

含有不同裂纹类型的弧齿锥齿轮副啮合特性分析

宋翰生, 马辉, 刘子濛, 黄文康

(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘要: 在重载和交变载荷工况下, 弧齿锥齿轮易产生齿根裂纹导致轮齿断裂, 需明晰裂纹对啮合特性的影响机理, 为故障诊断提供理论基础. 利用 ANSYS 软件对弧齿锥齿轮副进行静态接触仿真分析. 通过单元节点替换的方法设置了多种裂纹类型的故障模型, 探讨了裂纹对弧齿锥齿轮副啮合特性的影响. 研究表明: 当轮齿接触椭圆移动到轮齿裂纹区域, 啮合刚度随着裂纹的严重程度增加而逐渐下降, 平面裂纹工况、空间裂纹工况和断齿工况的刚度最大下降量分别为 27.58%, 14.12%, 32.82%. 轮齿啮合的接触椭圆位置、裂纹位置以及深度会使齿面接触应力以及齿根弯曲应力产生不同的增减趋势.

关键词: 弧齿锥齿轮; 轮齿裂纹形式; 故障参数; 啮合刚度; 接触特性; 轮齿接触分析

中图分类号: TH 132.422 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2024)08-1096-12

Meshing Characteristics Analysis of Spiral Bevel Gear Pairs with Different Crack Types

SONG Han-sheng, MA Hui, LIU Zi-meng, HUANG Wen-kang

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China. Corresponding author: MA Hui, E-mail: mahui_2007@163.com)

Abstract: Under the working conditions of heavy load and alternating load, spiral bevel gears are prone to tooth root cracks, which lead to tooth fractures. It is necessary to clarify the influence mechanism of cracks on meshing characteristics and provide theoretical basis for fault diagnosis. The finite element model of bevel gear pairs is constructed, and the static contact simulation analysis is carried out by ANSYS software. The fault models of various crack types are set up by the method of unit node replacement, and the influence of cracks on the meshing characteristics of spiral bevel gear pairs is discussed. The results show that when the contact ellipse of gear teeth moves to the crack area of gear teeth, the meshing stiffness gradually decreases with the increase of the severity of the crack, and the maximum reduction of stiffness under the condition of plane crack, space crack and broken teeth is 27.58%, 14.12% and 32.82% respectively. The contact ellipse position, crack position and depth of gear meshing will make the contact stress of tooth surface and the bending stress of tooth root have different increasing and decreasing trends.

Key words: spiral bevel gear (SBG); tooth crack type; fault parameter; meshing stiffness; contact characteristics; tooth contact analysis(TCA)

弧齿锥齿轮在传动过程中常承受较大的交变载荷, 极易诱发轮齿裂纹故障, 引起系统振动加剧, 最终导致轮齿折断. 为了揭示故障机理, 有必要分析弧齿锥齿轮在含有裂纹故障特征下的啮合特性. 以含有裂纹的弧齿锥齿轮副为研究对象, 在考虑含有不同裂纹类型以及定量裂纹参数

的前提下, 通过有限元方法及轮齿加载接触分析 (loaded tooth contact analysis, LTCA) 方法验证, 分析其啮合特性.

对于弧齿锥齿轮在健康状况下的啮合特性分析, 学者作了以下相关的研究. Zhou 等^[1]在考虑齿面摩擦的条件下计算了弧齿锥齿轮齿根弯

曲强度和齿面接触强度. Hou等^[2]提出了一种确定纯节点变形的新方法,与传统的向量形式本征有限元(vector form intrinsic finite element, VFIFE)方法相比,简化了计算,结合VFIFE法和匹配接触算法,分析了弧齿锥齿轮的啮合问题. Mu等^[3]提出一种基于刀具刃形修正的齿面修形方法,一般用于代替刀盘直刃的弧形刀片,以获得理想的齿面. Pei等^[4]通过模拟具有圆形缺陷的粗糙表面的齿轮啮合过程计算出单齿从啮入到啮出的法向刚度. Wang等^[5]建立了瞬态混合润滑下弧齿锥齿轮的非线性动力学模型,该模型以时变接触刚度和阻尼形式考虑了微凸体直接接触的耦合作用和润滑剂沿整个接触轨迹的瞬态挤压效应. Hu等^[6]提出了一种考虑安装误差的弧齿锥齿轮数值加载接触分析(numerical loaded tooth contact analysis, NLTCA)方法,在考虑不同错位量的影响下,分别计算了承载接触力、接触斑点、弹性接触变形和承载传动误差等承载齿面接触特性.

对于弧齿锥齿轮的轮齿裂纹形式,国内外学者开展了大量研究. Spievak等^[7]采用边界元法和线弹性断裂力学理论预测了弧齿锥齿轮在移动载荷作用下的三维疲劳裂纹轨迹. Ural等^[8]基于线弹性断裂力学理论结合有限元方法模拟了弧齿锥齿轮中任意形状的疲劳裂纹扩展. Lewicki等^[9]采用有限元法和边界元法对螺旋锥齿轮进行了三维分析,研究了齿轮裂纹扩展路径的修正理论,验证了轮齿载荷位于单齿接触最高点的裂纹模拟. Park^[10]对某型涡喷发动机附件齿轮箱用传动锥齿轮的断裂进行了研究,发现在无表面缺陷时,疲劳裂纹萌生于轮齿上根部区域,裂纹路径与典型轮齿弯曲疲劳的开裂路径相同. Böhme等^[11]提出了仅针对平行于表面材料平面的Dang Van准则的迭代方法,为弧齿锥齿轮齿面断裂的研究提供了一种可标准化的方法. 栾孝驰等^[12-13]研究了中央传动锥齿轮行波共振特性,获取了从动锥齿轮行波共振动频、危险转速以及破坏断裂特征. Litvin^[14]提出了局部综合法理论,构建了弧齿锥齿轮齿面方程.

对于弧齿锥齿轮含有的裂纹程度对其啮合特性的影响,一些学者也作了相关的研究. Vukelic等^[15]针对螺旋锥齿轮轴失效案例,结合实验和有限元分析来确定齿轮副的应力、应变和接触应力,在此基础上计算了未损伤和损伤齿轮的时变啮合刚度. Han等^[16]通过齿面接触分析,建立了弧齿锥齿轮的有限元模型并进行装配,模拟

了不同裂纹程度的弧齿锥齿轮小轮齿根裂纹故障,得到了考虑不同程度小轮齿根裂纹故障的弧齿锥齿轮时变啮合刚度. Yang等^[17]针对螺旋锥齿轮传动断齿故障振动特性未知的问题,计算了各种断齿故障的时变激励,研究了时域统计指标和频域成分对不同断齿故障的敏感性. 冯刚等^[18]用Pro/E软件建立了无裂纹和含裂纹弧齿锥齿轮完整的三维接触模型,基于有限元分析软件ANSYS对模型进行了仿真模拟与数值计算,分析了无裂纹和含裂纹两种运行状态下不同接触位置上的接触应力.

通过对上述文献的分析,发现大多数学者研究的是弧齿锥齿轮裂纹的产生机理以及裂纹对其啮合力学特性的影响,而其对不同裂纹形式和裂纹深度变化对弧齿锥齿轮啮合刚度、齿面接触应力和齿根弯曲应力变化特点的影响方面的研究相对较少.

本文采用单元节点替换方法建立了含多种裂纹形式的故障锥齿轮模型,并分析了不同裂纹状态下齿轮副的时变啮合刚度、齿面接触应力和弯曲应力的变化趋势.同时,通过对比轮齿加载接触分析(loaded tooth contact analysis, LTCA)方法中健康状态下弧齿锥齿轮的不同扭矩条件下的时变啮合刚度,验证了本文方法的正确性.本文分析了不同裂纹形式及深度变化对弧齿锥齿轮的啮合特性造成的影响,这些分析结果可为动态信号识别缺陷方法提供理论参考.

1 锥齿轮副啮合力学模型及验证

1.1 基于TCA方法的齿面节点坐标确定

根据弧齿锥齿轮加工机床各部件之间的位置关系,建立如图1所示的加工坐标系模型,下标 $i=1,2$ 分别代表小齿轮与大齿轮的相关参数,下标 $j=p,g$ 分别代表小齿轮与大齿轮刀具的相关参数.

图1中 S_{ri} 为径向刀位,表示刀盘中心到摇台中心的距离; q_i 为角向刀位,表示刀盘中心与水平面夹角; X_{ei} 为垂直轮位,表示被切齿轮的中心线相对于摇台水平轴线的垂直偏置量; X_{bi} 为床位,表示工件沿摇台中心线方向前进或后退的距离,控制切齿时的深度; X_{di} 为水平轮位,表示机床摇台中心到工件箱主轴端面的距离; i_{0i} 为滚比系数,表示产形轮与齿轮的传动比; γ_{mi} 为机床安装角,表示工具箱的调整角度; ψ_i 为轮坯旋转角度.由刀盘坐标系 O_j 到轮坯坐标系 O_i 的转换矩阵如下:

$$M_{ij} = M_{i,bi} M_{bi,ai} M_{ai,mi} M_{mi,ci} M_{ci,j} \quad (1)$$

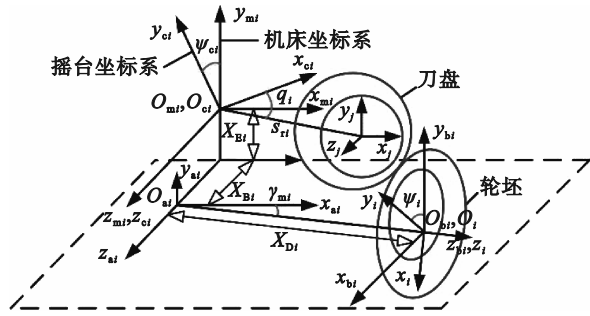


图 1 弧齿锥齿轮加工坐标系模型

Fig. 1 Coordinate system model of spiral bevel gear machining

式中:

$$M_{i,bi} = \begin{bmatrix} \cos \psi_i & \sin \psi_i & 0 & 0 \\ -\sin \psi_i & \cos \psi_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$M_{bi,ai} = \begin{bmatrix} \sin \gamma_{mi} & 0 & -\cos \gamma_{mi} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ \cos \gamma_{mi} & 0 & \sin \gamma_{mi} & -X_{Di} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$M_{ai,mi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & X_{Ei} \\ 0 & 0 & 1 & -X_{Bi} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$M_{mi,ci} = \begin{bmatrix} \cos \psi_{ci} & -\sin \psi_{ci} & 0 & 0 \\ \sin \psi_{ci} & \cos \psi_{ci} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$M_{ci,j} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & S_{ri} \cos q_i \\ 0 & 1 & 0 & S_{ri} \sin q_i \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

图 2a 所示为刀刃示意图,该刀刃是常见的双面刀盘直线刀刃,根据机床刀头的旋转运动轨迹可将刀刃切削面简化为圆锥面,如图 2b 所示.其中 R_j 为刀盘半径; P_{wj} 为刀顶距,表示大轮刀盘的内刀和外刀刀尖距离之差; α_j 为刀具齿形角; s_j 为刀刃方向长度; θ_j 为刀刃旋转角度.

刀具旋转所得到的曲面 $r_j(s_j, \theta_j)$ 表示为

$$r_j(s_j, \theta_j) = \begin{bmatrix} (R_j \pm s_j \sin \alpha_j) \cos \theta_j \\ (R_j \pm s_j \sin \alpha_j) \sin \theta_j \\ -s_j \cos \alpha_j \end{bmatrix}. \quad (2)$$

刀具坐标系 O_j 中形成的曲面转换到轮坯坐标系 O_i 中,得到一曲面族 $r_i(s_j, \theta_j, \psi_i)$,而被加工齿轮的齿面可以看作是这一曲面族的包络面, $f_{ij}(s_j, \theta_j, \psi_i)$ 表示刀具上刀刃旋转曲面的法向量与

齿坯旋转方向的切向量的点积,在加工过程中,齿面由刀具刀刃切削而成,因此 $f_{ij}(s_j, \theta_j, \psi_i)$ 中两向量始终保持垂直,进而根据坐标转换关系列出齿面方程^[14]为

$$r_i(s_j, \theta_j, \psi_i) = M_{ij}(\psi_i) r_j(s_j, \theta_j), \quad (3)$$

$$f_{ij}(s_j, \theta_j, \psi_i) = \left(\frac{\partial r_i(s_j, \theta_j, \psi_i)}{\partial s_j} \times \frac{\partial r_i(s_j, \theta_j, \psi_i)}{\partial \theta_j} \right) \cdot \frac{\partial r_i(s_j, \theta_j, \psi_i)}{\partial \psi_i} = 0. \quad (4)$$

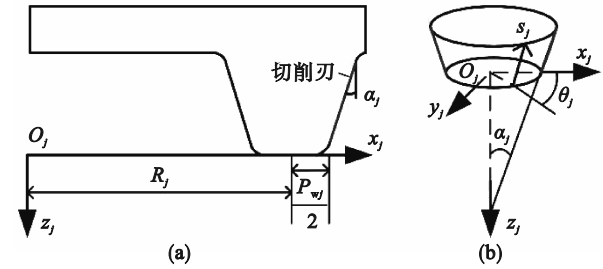


图 2 弧齿锥齿轮刀具坐标系模型

Fig. 2 Tool coordinate system model of spiral bevel gear (a)一刀盘切削刃示意图; (b)一切削刃旋转锥面.

通过齿面方程求解出大、小轮齿面如图 3 所示.

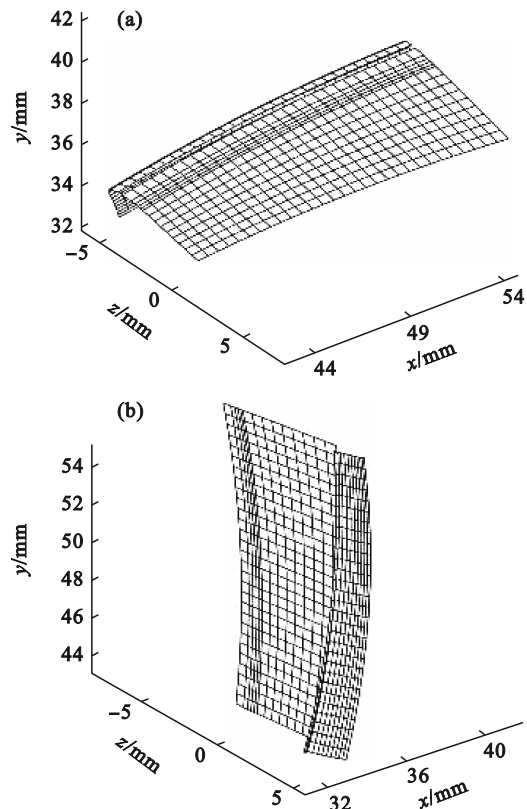


图 3 大齿轮和小齿轮齿面

Fig. 3 Tooth surface of gear and pinion

(a)一大轮齿面; (b)一小轮齿面.

1.2 锥齿轮静接触有限元模型

根据 1.1 节中求出的齿面节点坐标导入到

ANSYS 软件中,根据锥齿轮齿坯几何原理,通过齿面位置的节点生成齿基位置的节点,最后基于以上节点生成六面体 Solid 185 单元.本文采用 6 齿啮合模型来计算齿轮啮合刚度,原由如下:一是由于弧齿锥齿轮的重合度不大于 3,选用 6 齿可以减少计算时间;二是由于远离接触区的齿轮几何形状和边界条件对接触区的影响很小,为避免在分析时远离接触区的轮齿对接触区产生耦合影响,在分析弧齿锥齿轮时采用简化的 6 齿啮合模型完全可以满足模拟 1 个轮齿 3 个啮合周期的要求,且不影响计算结果的准确性.

本文在对弧齿锥齿轮的有限元模型进行加载荷和约束时,采用了如下方案.通过在配合的齿面设置接触单元 Conta 174 和目标单元 Targe 170 以建立 6 个接触对.小轮由于六面体单元的节点不具有旋转自由度,因此分别在主、从齿轮轴上建立了一个刚性参考点,与齿轮内圈建立耦合约束,将扭矩施加在刚性参考点上,进而传递到齿轮模型上,模拟齿轮的转动.如图 4 所示,在从动轴上的刚性参考点处施加全位移约束,模拟从动轮受载后的稳定状态,在主动轴的刚性参考点处只释放绕轴线的旋转自由度,模拟主动轮的转动.

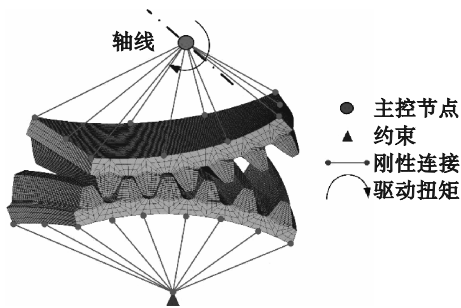


图 4 锥齿轮有限元模型

Fig. 4 Finite element model of bevel gear

弧齿锥齿轮的啮合刚度定义为在齿轮弹性范围内在接触点处轮齿产生单位法向总位移时施加在轮齿上法向力的大小,因此啮合刚度可以通过齿轮法向载荷 F 与法向的总体变形 E 的比值来计算,其啮合刚度的计算公式为

$$k = \frac{F}{E}, \quad (5)$$

$$F = \frac{T}{R \sin \delta_{A1} \cdot \cos \alpha_n \cdot \cos \beta}, \quad (6)$$

$$E = \theta R \sin \delta_{A1} \cdot \cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b. \quad (7)$$

式中: T 为施加在主动轮上的驱动扭矩; R 为中点锥距; δ_{A1} 为主动轮分锥角; α_n 为端面压力角; β 为轮坯螺旋角; β_b 为啮合平面的螺旋角; α_t 为切向压力角; θ 为主节点沿主动轮旋转方向的等效静态

旋转角.

1.3 模型验证

分别求解了弧齿锥齿轮在扭矩为 50, 100, 150 和 200 N·m 工况下的时变啮合刚度,并通过与 LTCA 方法计算的结果进行了对比,对比结果如图 5 所示.两种方法的计算结果曲线变化规律一致,通过计算,两条曲线的最大误差为 4.66%,验证了本文方法的正确性.

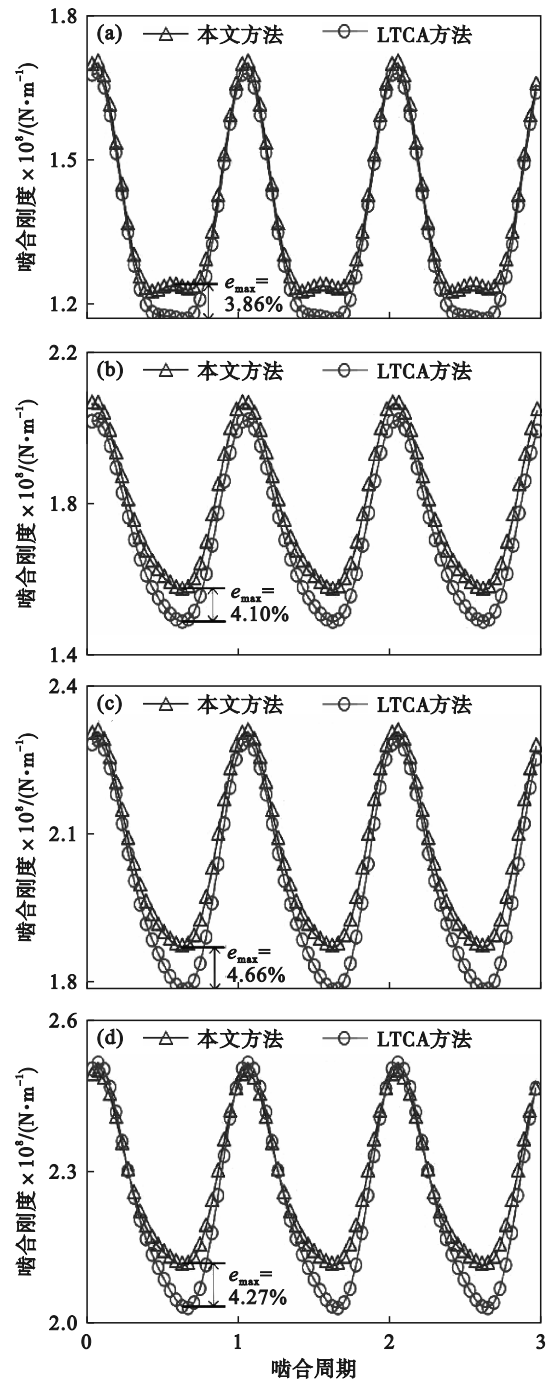


图 5 健康状态下啮合刚度对比

Fig. 5 Comparison of meshing stiffness in the good condition

- (a)—扭矩 50 N·m; (b)—扭矩 100 N·m;
- (c)—扭矩 150 N·m; (d)—扭矩 200 N·m.

2 空间裂纹表征方法及含裂纹锥齿轮副啮合力学模型

引起齿根裂纹故障的直接原因是齿根应力超过轮齿材料的承载极限.因此,通常将裂纹位置设置在小轮齿根过渡圆角处.由于弧齿锥齿轮复杂的齿面特征以及在啮合过程中齿面不同区域循环受力的特点,使其产生的裂纹形式多种多样,为了分析不同形式裂纹对锥齿轮啮合特性影响,本文设置了平面型和空间型两种裂纹形式,两种裂纹的示意图如图 6 所示.平面型裂纹的定量方式:齿根过渡圆角处裂纹沿齿宽方向的整个宽度弧长定义为 W ,裂纹沿齿厚方向的整个深度弧长定义为 P ,平面裂纹工况设置见表 1.空间型裂纹的定量方式:齿根过渡圆角处裂纹延伸到齿顶位置的角度分别为 α_1, α_2 和 α_3 ,裂纹沿齿厚方向的整个深度弧长定义为 S ,空间裂纹工况设置见表 2.

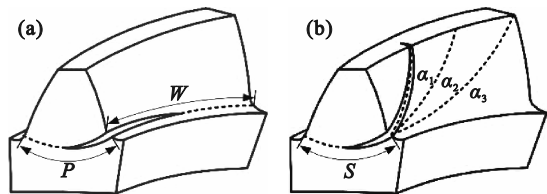


图 6 裂纹形式示意图

Fig. 6 Schematic of crack types

(a)—平面型裂纹; (b)—空间型裂纹.

表 1 平面裂纹工况参数

Table 1 Parameters of plane crack working conditions

工况	弧长	
	齿宽方向	齿厚方向
工况 1	$W/3$	$P/6$
工况 2	$W/3$	$P/3$
工况 3	$W/3$	$P/2$
工况 4	$W/3$	$2P/3$
工况 5	$W/3$	$5P/6$
工况 6	$2W/3$	$P/6$
工况 7	$2W/3$	$P/3$
工况 8	$2W/3$	$P/2$
工况 9	$2W/3$	$2P/3$
工况 10	$2W/3$	$5P/6$
工况 11	W	$P/6$
工况 12	W	$P/3$
工况 13	W	$P/2$
工况 14	W	$2P/3$
工况 15	W	$5P/6$

表 2 空间裂纹工况参数

Table 2 Parameters of space crack working conditions

工况	角度方向角/(°)	齿厚方向弧长
工况 1	α_1	$S/6$
工况 2	α_1	$S/3$
工况 3	α_1	$S/2$
工况 4	α_1	$2S/3$
工况 5	α_1	$5S/6$
工况 6	α_2	$S/6$
工况 7	α_2	$S/3$
工况 8	α_2	$S/2$
工况 9	α_2	$2S/3$
工况 10	α_2	$5S/6$
工况 11	α_3	$S/6$
工况 12	α_3	$S/3$
工况 13	α_3	$S/2$
工况 14	α_3	$2S/3$
工况 15	α_3	$5S/6$
工况 16	α_1	断齿
工况 17	α_2	断齿
工况 18	α_3	断齿

为了在模拟过程中实现裂纹的准确植入,本文采用单元节点替换法植入裂纹.在待植入裂纹的单元节点位置生成位置坐标相同的新节点,删除裂纹边缘处的单元,基于新的节点重新生成单元,使原本连接的单元分离,进而将裂纹故障植入,植入裂纹后单元分离状态如图 7 所示.

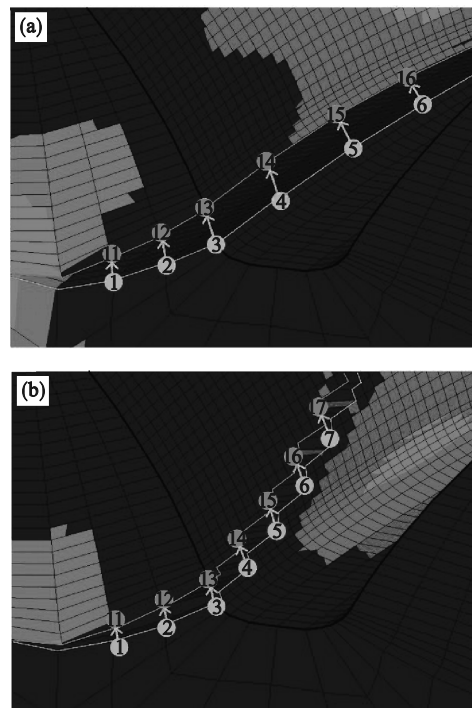


图 7 单元分离状态图

Fig. 7 Unit separation state diagram

(a)—平面裂纹节点替换; (b)—空间裂纹节点替换.

本文的有限元建模及求解过程如图 8 所示. 主动轮输入扭矩为 $120\text{ N}\cdot\text{m}$, 裂纹齿刚进入啮合时, 求解得到的平面裂纹工况下轮齿裂纹处 von Mises 等效应力云图如图 9 所示.

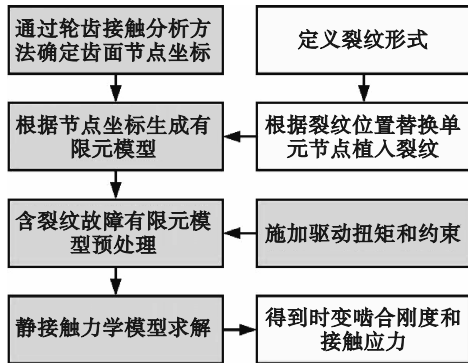


图 8 含裂纹故障锥齿轮静态啮合力学模型求解流程
Fig. 8 Solution process of static meshing mechanical model of bevel gear with crack fault

从图 9 可以看出, 对于平面型裂纹, 随着裂纹深度的增加, 裂纹齿的承载能力下降, 轮齿弯曲变形程度逐渐增大, 裂纹齿的齿面接触应力逐渐变小, 裂纹位置逐渐产生应力集中, 裂纹处的弯曲应力逐渐增大, 如图 9l~9p 所示.

相同输入扭矩的条件下, 空间裂纹工况下轮齿裂纹处 von Mises 等效应力云图如图 10 所示. 对于空间型裂纹, 当接触区域移至齿面裂纹位置时, 随着裂纹深度的增加, 裂纹线外部齿体承载能力下降, 内部齿体所承受载荷相较于健康状态时有所提升, 裂纹线边缘的应力集中随之增加, 如图 10b~10f 所示. 当接触区域啮合过裂纹线, 随裂纹深度的增加, 轮齿截面惯性矩逐渐减小, 齿面接触应力随之减小, 齿根裂纹处的应力集中增加, 裂纹处弯曲应力增大, 如图 10l~10p 所示.

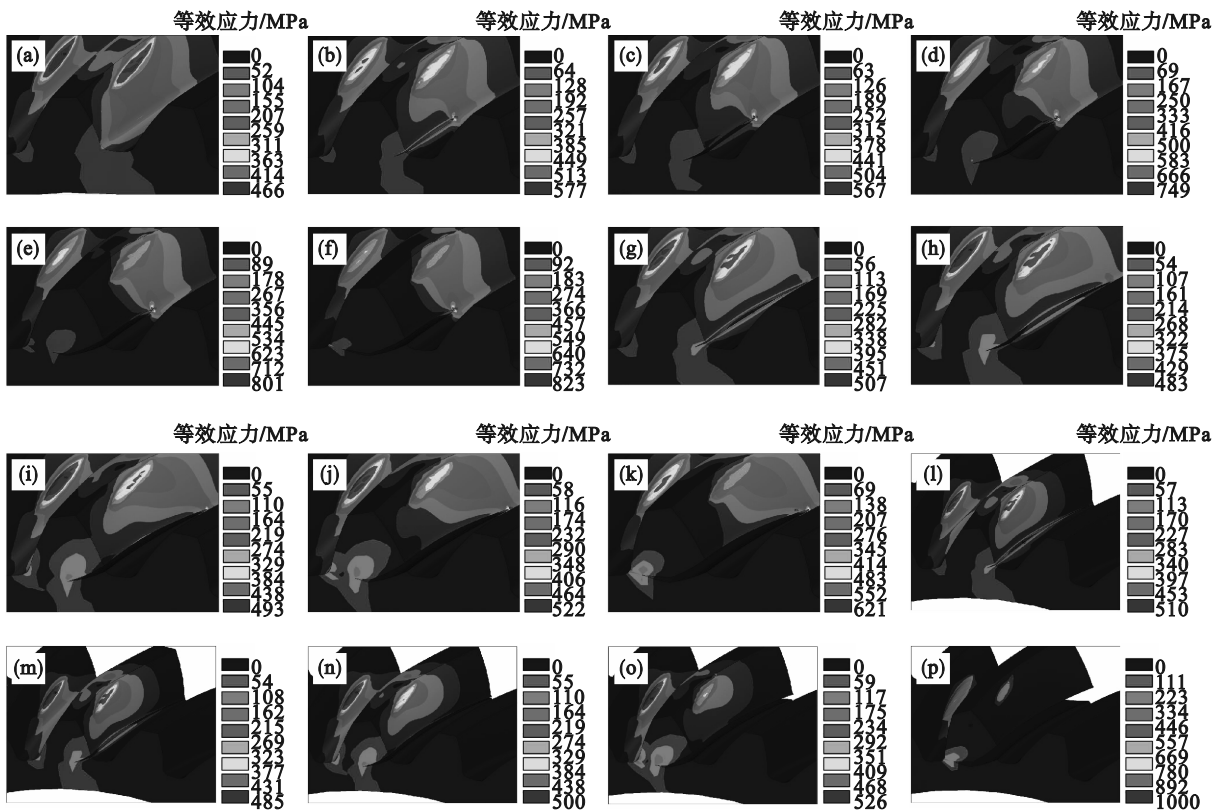


图 9 健康状态以及平面裂纹工况下轮齿等效应力云图

Fig. 9 Equivalent stress nephogram of gear teeth under the good and plane crack working conditions
(a)—健康; (b)—工况 1; (c)—工况 2; (d)—工况 3; (e)—工况 4; (f)—工况 5; (g)—工况 6; (h)—工况 7; (i)—工况 8; (j)—工况 9; (k)—工况 10; (l)—工况 11; (m)—工况 12; (n)—工况 13; (o)—工况 14; (p)—工况 15.

如图 11 所示, 对于空间型断齿故障, 当断齿区域较大时, 断齿将不再继续受载, 在此啮合位置原双齿啮合状态转变为单齿啮合状态.

3 裂纹参数对啮合特性的影响

3.1 裂纹参数对时变啮合刚度的影响

基于上述建立的故障模型, 求得了其对应工

况下的时变啮合刚度,平面裂纹工况 1~15 轮齿啮合刚度如图 12 所示,空间裂纹工况 1~15 如图 13

所示,断齿工况 16~18 如图 14 所示.

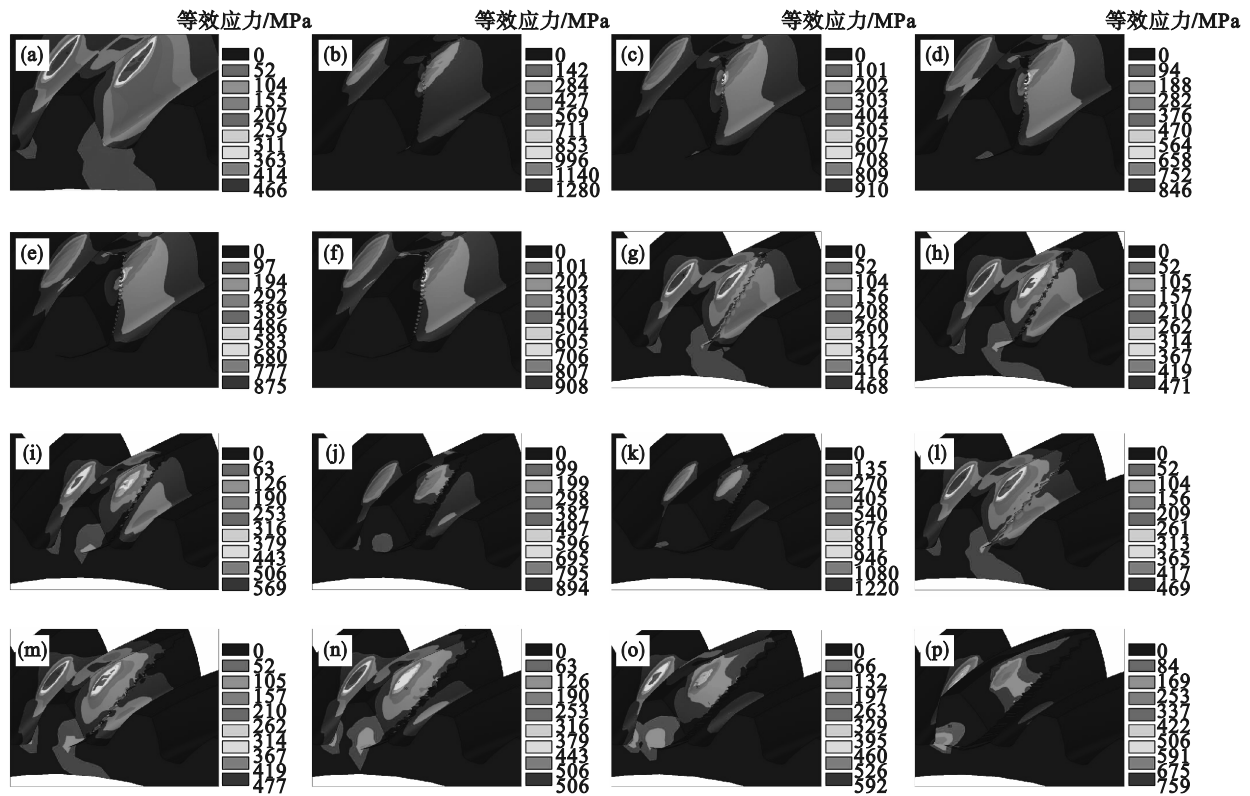


图 10 健康状态以及空间裂纹工况下轮齿等效应力云图

Fig. 10 Equivalent stress nephogram of gear teeth under the good and spatial crack working conditions

(a)—健康; (b)—工况 1; (c)—工况 2; (d)—工况 3; (e)—工况 4; (f)—工况 5; (g)—工况 6; (h)—工况 7; (i)—工况 8; (j)—工况 9; (k)—工况 10; (l)—工况 11; (m)—工况 12; (n)—工况 13; (o)—工况 14; (p)—工况 15.

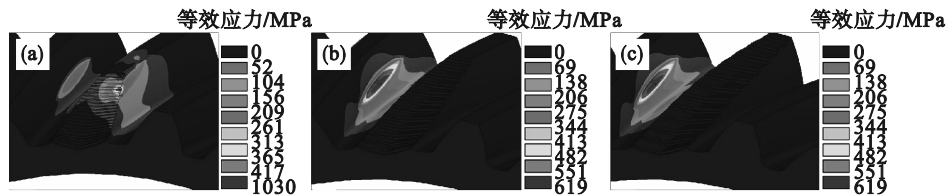


图 11 断齿工况下轮齿等效应力云图

Fig. 11 Equivalent stress nephogram of gear teeth under the broken tooth working conditions

(a)—工况 16; (b)—工况 17; (c)—工况 18.

通过对比分析以上对应工况下的时变啮合刚度,可知平面裂纹和空间裂纹对锥齿轮啮合刚度的影响有以下几种情况:

1) 当裂纹严重程度较小时,在裂纹齿啮入的初期,故障齿啮合区轮齿啮合刚度下降幅度较低,见平面裂纹和空间裂纹的工况 1~5.

2) 当轮齿接触点移动到裂纹区域,刚度随齿厚方向的裂纹深度增加而下降,其中平面裂纹工况 15 最大下降量为 27.58%,空间裂纹工况 15 最大下降量为 14.12%. 随着下一个健康轮齿的啮入,刚度下降量逐渐变小,裂纹齿退出啮合,刚度变化趋势恢复正常.

3) 当空间裂纹深度贯穿齿厚时,轮齿断裂,此时啮合刚度随着断齿体积的增加而剧烈下降,其中断齿工况 18 最大下降量为 32.82%. 轮齿啮合刚度出现剧烈波动.

由于不同工况下的裂纹在齿面上的几何迹线不同,同时考虑到齿面接触椭圆的几何形状以及移动方向,对于空间型裂纹,接触椭圆移动到受裂纹影响的位置相较于平面型裂纹靠后. 所以从图 12a 与图 13a、图 12b 与图 13b 的对比可以看出,在故障齿啮合区内,空间型裂纹对啮合刚度的影响区间长度小于平面型裂纹.

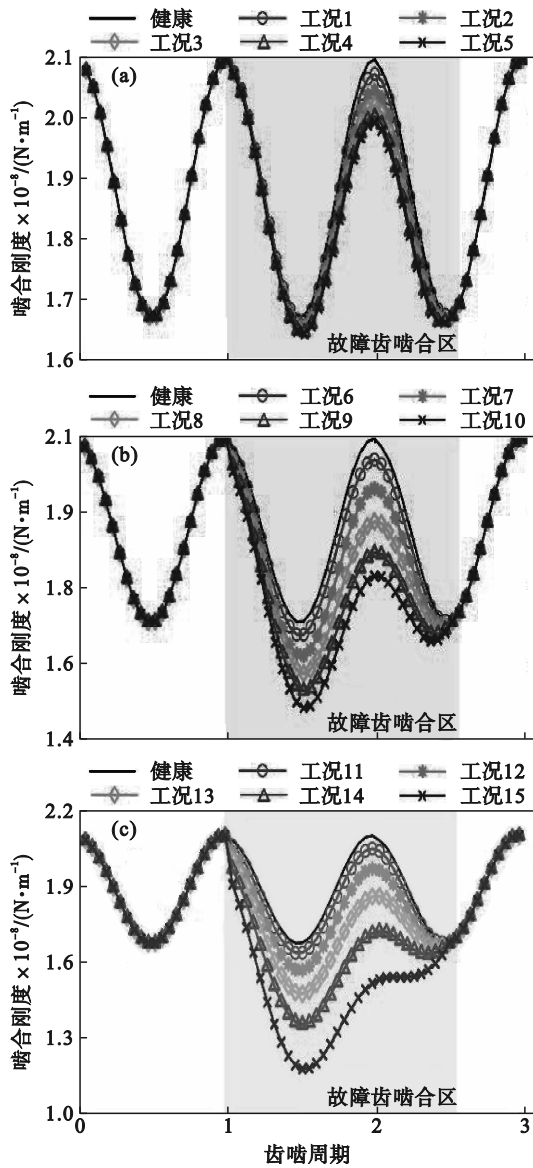


图 12 健康状态以及不同平面裂纹工况下轮齿啮合刚度
Fig. 12 Gear tooth meshing stiffness under the good and different plane crack working conditions
(a)—工况 1~5; (b)—工况 6~10; (c)—工况 11~15.

3.2 裂纹参数对接触应力及弯曲应力的影响

取空间裂纹和平面裂纹中的工况 1~5 作为参考,在裂纹齿啮合区的①,②,③啮合位置,提取了齿面接触应力以及齿根过渡圆角处弯曲应力,齿面接触及齿根弯曲应力提取位置如图 15 所示.其中平面裂纹工况 1~5 的齿面接触应力如图 16 所示,齿根弯曲应力如图 17 所示.空间裂纹工况 1~5 的齿面接触应力如图 18 所示,齿根弯曲应力如图 19 所示.

从图 16 和图 17 中可以看出平面裂纹接触和弯曲应力的变化特点如下:

1) 当接触椭圆相对远离齿根处的平面裂纹时,齿面接触应力基本不随裂纹深度的增加而变

化,见图 16 的啮合位置①和位置②.而对于齿根弯曲应力,由于平面型裂纹的裂纹位置在齿根过度圆角处,所以随着裂纹深度的增加,齿根过度圆角的裂纹尖部应力集中逐渐增加,见图 17 中的齿根弯曲应力云图①和②.

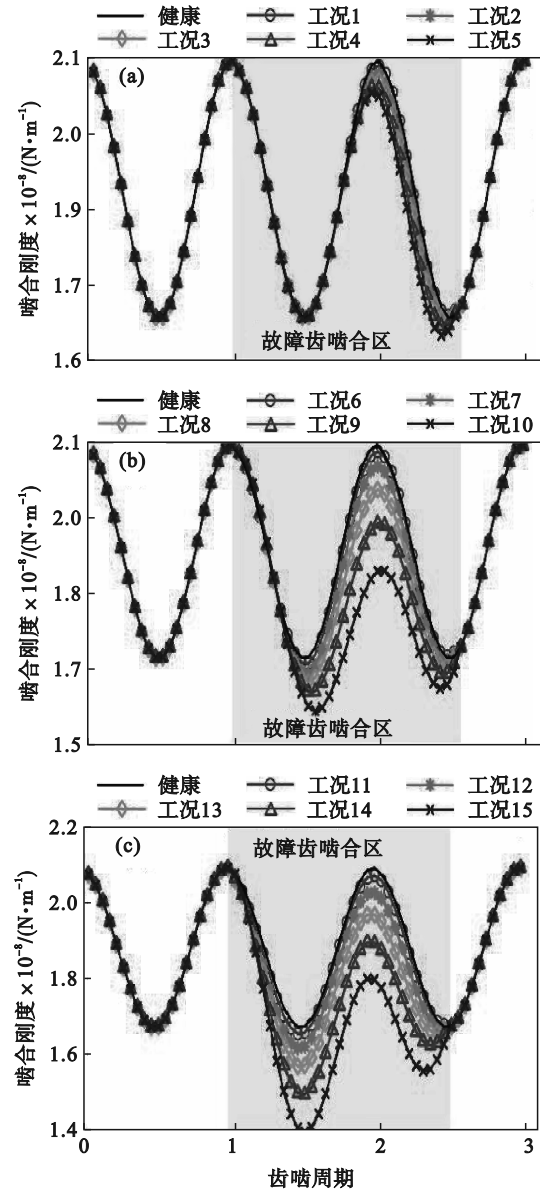


图 13 健康状态以及不同空间裂纹工况下轮齿啮合刚度
Fig. 13 Gear tooth meshing stiffness under the good and different space crack working conditions
(a)—工况 1~5; (b)—工况 6~10; (c)—工况 11~15.

2) 当接触椭圆移动到平面裂纹上方时,如图 16 的啮合位置③,此时的轮齿承载部分的截面惯性矩主要受裂纹深度影响,轮齿变形程度受裂纹深度的影响相对位置①和②更大,齿面接触应力随裂纹深度的增加而下降.齿根过度圆角处的裂纹尖部应力集中逐渐增加,见图 17 中位置③应力云图.

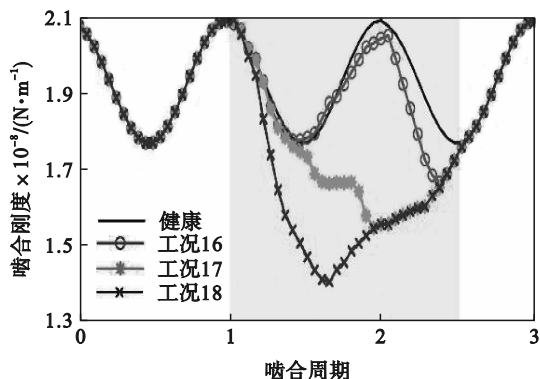


图 14 健康状态以及不同断齿工况下轮齿啮合刚度
Fig. 14 Gear tooth meshing stiffness under the good and different broken tooth working conditions

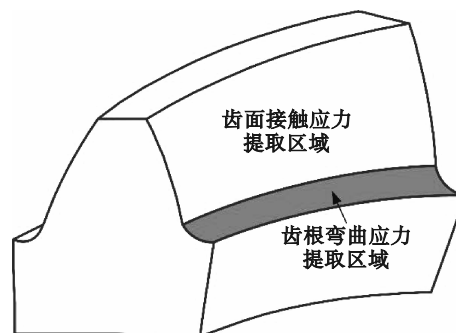


图 15 齿面及齿根应力提取位置
Fig. 15 Stress extraction position of tooth surface and tooth root

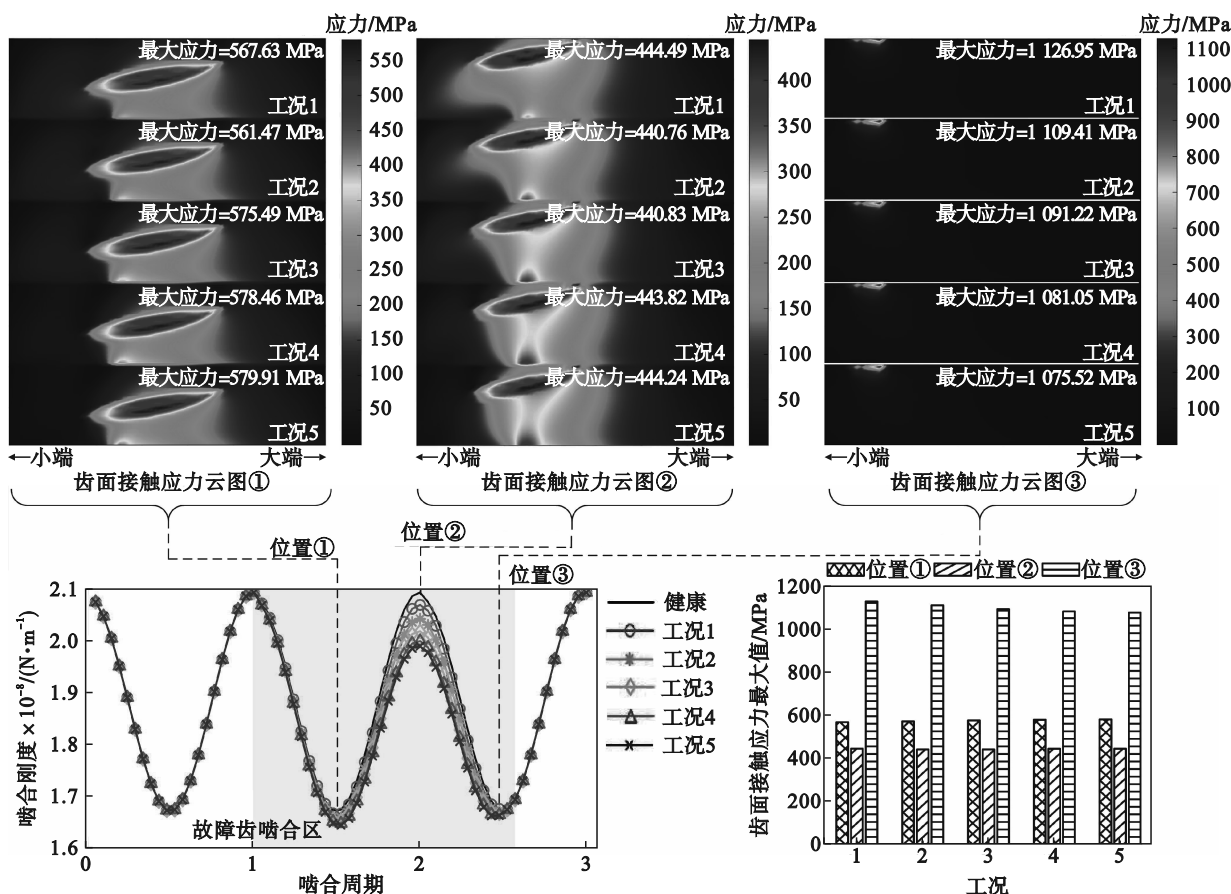


图 16 平面裂纹工况 1~5 齿面接触应力
Fig. 16 Contact stress of tooth surface under plane crack working conditions 1~5

从图 18 和图 19 中可以看出空间裂纹接触和弯曲应力的变化特点如下:

1) 当轮齿接触椭圆未啮合到裂纹线位置,如图 18 中齿面接触应力云图①的啮合位置所示,此时轮齿的承载部分不包含裂纹,所以裂纹深度的变化对齿面接触应力以及齿根弯曲应力的影响非常小.

2) 当轮齿接触椭圆啮合到裂纹线上,如图 18 中齿面接触应力云图②的啮合位置所示,此时

轮齿承载接触椭圆的部分分别位于裂纹线两侧的齿体部位.随着裂纹深度的增加,裂纹线外部的齿体部位抗变形能力逐渐下降,所以外部齿体的齿面接触应力下降,而裂纹线内部的齿体承受载荷逐渐增大,内部齿体的齿面接触应力逐渐增大,其中工况 5 增加 15.26%. 齿根弯曲应力小幅度增大,其中工况 5 增加 2.3%.

3) 当轮齿接触椭圆啮合过裂纹线,如图 16 中齿面接触应力云图③的啮合位置所示,轮齿承

载接触椭圆的部分位于裂纹线外部的齿体部位,随着裂纹深度的增加,裂纹线外部的齿体部位抗变形能力逐渐下降,裂纹齿的齿面接触应力逐渐

减小,其中工况 5 减小 8.91%。齿根过渡圆角处弯曲应力逐渐减小,其中工况 5 减小 47.11%。

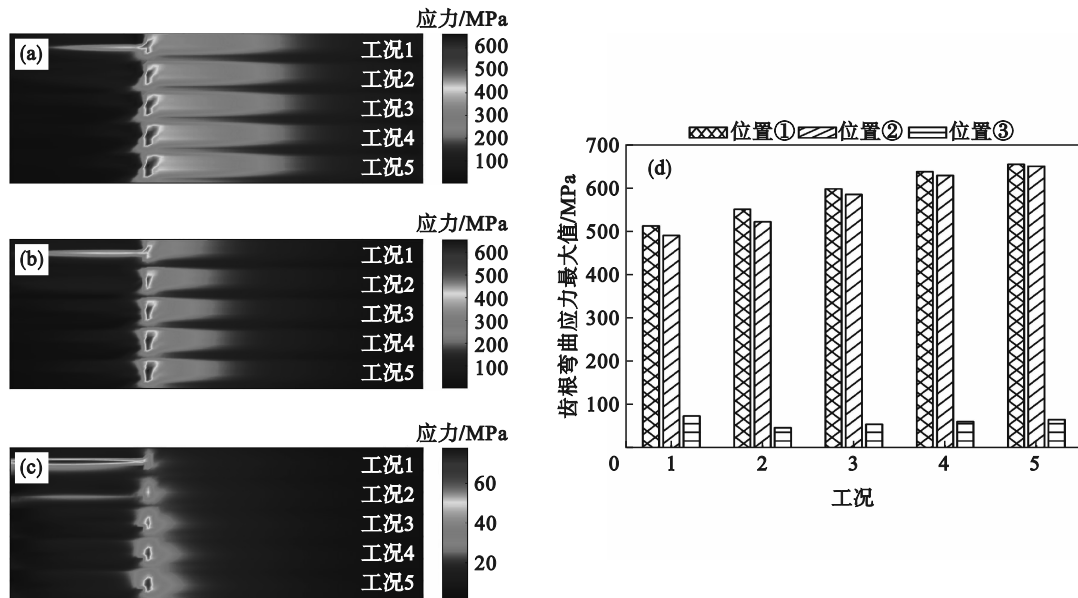


图 17 平面裂纹工况 1~5 各位置齿根弯曲应力

Fig. 17 Bending stress at tooth root of every position under plane crack working conditions 1~5 (a)一位置①应力云图; (b)一位置②应力云图; (c)一位置③应力云图; (d)一应力最大值。

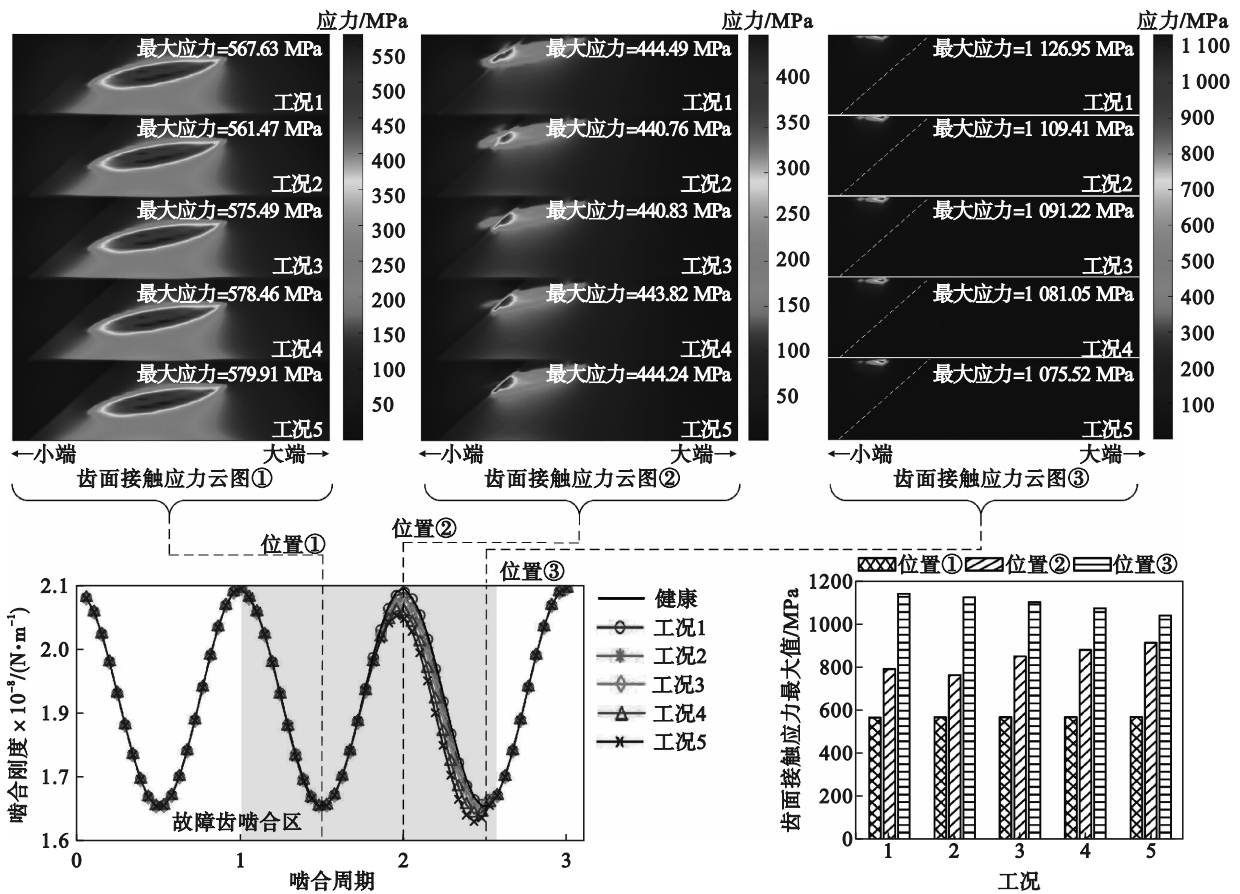


图 18 空间裂纹工况 1~5 齿面接触应力

Fig. 18 Contact stress of tooth surface under spatial crack working conditions 1~5

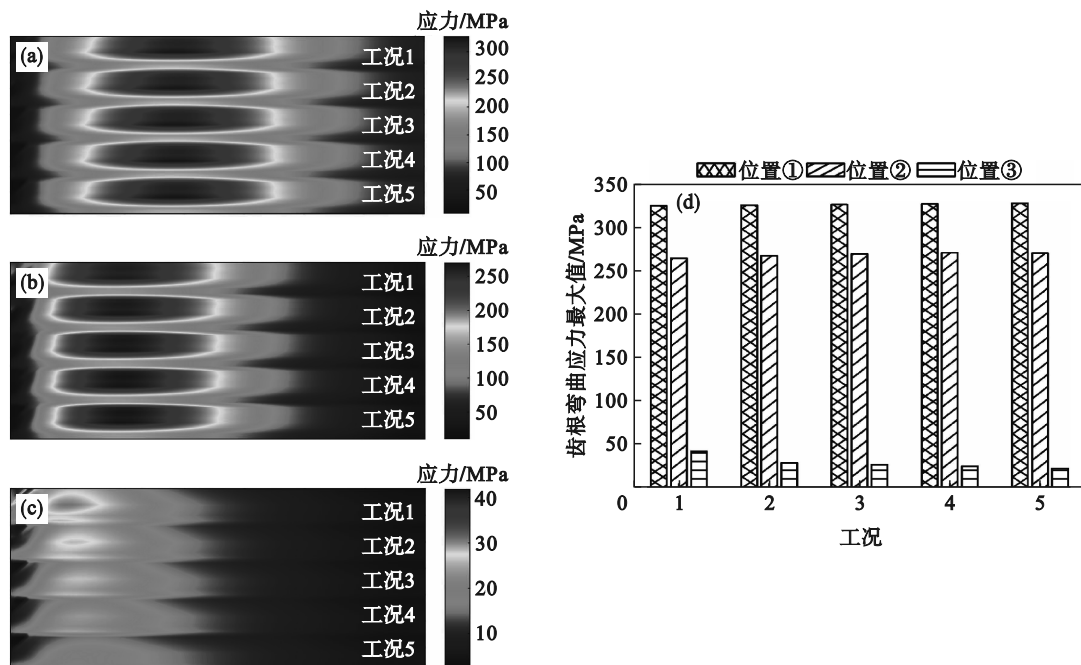


图 19 空间裂纹工况 1~5 各位置齿根弯曲应力

Fig. 19 Bending stress at the tooth root of every position under spatial crack working conditions 1~5

(a)—位置①应力云图; (b)—位置②应力云图; (c)—位置③应力云图; (d)—应力最大值.

4 结 论

1) 当轮齿接触椭圆移动到轮齿裂纹区域, 啮合刚度随着裂纹的严重程度增加而逐渐下降, 其中平面裂纹最多下降 27.58%, 空间裂纹最多下降 14.12%, 断齿最多下降 32.82%.

2) 在同时考虑到接触椭圆几何形状、接触点移动方向以及裂纹几何位置的情况下, 平面型裂纹在故障齿啮合区内对啮合刚度的影响区间长度相对大于空间型裂纹. 并且由于空间型裂纹对削弱轮齿的抗变形能力更为严重, 进而导致平面型裂纹对啮合刚度的影响比空间型裂纹更为剧烈.

3) 对于齿面接触应力以及齿根弯曲应力的影响因素, 主要是轮齿的转动位置, 其次是轮齿接触椭圆相对裂纹线的几何位置. 当接触椭圆移动到裂纹线上, 裂纹线两侧齿面的接触应力随着裂纹深度的增加而产生不同的增减趋势, 齿根弯曲应力增大; 当接触椭圆移动过了裂纹线, 裂纹齿的齿面接触应力随裂纹深度的增加而逐渐减小, 含空间型裂纹故障的轮齿齿根弯曲应力减小, 含平面型裂纹故障的轮齿齿根裂纹处应力集中逐渐增加.

参考文献:

[1] Zhou C J, Li Z D, Hu B, et al. Analytical solution to bending and contact strength of spiral bevel gears in consideration of

friction [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2017, 128/129: 475-485.

- [2] Hou X Y, Fang Z D, Zhang X J. Static contact analysis of spiral bevel gear based on modified VFIFE (vector form intrinsic finite element) method [J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2018, 60: 192-207.
- [3] Mu Y M, Li W L, Fang Z D. Tooth surface modification method of face milling spiral bevel gears with high contact ratio based on cutter blade profile correction [J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2020, 106(7): 3229-3237.
- [4] Pei X, Pu W, Wang Z Z. Contact stiffness and dynamic behavior caused by surface defects of spiral bevel gear in mixed lubrication [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2021, 121: 105129.
- [5] Wang Z Z, Pu W, Pei X, et al. Nonlinear dynamical behaviors of spiral bevel gears in transient mixed lubrication [J]. *Tribology International*, 2021, 160: 107022.
- [6] Hu Z H, Ding H, Peng S D, et al. Numerical determination to loaded tooth contact performances in consideration of misalignment for the spiral bevel gears [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2019, 151: 343-355.
- [7] Spievak L E, Wawrzynek P A, Ingrassia A R, et al. Simulating fatigue crack growth in spiral bevel gears [J]. *Engineering Fracture Mechanics*, 2000, 68(1): 53-76.
- [8] Ural A, Heber G, Wawrzynek P A, et al. Three dimensional, parallel, finite element simulation of fatigue crack growth in a spiral bevel pinion gear [J]. *Engineering Fracture Mechanics*, 2005, 72(8): 1148-1170.
- [9] Lewicki D G, Handschuh R F, Spievak L E, et al. Consideration of moving tooth load in gear crack propagation predictions [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2001, 123(1): 118-124.
- [10] Park M. Failure analysis of an accessory bevel gear installed on a J69 turbojet engine [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2003, 10(3): 371-382.

(下转第 1114 页)