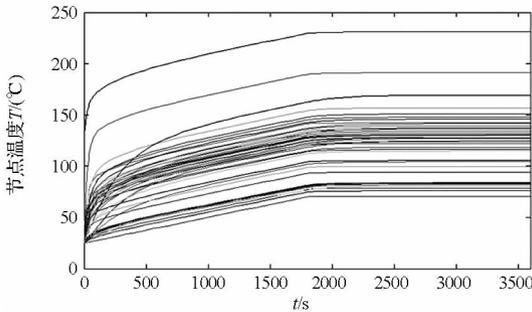


图 2 正常润滑条件下节点温度分布

Fig.2 Node temperature distribution in normal lubrication

2 尾减速器传动系统热变形对齿轮侧隙的影响

齿轮副侧隙分为法向侧隙 j_n 和圆周侧隙 j_c 。生产与实际应用中主要是以计算法向侧隙为主。法向侧隙是指两共轭齿轮的工作齿面相互啮合时,其非工作齿面之间的最短距离。在弧齿锥齿轮传动系统传动过程中,摩擦功率损失将使齿轮和箱体温度升高,两齿轮的齿高和齿厚都将因热膨胀而尺寸变大,导致齿轮副工作侧隙减小;箱体的温升也会对齿轮副的啮合侧隙产生影响^[5]。

2.1 弧齿锥齿轮的当量直齿圆柱齿轮

由于弧齿锥齿轮的齿形及空间啮合复杂性,当然利用有限元法求解弧齿锥齿轮单齿的热变形较方便,而要获得齿轮副的侧隙变化情况较为困

难,特别是考虑热变形时,要获取弧齿锥齿轮副啮合侧隙的变化情况不是件容易的事。我们知道,圆柱直齿轮的端面与轮齿法截面几何尺寸相同,即齿侧间隙直接反映在轮齿的端面上。如果将弧齿锥齿轮等效为法面当量直齿圆柱齿轮后,再计算啮合侧隙的改变,可望使问题简化,由于法面当量圆柱齿轮与原弧齿锥齿轮具有相同的中点法截面齿形,当量直齿轮的端面侧隙将直接反映弧齿锥齿轮副的啮合侧隙,所以这种等效不但是可行的,也是合理的。基于此,以某型直升机尾减速器弧齿锥齿轮为对象,首先将弧齿锥齿轮等效为法面当量直齿圆柱齿轮,具体转换过程见表 4。

2.2 齿轮热变形对啮合侧隙的影响

根据 Bloke 理论^[10]知,啮合齿轮瞬时表面温度在传动过程中是变化的,但其影响范围很小,故可假设齿轮本体温度场为稳定温度场。另外当齿轮高速运转时,每个齿轮参与啮合的时间比齿轮上温度分布状态发生改变所需时间短得多,因此可认为齿轮轮体温度是均匀稳定的^[5]。设传动中两齿轮的温升分别为小齿轮 Δt_1 ,大齿轮 Δt_2 。变温前两法面当量齿轮在分度圆处啮合,由表 4 可知,法面当量齿轮分度圆直径分别为 d_{vn1} 、 d_{vn2} 。由于温度改变,使得当量直齿轮中心距由 $a_{vn} = 0.5(d_{vn1} + d_{vn2})$,变为

表 4 弧齿锥齿轮及其当量直齿圆柱齿轮尺寸结构参数 (mm)

Tab.4 Structural parameters of spiral bevel gear and its equivalent spur gear (mm)

名称	代号	计算公式	小齿轮	大齿轮
中点锥距	R_m	$R_m = R - 0.5b$	144.3642	144.3642
中点端面模数	m_{mt}	$m_{mt} = m_t R_m / R$	6.6643	6.6643
中点法向模数	m_{mm}	$m_{mm} = m_{mt} \cos\beta$	5.4591	5.4591
中点分度圆直径	d_{mi}	$d_{mi} = d_i R_m / R$	93.3008	273.2548
中点分度圆法向齿厚	s_{mni}	$s_{mni} = s_i R_m \cos\beta / R$	10.3837	6.7666
法面当量齿轮齿数	z_{vni}	$z_{vni} = z_i / \cos\delta_i \cos^3\beta$	26.9143	230.8307
法面当量齿轮分度圆直径	d_{vni}	$d_{vni} = d_{mi} / \cos\delta_i \cos^2\beta$	146.9280	1260.2072
法面当量齿轮中心距	a_{vn}	$a_{vn} = 0.5(d_{vni} + d_{vn2})$	703.5676	

$$a'_{vn} = 0.5(d_{vn1} + d_{vn2} + \Delta d_{vn1} + \Delta d_{vn2})$$

$$= 0.5(d_{vn1} + d_{vn2} + \Delta t_1 \lambda d_{vn1} + \Delta t_2 \lambda d_{vn2}) \quad (1)$$

使得两齿轮不再在分度圆处啮合,而是在节圆处啮合。设新的啮合角为 α' ,则

$$\cos\alpha' = \frac{a_{vn} \cos\alpha}{a'_{vn}} \quad (2)$$

两节圆半径分别为

$$r'_{vn1} = r_{vn1} \cos\alpha' / \cos\alpha \quad (3)$$

$$r'_{vn2} = r_{vn2} \cos\alpha' / \cos\alpha \quad (4)$$

根据表 4,参考点分度圆法向齿厚分别为 s_{mni} 、 s_{mn2} ,则两节圆齿厚分别为:

$$s'_{mn1} = s_{mni} \frac{r'_{vn1}}{r_{vn1}} - 2r'_{vn1} (\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha)$$

$$= s_{mni} \frac{r'_{vn1}}{r_{vn1}} - 2r'_{vn1} (\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha) \quad (5)$$

$$s'_{mn2} = s_{mn2} \frac{r'_{vn2}}{r_{vn2}} - 2r'_{vn2} (\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha)$$

$$= s_{mn2} \frac{r'_{vn2}}{r_{vn2}} - 2r'_{vn2} (\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha) \quad (6)$$

则弧齿锥齿轮热变形后的工作侧隙为

$$J_{n1}^* = s'_{mn1} + \Delta s'_{mn1} - e'_{mn2}$$

$$= s'_{mn1} + \Delta s'_{mn1} - [p'_{mn2} - (s'_{mn2} + \Delta s'_{mn2})]$$

$$= \Delta s'_{mn1} + \Delta s'_{mn2} - (p'_{mn2} - s'_{mn1} - s'_{mn2})$$

$$= \Delta s'_{mn1} + \Delta s'_{mn2} - J_n \quad (7)$$

其中, J_n 为热变形前的齿侧间隙。若设热变形前为无齿侧间隙的齿轮传动,即

$$J_{n1}^* = \Delta s'_{mn1} + \Delta s'_{mn2} \quad (8)$$

其中, $\Delta s'_{mn1}$ 、 $\Delta s'_{mn2}$ 分别为热变形后弧齿锥齿轮节圆齿厚的改变量。

将各量代入上式得到热变形后侧隙减少为

$$J_{n1}^* = \Delta s'_{mn1} + \Delta s'_{mn2} = \Delta t_1 \lambda_1 s'_{mn1} + \Delta t_2 \lambda_2 s'_{mn2}$$

$$= \Delta t_1 \lambda_1 \left[\frac{s_{mni}}{r_{vn1}} - 2(\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha) \right] r_{vn1} \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'}$$

$$+ \Delta t_2 \lambda_2 \left[\frac{s_{mn2}}{r_{vn2}} - 2(\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha) \right] r_{vn2} \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} \quad (9)$$

式中, Δt_i 为温升, λ_i 为齿轮材料的热膨胀系数, s_{mni} 为弧齿锥齿轮参考点分度圆齿厚, r_{vni} 为弧齿锥齿轮法面当量齿轮分度圆半径。而由分度圆半径伸长引起齿侧间隙减少量为

$$J_{n2}^* = \left(\frac{\Delta d_{m1}}{2} + \frac{\Delta d_{m2}}{2} \right) \sin\alpha$$

$$= \frac{1}{2} (\Delta t_1 \lambda_1 d_{m1} + \Delta t_2 \lambda_2 d_{m2}) \sin\alpha \quad (10)$$

式中, d_{mi} 是弧齿锥齿轮齿宽中点分度圆直径。

2.3 箱体的热变形

对于轴交角为 90° 的弧齿锥齿轮副来说,由箱体的温升引起的侧隙改变量为

$$J_{n3}^* = - (L_1 \Delta t_{21} \sin\delta_1 + L_2 \Delta t_{42} \sin\delta_2) \lambda_3 \sin\alpha \quad (11)$$

式中: L_1 ——轴承 $I1$ 、 $I2$ 之间对应箱体沿输入轴方向的轴向长度;

L_2 ——轴承 $O1$ 、 $O2$ 之间对应箱体沿输出轴方向的轴向长度;

δ_i ——弧齿锥齿轮分锥角;

Δt_{21} ——轴承 $I1$ 、 $I2$ 之间箱体的温升(即节点 21 的温升);

Δt_{42} ——轴承 $O1$ 、 $O2$ 之间箱体的温升(即节点 42 的温升);

λ_3 ——箱体材料的热膨胀系数;

α ——压力角。

综合以上分析,该弧齿锥齿轮副热变形后,法向侧隙值减小量为

$$\Delta J_n^* = J_{n1}^* + J_{n2}^* + J_{n3}^* \quad (12)$$

3 弧齿锥齿轮副保证良好润滑的最小法向侧隙

基于在充分润滑条件下,稳定运转的航空锥

齿轮处于弹性流体润滑状态^[11-12]。齿轮传动保证良好润滑的前提是最小法向侧隙值应不小于弹性动力润滑的油膜厚度。而保证齿轮正常润滑所需的侧隙值取决于润滑方式与圆周速度。

通常齿轮良好的润滑状态为全膜润滑状态(弹流润滑、液体动压润滑)。在全膜润滑状态下,润滑油膜的厚度远远大于表面粗糙度,两运动表面完全被连续的油膜所隔开。当计入齿轮的弹性变形时,全膜齿轮润滑状态即成为弹性流体动力润滑,其理论分析是英国著名学者 Downson 完成的。该理论考虑了物体的弹性变形和润滑油在高压下黏度的变化,先用计算机获得了数值解,进而导出了如下的经验公式^[13-14] :

$$h_{\min} = 2.65\alpha^{0.54} (\eta_0 v)^{0.7} \rho_{12}^{0.43} E'^{-0.03} W^{-0.13} \tag{13}$$

式中: α ——润滑油的压黏系数;

η_0 ——润滑油的动力黏度;

v ——卷吸速度;

ρ_{12} ——两个滚子的相对曲率半径;

E' ——综合弹性模量;

W ——单位齿宽上的载荷。

润滑油膜厚度沿啮合线的变化规律是:当大齿轮齿顶与小齿轮齿根相啮合(一对轮齿啮合起始点)时最小油膜厚度最小,而当小齿轮齿顶与大齿轮齿根相啮合(一对轮齿啮合终止点)时最小油膜厚度最大,而在节点处啮合时最小油膜厚度居中,且约为整个啮合过程中的平均值,故一般计算时都选取节点处的油膜厚度为基础,其具有一定的代表性^[15]。所以根据该弧齿锥齿轮副节点处的油膜厚度,就可以得到该弧齿锥齿轮副保证良好润滑的最小法向侧隙值。

4 实例计算与分析

基于上述弧齿锥齿轮啮合侧隙计算模型,以表 4 中正常润滑条件下弧齿锥齿轮传动系统节点稳态温度分布值为温升数据,计算弧齿锥齿轮的热变形。该尾减速器弧齿锥齿轮及轴承的主要结构尺寸见文献[2]。其工况为输入转速 2886r/min,输入功率 679kW。

由表 3 知:主动轮(节点 2)温升 $\Delta t_1 = 191.2^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C} = 166.2^\circ\text{C}$,从动轮(节点 23)温升 $\Delta t_2 = 168.8^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C} = 143.8^\circ\text{C}$,输入轴处箱体(节点 21)温升 $\Delta t_3 = 120.3^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C} = 95.3^\circ\text{C}$,输出轴处箱体(节点 42)温升 $\Delta t_4 = 76.1^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C} = 51.1^\circ\text{C}$ 。两齿轮材料为 18Cr2Ni4W,热膨胀系数为 $\lambda_{1,2} = 11.6 \times 10^{-6}$;尾减箱体(机匣)材料为铸

铝合金,取 $\lambda_3 = 24 \times 10^{-6}$ 。

经计算,各热变形量分别为

$$J_{n1}^* = 29.8\mu\text{m}、J_{n2}^* = 108.7\mu\text{m}、J_{n3}^* = -48\mu\text{m}$$

热变形引起法向侧隙减小值为

$$\Delta J_n^* = J_{n1}^* + J_{n2}^* + J_{n3}^* = 90.5\mu\text{m}$$

该弧齿锥齿轮初始啮合侧隙^[16]为 $J_n = 310\mu\text{m}$

热变形后法向侧隙值为

$$J'_n = J_n - \Delta J_n = 219.5\mu\text{m}$$

根据式(13),可以得到该弧齿锥齿轮副保证良好润滑所需最小法向侧隙值为

$$h_{\min} = 120.7\mu\text{m}$$

可见,正常润滑条件下,该弧齿锥齿轮副热变形后的法向侧隙值大于弧齿锥齿轮副保证良好润滑所需的最小法向侧隙值,能够保证该弧齿锥齿轮副的良好润滑和正常工作。

5 结论

以某型直升机尾减速器弧齿锥齿轮传动系统为对象,研究分析了热变形对齿轮副啮合侧隙的影响:

(1)建立了弧齿锥齿轮传动系统从摩擦发热、温度场、热变形,到啮合侧隙的变化这一完整、系统的求解思路;

(2)计入摩擦功率损失,采用热网络法,仿真计算得到了传动系统在正常润滑条件下的温度场分布;

(3)基于当量齿轮原理,将弧齿锥齿轮副等效为法面当量直齿圆柱齿轮副,利用热弹性力学原理,计算分析了正常润滑条件下传动系统的热变形对弧齿锥齿轮啮合侧隙的影响;

(4)本文方法简单方便,对弧齿锥齿轮传动系统的设计和安装,防止因热变形导致传动失效具有指导意义。

参考文献 (References)

[1] 刘志全,陈国定,沈允文. 武装直升机传动系统的生存能力[J]. 机械科学与技术,1998,17(1):44-45.
LIU Zhiqian, CHEN Guoding, SHEN Yunwen. Survivability of attack helicopter transmission system[J]. Mechanical Science and Technology, 1998, 17(1): 44-45. (in Chinese)

[2] 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)

[3] 程愿应,杨元山,罗铭佑. 直齿轮弹性变形、热变形及齿廓

- 修形[J]. 华中理工大学学报,1990(8),261-266.
CHENG Yuanying, YANG Yuanshan, LUO Mingyou. Elastic deformation, thermal deformation and profile modification of spur gears[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology,1990(8),261-266. (in Chinese)
- [4] 邱良桓,辛一行,王统,等. 齿轮本体温度场和热变形修形计算[J]. 上海交通大学学报,1995(2),79-86.
QIU Liangheng, XIN Yixing, WANG Tong, et al. A calculation of bulk temperature and thermal deflection of gear tooth about profile modification [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University,1995(2),79-86. (in Chinese)
- [5] 李桂华,费业泰. 温度变化对啮合齿轮侧隙的影响[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版),2004,27(10),1147-1150.
LI Guihua, FEI Yetai. Influence of temperature change on the meshed gear's backlash [J]. Journal of Hefei University of Technology(Natural Science), 2004,27(10),1147-1150. (in Chinese)
- [6] 沈允文,王彤,王三民,等. 弧齿锥齿轮传动的稳态本体温度场分析[J]. 机械传动,2001,25(3):1-4.
SHEN Yunwen, WANG Tong, WANG Sanmin, et al. The analysis of the steady bulk temperature field in spiral bevel gears[J]. Journal of Mechanical Transmission,2001,25(3):1-4. (in Chinese)
- [7] 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 on condition of dry-friction[J]. Mechanical Engineer,2008(1):65-68. (in Chinese)
- [8] 罗善明,王伟,王建. 弧齿锥齿轮本体温度场及其敏感性分析[J]. 厦门理工学院学报,2009,17(3):1-6.
LUO Shanming, WANG Wei, WANG Jian. Simulation and sensitivity analysis of bulk temperature of spiral gear [J]. Journal of Xiamen University of Technology,2009,17(3):1-6. (in Chinese)
- [9] 明兴祖,严宏志,钟掘. 基于温度场的螺旋锥齿轮啮合热特性分析[J]. 机械传动,2007,31(5):1-5.
MING Xingzu, YAN Hongzhi, ZHONG Jue. Analysis of thermal aspects based on temperature field for bevel meshing [J]. Journal of Mechanical Transmission,2007,31(5):1-5. (in Chinese)
- [10] Van Heijningen G J J, Bloke H. Continuous as against intermittent fling-off cooling of gear teeth [J]. ASME Journal of Lubrication Technology,1974,96(4):529-538.
- [11] Simon V. Thermo-EHD analysis of lubrication of helical gears[J]. ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design,1988,110(3):330-336.
- [12] 温诗铸,杨沛然. 弹性流体动力润滑[M]. 北京:清华大学出版社,1992:122-129.
WEN Shizhu, YANG Peiran. Elasto-hydrodynamic lubrication[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1992:122-129. (in Chinese)
- [13] 朱孝录. 齿轮传动设计手册[M]. 北京:化学工业出版社,2005:356-363.
ZHU Xiaolu. Handbook of gear design[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005:356-363. (in Chinese)
- [14] Dowson D, Higginson G R. Elasto-hydrodynamic lubrication[M]. London: Pergamon Press,1977:158-159.
- [15] 卢立新,蔡莹,张和豪. 齿轮传动的瞬态弹性流体动力润滑[J]. 润滑与密封,1997(2):28-30.
LU Lixin, CAI Ying, ZHANG Hehao. Transient EHL of gear transmission[J]. Lubrication Engineering,1997(2):28-30. (in Chinese)
- [16] 中南传动机械厂. 弧齿锥齿轮传动系统技术资料[R]. 长沙:中南传动机械厂技术处,2011:83-84.
Zhongnan Transmission Machinery Works. Technical documentation of spiral bevel gears transmission system[R]. Changsha: Technology Department of Zhongnan Transmission Machinery Works,2011:83-84. (in Chinese)