

行星轮-轴承过盈配合部位疲劳寿命及其影响因素分析

赵俊, 林腾蛟*, 钟声, 宋建军

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要:以行星齿轮传动系统为研究对象,借助 ANSYS 软件进行接触有限元分析,得到行星轮不同轮毂厚度、行星轮与轴承外圈不同过盈量时行星轮配合面的位移与应力分布;采用 LMS Virtual. lab 软件对行星齿轮传动系统进行多体动力学分析,得到用于疲劳计算的荷载谱;结合修正 S-N 曲线,运用 FE-SAFE 软件分析了轮毂厚度、过盈量及表面粗糙度对行星轮过盈配合部位疲劳寿命的影响规律.结果表明:随着过盈量增大、轮毂厚度减小以及表面粗糙度增大,行星轮过盈配合部位疲劳寿命均随之减小.

关键词:行星齿轮传动;过盈配合;接触有限元分析;多体动力学;疲劳寿命

中图分类号:TH113.1 **文献标识码:**A **doi:**10.7511/dllgxb201604005

0 引言

减速器是原动机与工作机间传递动力与转矩的传动装置,在机械领域有广泛的应用.然而某减速器第二级行星轮在使用仅 5 a 后发生断裂,远低于其设计使用寿命,造成了重大经济损失.通过观察发现,该行星轮疲劳裂纹是从轮毂内表面产生的,且轮毂内表面有明显的疲劳擦伤,而该行星轮轮毂内表面正是与轴承过盈配合的配合面.为此,本文对该行星轮与轴承过盈配合部位进行疲劳寿命及其影响因素分析.

在齿轮疲劳寿命分析方面,国内外学者已做了诸多的研究. Li、叶南海、Nejad 等分别基于有限元法、虚拟荷载谱技术和持续荷载分布法对齿轮的疲劳寿命进行了估算^[1-3]; Dong 等^[4]建立了预测齿轮使用寿命的点蚀损伤简化模型,提出了一种预测风电机组传动系统齿轮副接触疲劳寿命的通用方法; Mao 等研究了齿轮修形、表面涂层材料及热处理等因素对齿轮疲劳寿命的影响^[5-8]; 林腾蛟等^[9]就荷载、表面粗糙度及残余应力等因素对齿轮副疲劳寿命的影响作过仿真分析; Osman 等对齿轮疲劳裂纹的起始与扩展过程进行了研究,推导了裂纹萌生期和扩展期的疲劳寿

命计算公式^[10-12].

针对齿轮疲劳寿命研究的相关文献大都对齿轮齿面或齿根的接触疲劳和弯曲疲劳展开研究,对行星齿轮传动中与轴承过盈配合的齿轮轮毂的疲劳寿命研究鲜有报道. 本文以行星齿轮传动系统为研究对象,结合接触有限元分析、多体动力学分析以及修正 S-N 曲线,计算行星轮与轴承过盈配合部位的疲劳寿命,并分析轮毂厚度、过盈量及表面粗糙度对行星轮过盈配合部位疲劳寿命的影响规律.

1 行星齿轮传动系统接触有限元分析

1.1 结构及工况参数

行星齿轮传动系统包括太阳轮、行星轮、齿圈、轴承和行星轴等,太阳轮为主动轮,转速为 88 r/min,输入功率为 1 400 kW;齿圈固定,与 3 个行星轴相连的行星架为输出构件.行星齿轮副的几何参数及材料性能如表 1、2 所示.

行星轮与轴承之间为过盈配合,其中行星轮内孔的公差带为 P6.行星轮轮毂厚度为 50 mm,对应内孔直径为 310 mm,公差为 $-0.079 \sim -0.047$ mm,轴承为普通精度轴承,由文献[13]可得其外圈公差为 $-0.035 \sim 0$ mm,则行星轮与

轴承的过盈量为 0.012~0.079 mm.

表 1 行星齿轮副的几何参数

Tab.1 Geometrical parameters of planetary gear pairs

部件	齿数 z	模数 m/mm	齿宽 B/mm	变位系 数 x	中心距 a/mm
太阳轮	23	16	360	0.230 0	415
行星轮	28	16	370	0.234 0	
齿圈	79	16	360	0.698 4	

表 2 行星齿轮副的材料性能

Tab.2 Material properties of planetary gear pairs

部件	材料	弹性模量 E/GPa	泊松比	密度 $\rho/$ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
齿轮	20CrMnMo	206	0.30	7 850
轴承	GCr15	206	0.30	7 850
行星轴	普通结构钢	206	0.30	7 800

为了后续分析过盈量以及轮毂厚度对行星轮过盈配合部位疲劳寿命的影响,本文针对行星轮轮毂厚度为 50.0 mm,行星轮与轴承过盈量分别为 0.012、0.046、0.079 mm,以及行星轮轮毂厚度分别为 42.5、57.5、65.0 mm,过盈量为 0.079 mm 的行星齿轮传动系统进行接触有限元分析.

1.2 有限元模型

采用八节点六面体单元对行星齿轮传动系统进行离散化,共计单元数 351 986,节点数 425 606.为了较合理地模拟实际情况,计算分为两个荷载步进行:第 1 荷载步,仅考虑行星轮内孔与轴承外圈的过盈配合作用;第 2 荷载步,在太阳轮内孔施加扭矩,其值为 $50\,638\times1.25\,\text{N}\cdot\text{m}=63\,298\,\text{N}\cdot\text{m}$,其中放大系数 1.25 考虑了不均载系数和使用系数的综合影响.图 1 给出了行星轮轮毂厚度为 50.0 mm、过盈量为 0.079 mm 时的行星齿轮传动系统有限元网格.其中考虑的接触对有太阳轮-行星轮、行星轮-齿圈、行星轮-轴承外圈、轴承外圈-滚子、滚子-轴承内圈、轴承内圈-行星轴.位移约束有太阳轮轴向、径向约束;行星轮轴向约束;齿圈外环面轴向、径向约束;轴承内、外圈轴向约束;滚珠轴向、切向约束;行星轴与行星架接触部位全约束.

1.3 过盈配合力学分析

图 2 给出了行星轮轮毂与轴承外圈过盈配合的示意图, r_b 为过盈配合面半径, r_a 为轴承外圈内径, r_c 为行星轮轮毂外径.根据弹性力学理论,

假设轮毂长度很长,将轮毂和轴承外圈分别看作只受内壁压力和外壁压力 p 的圆筒,可以求出轮毂和轴承外圈的径向应力和周向应力.

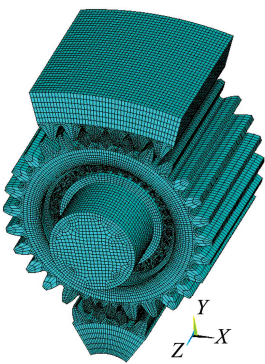


图 1 行星齿轮传动系统的有限元网格
Fig.1 Finite element mesh of planetary gear transmission system

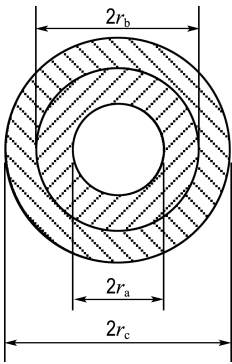


图 2 过盈配合示意图
Fig.2 Schematic diagram of interference fit

根据过盈量和配合前后的变形协调条件,可得

$$p=\frac{E\delta(r_c^2-r_b^2)(r_b^2-r_a^2)}{2r_b^3(r_c^2-r_a^2)}$$

(1)

轮毂的径向应力和周向应力分别为

$$\sigma_r=-\frac{r_b^2p(r_c^2/r^2-1)}{r_c^2-r_b^2}$$

(2)

$$\sigma_\theta=\frac{r_b^2p(r_c^2/r^2+1)}{r_c^2-r_b^2}$$

(3)

式中: E 为弹性模量, δ 为过盈量, r 为轮毂任意位置的半径.

由于 $r_b\leqslant r\leqslant r_c$, 故 $\sigma_r\leqslant 0, \sigma_\theta>0$; r 越大, $|\sigma_r|$ 越小, σ_θ 越小;

当 $r=r_b$ 时, $|\sigma_r|=|\sigma_r|_{\max}=p, \sigma_\theta=\sigma_{\theta\max}=$

$$\frac{p(r_c^2+r_b^2)}{r_c^2-r_b^2};$$

当 $r=r_c$ 时, $|\sigma_r|=|\sigma_r|_{\min}=0, |\sigma_\theta|=|\sigma_\theta|_{\min}$

$$=\frac{2r_b^2p}{r_c^2-r_b^2}.$$

弹性力学理论认为影响零件强度和寿命的等效应力为

$$\sigma=\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2]} \quad (4)$$

对于轴对称的过盈配合问题, $\sigma_1=\sigma_\theta, \sigma_2=0, \sigma_3=\sigma_r$, 轮毂的最大等效应力在内壁, 即当 $r=r_b$ 时, $|\sigma_r|=|\sigma_r|_{\max}=p, \sigma_\theta=\sigma_{\theta\max}=p(r_c^2+r_b^2)/(r_c^2-r_b^2), \sigma=\sigma_{\max}$.

以轮毂厚度为 50.0 mm、过盈量为 0.079 mm 的行星轮-轴承过盈配合为例, 对行星轮轮毂最大等效应力进行估算, r_c 取行星轮齿根圆半径 207.744 mm, r_b 取行星轮内孔半径 155 mm, r_a 取轴承外圈内径 144 mm, 计算可知, 行星轮轮毂最大等效应力在行星轮内表面, 为 19.36 MPa.

1.4 接触有限元结果分析

通过对行星轮轮毂厚度为 50.0 mm, 过盈量分别为 0.012、0.046、0.079 mm 时行星齿轮传动系统的位移场及应力场分析, 得出行星轮-轴承配合面的位移及应力, 如表 3 所示.

表 3 不同过盈量时行星轮-轴承配合面的位移及应力

Tab.3 Displacement and stress of planetary gear-bearing fitting surface of different interference fit magnitudes

过盈量 δ/mm	荷载步 1		荷载步 2		
	径向位移	等效应力	径向位移	切向位移	等效应力
	δ_r/mm	σ/MPa	δ_r/mm	δ_t/mm	σ/MPa
0.012	0.001 2	6.394 6	0.175 1	-0.326 2	126.028
0.046	0.004 7	12.998 7	0.164 7	-0.311 4	125.732
0.079	0.008 2	19.411 2	0.154 2	-0.297 1	124.462

由表可知, 随着过盈量的增大, 由过盈配合引起的行星轮轮毂内圈的径向位移和等效应力增大, 加载后行星轮轮毂内圈径向位移、切向位移、等效应力均有所减小. 过盈量为 0.079 mm 时得到的由于过盈配合引起的行星轮轮毂内圈等效应力与理论计算相近, 验证了仿真计算模型的正确性.

行星轮轮毂内表面与轴承外圈配合面的相对滑动是造成行星轮轮毂内表面疲劳擦伤的主要原因, 为了研究配合面相对滑动的规律, 分别提取不

同过盈量时行星轮轮毂内表面和轴承外圈配合面上某一截面节点的切向位移. 行星轮轮毂内表面和轴承外圈配合面上的节点是一一对应的, 将该截面上相对应的各接触点对切向位移分别相减, 绘制出如图 3 所示的切向位移差曲线, 图中 Δ 为位移差, ψ 为行星轮转过的角度.

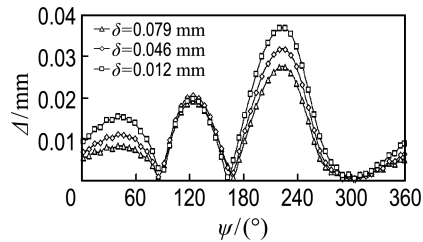


图 3 不同过盈量时切向位移差曲线
Fig.3 Curve of tangential displacement difference of different interference fit magnitudes

由图可知, 过盈量越小, 行星轮轮毂内表面与轴承外圈间的切向相对位移量越大, 两者之间更容易发生相对滑动, 故更容易造成行星轮轮毂内表面的疲劳擦伤.

通过对行星轮轮毂厚度分别为 42.5、50.0、57.5 和 65.0 mm, 过盈量为 0.079 mm 时行星齿轮传动系统的位移场及应力场分析, 得出行星轮-轴承配合面的位移及应力, 如表 4 所示.

表 4 不同轮毂厚度时行星轮-轴承配合面的位移及应力

Tab.4 Displacement and stress of planetary gear-bearing fitting surface of different hub thicknesses

轮毂厚度 t/mm	荷载步 1		荷载步 2		
	径向位移	等效应力	径向位移	切向位移	等效应力
	δ_r/mm	σ/MPa	δ_r/mm	δ_t/mm	σ/MPa
42.5	0.008 8	20.904 4	0.179 8	-0.332 5	128.497
50.0	0.008 2	19.411 2	0.154 2	-0.297 1	127.077
57.5	0.007 7	17.734 4	0.136 9	-0.283 6	127.521
65.0	0.007 3	15.980 2	0.122 9	-0.269 2	128.164

由表可知, 随着行星轮轮毂厚度的增加, 由过盈配合引起的行星轮轮毂内圈的径向位移和等效应力减小, 加载后行星轮轮毂内圈径向位移、切向位移也随之减小, 等效应力变化不大.

分别提取不同轮毂厚度时行星轮-轴承接触区域某一截面上的行星轮内孔、轴承外圈各接触

点对切向位移,可得不同过盈量时行星轮-轴承配合面切向位移差曲线,如图 4 所示.

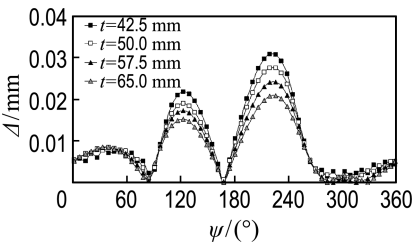


图 4 不同轮毂厚度时切向位移差曲线
Fig. 4 Curve of tangential displacement difference of different hub thicknesses

由图可知,随着行星轮轮毂厚度的减小,行星轮轮毂内表面与轴承外圈间的切向相对位移量越大,两者更容易发生相对滑动,造成的行星轮轮毂内表面的疲劳擦伤越严重.

2 行星齿轮传动系统的疲劳寿命分析

2.1 行星齿轮传动系统疲劳寿命分析步骤

首先对行星齿轮传动系统进行静力接触有限元分析和多体动力学分析,得到静力计算结果及用于疲劳计算的荷载谱,并计算材料 S-N 曲线;将静力接触有限元结果与荷载谱文件导入 FE-SAFE 中,在 FE-SAFE 中设置荷载谱年循环次数、材料 S-N 曲线及材料表面粗糙度,即可计算得到行星轮对数疲劳寿命.图 5 为行星轮疲劳寿命分析流程图.

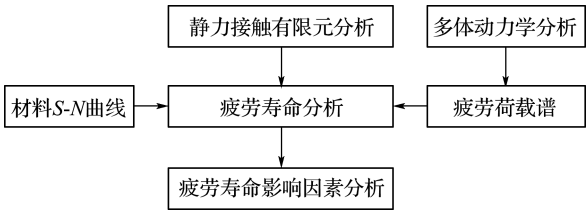


图 5 行星轮疲劳寿命分析流程图
Fig. 5 Fatigue life analysis processing diagram for planetary gear

2.2 轮毂材料 S-N 曲线

材料 S-N 曲线定义为在循环应力中材料或构件的疲劳寿命 N 与应力幅值 S 的关系曲线,本文参考 GL 规范^[14]中的方法计算 S-N 曲线.行星轮的材料为 20CrMnMo,齿面渗碳淬火,轮毂调质处理.确定行星轮轮毂部位 S-N 曲线所采用的

参数如表 5 所示,通过计算,得出的行星轮过盈配合部位疲劳计算的 S-N 曲线如图 6 所示.

表 5 行星轮过盈配合部位疲劳计算相关参数
Tab. 5 Relevant parameters of fatigue calculation of planetary gear interference fit position

参数	数值	参数	数值
极限强度 σ_b /MPa	835	应力集中系数 α_k	1.15
屈服强度 σ_s /MPa	490	缺口敏感系数 n	0.95
粗糙度 R_z /μm	10	应力比 R	0
存活率系数 S_{pu}	2/3	厚度 t /mm	42
材料安全系数 γ_m	1.15		

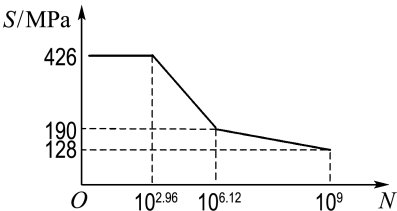


图 6 行星轮过盈配合部位 S-N 曲线
Fig. 6 S-N curve of planetary gear interference fit position

2.3 基于多刚体动力学的荷载谱分析

应用 LMS Virtual. lab 软件,定义太阳轮输入转速 $n_a = 88$ r/min,输入扭矩 $T_i = 151\ 914$ N·m,行星架输出扭矩 $T_o = 671\ 094$ N·m.设置求解时间为 5 s,时间步长为 3.83×10^{-4} s,采用变步长向后差分法求解,可得齿轮副啮合力及轴承支反力曲线.

图 7 给出了太阳轮与行星轮的接触力曲线.由图可知,行星轮轮齿的啮合周期为 0.038 s,即行星轮轮齿从啮入到啮出的时间为 0.038 s,则行星轮轮齿开始啮合到下一次啮合的时间为 1.060 s.

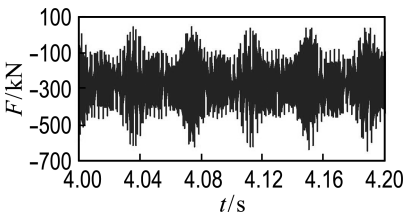


图 7 太阳轮与行星轮的接触力曲线
Fig. 7 Curve of contact force between sun gear and planetary gear

对于太阳轮输入、行星架输出、内齿圈固定的行星轮系,外啮合齿轮副和内啮合齿轮副的啮合

频率相同。太阳轮输入转速 $n_a=88\text{ r/min}$ ，太阳轮齿数 $z_a=23$ ，内齿圈齿数 $z_c=79$ ，由

$$\frac{n_a-n_H}{n_c-n_H}=-\frac{z_c}{z_a}, f_0=\frac{z_a(n_a-n_H)}{60}=\frac{z_c(n_c-n_H)}{60}$$

可得啮合频率为

$$f_0=\frac{n z_a z_c}{60(z_a+z_c)}=26.126\text{ Hz} \tag{5}$$

其中 n_a 、 n_c 、 n_H 分别为太阳轮、内齿圈和行星架的转速。

啮合齿轮副的接触力为

$$F=\frac{T_i/3}{(m z \cos \alpha)/2}=298.9\text{ kN} \tag{6}$$

理论计算所得的轮齿啮合力为 298.9 kN，啮合周期为 0.038 s，与图 7 给出的仿真结果一致，验证了仿真的正确性。

为了模拟作用于太阳轮内孔处输入扭矩的波动，把图 7 所示的太阳轮与行星轮的动态接触力除以理论接触力，得到接触力的动载因数，图 8 给出了行星轮与太阳轮单对轮齿接触力的动载因数 k_d 。

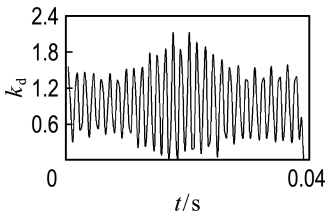


图 8 单对轮齿接触力动载因数

Fig. 8 Dynamic factor of contact force between single pair of teeth

将接触力的动载因数作为用于疲劳寿命分析的荷载谱，对于行星轮配合面，造成破坏的原因是多对轮齿啮合综合影响的结果，仅考虑单对轮齿，不能真实反映行星轮配合面受载情况。故设定行星轮过盈配合部位疲劳计算荷载谱为抛物线，如图 9 所示。

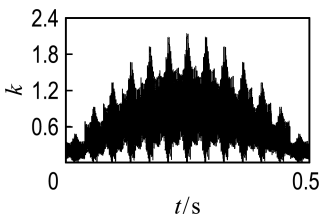


图 9 行星轮过盈配合部位疲劳计算的荷载谱

Fig. 9 Load spectrum for fatigue calculation of planetary gear interference fit position

2.4 疲劳寿命结果

图 10 给出了轮毂厚度为 50.0 mm、过盈量为 0.079 mm 时行星轮的对数疲劳寿命。

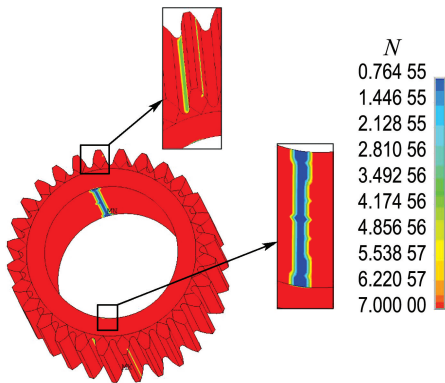


图 10 行星轮对数疲劳寿命图

Fig. 10 The diagram of logarithmic fatigue life of planetary gear

由图 10 可知，行星轮对数疲劳寿命最小值为 0.764 55，故其疲劳寿命为

$$N_{\text{life}}=10^{0.764\ 55}\text{ a}=5.8\text{ a}$$

疲劳寿命最小值出现在行星轮过盈配合面处，且由于接触应力以及弯曲应力的影响，太阳轮与齿圈及太阳轮啮合的齿面及齿根处疲劳寿命也较短。齿根部位的疲劳源与行星轮内孔部位的疲劳源在行星轮圆柱坐标中处于同一方向，且两者相距较近，这将降低行星轮的疲劳寿命，并加剧疲劳裂纹扩展。因此行星轮的疲劳破坏是行星轮齿面、齿根和过盈配合部位疲劳破坏综合影响的结果。

图 11 给出了该行星轮疲劳断裂样件在现场的照片，通过观察断裂面纹路可知，该行星轮疲劳裂纹是从与轴承外圈过盈配合面产生并扩展，且齿根部位疲劳源加剧了裂纹的扩展，并最终形成断裂。

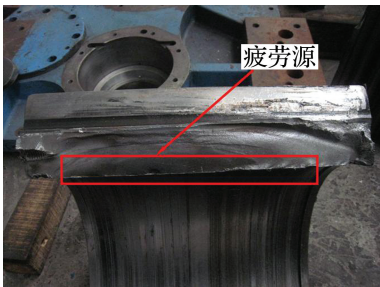


图 11 行星轮断裂样件

Fig. 11 Fracture sample of planetary gear

通过对比可知,仿真得到的疲劳源位置与实际情况一致.仿真得到的行星轮疲劳寿命与实际情况相近,从一定程度上验证了仿真计算疲劳源及疲劳寿命的准确性.

3 过盈配合疲劳寿命影响因素分析

分别对不同过盈量、不同轮毂厚度及不同表面粗糙度的行星轮进行疲劳寿命分析,计算所得的行星轮过盈配合部位的疲劳寿命如表 6~8 所示.

表 6 不同过盈量时过盈配合部位的疲劳寿命

Tab. 6 Fatigue life of interference fit position of different interference fit magnitudes

过盈量 δ/mm	疲劳寿命/a
0.012	8.6
0.046	6.2
0.079	5.8

表 7 不同轮毂厚度时过盈配合部位的疲劳寿命

Tab. 7 Fatigue life of interference fit position of different hub thicknesses

轮毂厚度 t/mm	疲劳寿命/a	轮毂厚度 t/mm	疲劳寿命/a
42.5	2.3	57.5	8.4
50.0	5.8	65.0	13.6

表 8 不同表面粗糙度时过盈配合部位的疲劳寿命

Tab. 8 Fatigue life of interference fit position of different surface roughnesses

表面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$	疲劳寿命/a	表面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$	疲劳寿命/a
0.63	6.6	2.50	5.3
1.60	5.8	4.00	4.9

由表 6~8 可知,随着行星轮与轴承外圈过盈量的减小、行星轮轮毂厚度的增大、行星轮与轴承外圈配合面表面粗糙度的减小,行星轮过盈配合部位的疲劳寿命均有所增加,其中轮毂厚度的变化对过盈配合部位疲劳寿命的影响最大,过盈量的改变对过盈配合部位疲劳寿命的影响次之,配合面表面粗糙度对过盈配合部位疲劳寿命的影响相对最弱.

4 结 论

(1)当行星轮与轴承外圈间的过盈量越小时,

两者切向相对位移越大,即配合面相对滑移量越大,疲劳擦伤越严重.

(2)随着行星轮轮毂厚度增大,行星轮内孔与轴承外圈配合面间的切向相对位移减小,即配合面相对滑移量减小,疲劳擦伤趋于缓和.

(3)随着行星轮与轴承外圈过盈量的减小、行星轮轮毂厚度的增大、行星轮与轴承外圈配合面表面粗糙度的减小,行星轮过盈配合部位的疲劳寿命均有所增加,其中轮毂厚度对过盈配合部位疲劳寿命影响最大,过盈量的影响次之,配合面表面粗糙度的影响相对最弱.

参考文献:

[1] LI Yuan, HAN Xu, YE Nan-hai, *et al.* Fatigue lifetime study on spiral bevel gears using finite element method [C] // 2010 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, ICMTMA 2010. Piscataway: IEEE Computer Society, 2010: 228-231.

[2] 叶南海,陈 凯,戚一男,等. 基于虚拟载荷谱技术的锥齿轮疲劳寿命分析[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2012, 39(3):38-42.

YE Nan-hai, CHEN Kai, QI Yi-nan, *et al.* Fatigue life analysis of bevel gear based on virtual load spectrum [J]. *Journal of Hunan University(Natural Sciences)*, 2012, 39(3):38-42. (in Chinese)

[3] Nejad A R, GAO Zhen, Moan T. On long-term fatigue damage and reliability analysis of gears under wind loads in offshore wind turbine drivetrains [J]. *International Journal of Fatigue*, 2014, 61:116-128.

[4] DONG Wen-bin, XING Yi-han, Moan T, *et al.* Time domain-based gear contact fatigue analysis of a wind turbine drivetrain under dynamic conditions [J]. *International Journal of Fatigue*, 2013, 48:133-146.

[5] Mao K. Gear tooth contact analysis and its application in the reduction of fatigue wear [J]. *Wear*, 2007, 262(11-12):1281-1288.

[6] Moorthy V, Shaw B A. Contact fatigue performance of helical gears with surface coatings [J]. *Wear*, 2012, 276-277:130-140.

[7] 袁 菲,徐颖强. 考虑齿间载荷分布的齿轮弯曲疲劳寿命估算[J]. 机械设计, 2006, 23(4):35-37.

YUAN Fei, XU Ying-qiang. Estimation on bending fatigue life of gears by considering load distribution among gear teeth [J]. **Journal of Machine Design**, 2006, **23**(4):35-37. (in Chinese)

[8] Woods J L, Daniewicz S R, Nellums R. Increasing the bending fatigue strength of carburized spur gear teeth by presetting [J]. **International Journal of Fatigue**, 1999, **21**(6):549-556.

[9] 林腾蛟,沈 亮,赵俊渝. 风电增速箱输出级齿轮副疲劳寿命有限元分析[J]. 重庆大学学报(自然科学版), 2012, **35**(1):1-6.

LIN Teng-jiao, SHEN Liang, ZHAO Jun-yu. Fatigue life finite element analysis of output gear pair of wind turbine speed-increase gearbox [J]. **Journal of Chongqing University (Natural Science Edition)**, 2012, **35**(1):1-6. (in Chinese)

[10] Osman T, Velex P. A model for the simulation of the interactions between dynamic tooth loads and contact fatigue in spur gears [J]. **Tribology International**, 2012, **46**(1):84-96.

[11] Ghaffari M A, Pahl E, XIAO Shao-ping. Three dimensional fatigue crack initiation and propagation analysis of a gear tooth under various load conditions and fatigue life extension with boron/epoxy patches [J]. **Engineering Fracture Mechanics**, 2015, **135**:126-146.

[12] 俞必强,李 威,薛建华,等. 基于动载荷谱的齿轮弯曲疲劳寿命预测[J]. 北京科技大学学报, 2013, **35**(6):813-817.

YU Bi-qiang, LI Wei, XUE Jian-hua, *et al.* Prediction of bending fatigue life for gears based on dynamic load spectra [J]. **Journal of University of Science and Technology Beijing**, 2013, **35**(6):813-817. (in Chinese)

[13] 郭惠俊. SKF 轴承综合型录[M]. 上海:上海科学技术出版社, 2008.

GUO Hui-jun. **SKF Bearing Comprehensive Catalog** [M]. Shanghai: Shanghai Scientific & Technical Publishers, 2008. (in Chinese)

[14] Wind Energy Committee. Guideline for the Certification of Wind Turbines [S]. Hamburg: Germanischer Lloyd, 2010.

Fatigue life and its influence factor analysis of interference fit position of planetary gear and bearing

ZHAO Jun, LIN Teng-jiao*, ZHONG Sheng, SONG Jian-jun

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: Taking the planetary gear transmission system as object, finite element contact analysis was conducted using ANSYS to obtain the displacement and stress of interference fit surface for planetary gear of different hub thicknesses and different interference fit magnitudes between planetary gear and outer ring of bearing; multi-body dynamic analysis of planetary gear set was carried out by applying LMS Virtual. lab to get the load spectrum applied in fatigue analysis; the effect on fatigue life of interference fit position for hub thicknesses, surface roughnesses and interference fit magnitudes between planetary gear and outer ring of bearing, was analyzed using FE-SAFE combined with modified S-N curves. The experimental results show that larger magnitude of interference fit, thinner hub and surface rougher all lead to shorter fatigue life of interference fit position of planetary gear.

Key words: planetary gear transmission; interference fit; contact FE analysis; multi-body dynamic; fatigue life