

航空齿轮传动系统不对中异常状态下的动力学特性分析

栾孝驰¹, 吴承静¹, 沙云东¹, 张 引², 王胜红¹

(1. 沈阳航空航天大学 辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室, 沈阳 110136;

2. 中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 针对航空发动机齿轮传动系统装配不对中引起的疲劳断裂问题, 采用Hertz接触理论和瞬态动力学分析方法, 考虑齿轮轴线平行不对中异常装配状态, 建立了直齿轮副瞬态动力学分析模型, 研究了该齿轮副的时变啮合刚度和齿面接触应力的变化规律。结果表明: 随着双齿-单齿啮合的周期性变化, 时变啮合刚度也呈现出周期性变化; 时变啮合刚度在双齿啮合时减小, 在单齿啮合时增大, 且最大啮合刚度呈现出随着齿轮平行不对中角度增大而增大的规律。齿轮轴线平行角度影响齿面接触应力和轴向振动位移响应, 由于不对中角度增大, 齿轮啮合印痕逐渐向下偏移, 齿面接触应力增大明显, 且齿根处出现应力集中现象。不对中角度由 0.25° 增大至 1.00° 时, 齿面平均接触应力值由100 MPa增大至550 MPa。轴向振动位移幅值随不对中角度增大而增大, 最大总位移量达到3.161 mm; 随着不对中角度的增大, 齿轮齿根处载荷增大, 且齿根载荷的增大在频谱图上表现为转频幅值的增大。研究方法和分析结果可为航空齿轮传动系统装配异常状态的仿真分析提供一定参考。

关键词: 航空发动机; 齿轮传动系统; 平行不对中; 动力学特性; 啮合刚度; 接触应力

中图分类号: V233.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-2620(2025)01-0066-13

DOI: 10.3724/j.GTER.20250007

Analysis of dynamic characteristics of aviation gear transmission system under abnormal state of misalignment

LUAN Xiaochi¹, WU Chengjing¹, SHA Yundong¹, ZHANG Yin², WANG Shenghong¹

(1. Key Laboratory of Advanced Measurement and Test Technique for Aviation Propulsion System, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China;

2. AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015)

Abstract: To solve the fatigue fracture problem caused by misalignment of the gear transmission system of an aero-engine, the Hertz contact theory and transient dynamic analysis method were used to establish a transient dynamic analysis model of the spur gear pair, and the time-varying meshing stiffness and contact stress of the gear pair were analyzed. The results show that the time-varying meshing stiffness also presents a periodic change with the periodic change of the double-single meshing. The time-varying meshing stiffness decreases when two teeth are meshed and increases when one tooth is meshed. The maximum meshing stiffness increases as the parallel misalignment angle increases. The parallel angle of the gear axis affects the contact stress of the tooth surface and the response of axial vibration displacement. With the increase of the misalignment angle, the gear meshing trace gradually shifts downward, the contact stress of the tooth surface increases obviously, and the stress concentration occurs. When the misalignment angle increases from 0.25° to 1.00° , the average contact stress value of the tooth surface increases from 100 to 550 MPa. The amplitude of axial vibration displacement increases with the increase of misalignment angle,

收稿日期: 2024-08-09

基金项目: 辽宁省教育厅项目-面上项目(纵20240051); 辽宁省属本科高校基本科研业务费专项

作者简介: 栾孝驰(1987-), 男, 辽宁葫芦岛人, 副教授, 博士, 主要从事航空发动机机械传动系统状态监测与故障智能诊断、航空发动机关键构件效能评估与先进试验和测试技术等方面研究。

and the maximum total displacement reaches 3.161 mm. With the increase of misalignment angle, the load at the tooth root of the gear increases, and the increase of the load at the tooth root manifests as the increase of the amplitude of the rotation frequency in the spectrum diagram. The research method and analysis results can be reference for the simulation analysis of the assembly abnormal state of the aviation gear transmission system.

Key words: aero-engine; gear transmission system; parallel misalignment; dynamic characteristics; meshing stiffness; contact stress

1 引言

航空发动机齿轮系统工作转速高、动载荷大、波动性强、工作环境恶劣,齿轮的寿命和强度要经受巨大考验,这就要求齿轮系统有较高的加工精度和良好的安装、组合,否则传动时会出现较大噪声、振动以及冲击,易造成损伤失效^[1-2]。齿轮不对中问题是齿轮传动系统故障研究的一个常见问题,会引发机器不正常振动、轮齿摩擦损伤、齿轮组啮合偏载等一系列问题^[3]。因此,开展航空发动机直齿轮不对中瞬态动力学分析具有重要意义。

国内外研究人员对齿轮传动系统不对中引发的故障开展了大量的研究工作。KAHRAMAN和SINGH^[4]通过建立相关动力学模型,研究了内部和外部激励对有间隙齿轮副的非线性频率影响特性,并仿真得到了内部正弦激励的稳态解,通过与试验数据进行对比,验证了结果的正确性。GKIMISIS等^[5]构建了一种高效计算齿轮非线性动态响应的单自由度动力学模型,考虑轮齿间隙、啮合刚度和啮合冲击带来的影响,提出了一种在大范围载荷下仍可以保持高精度动态特性获取的高效方法,对单自由度动力学模型进行了数值求解,并与有限元方法和试验验证结果比对,表明了所研究方法的有效性与正确性。ONKARESHWAR等^[6]通过有限元法和数值解析法对建立的低接触比单级直齿轮进行仿真求解,分析了其刚度演化和振动响应变化规律,利用频谱分析研究了齿轮故障对振动幅值的影响,结果表明故障的出现会导致齿轮啮合刚度降低,在频谱中出现边频带。ERITENEL和PARKER^[7]使用集中参数法建立了齿轮副的平移-扭转三维非线性振动动力学模型,对模型进行数值求解,并与试验结果进行比较验证了模型的正确性。SAXENA等^[8]通过集中参数法研究了角度不对中误差与轮齿裂纹等多种故障耦合时对齿轮啮合刚度的影响,结合不对中导致的齿轮沿齿向载荷分布的规律,对故障轮齿的弯曲刚度和剪切刚度进行了修正,根据不对中轮齿

的受力模型提出了扭转刚度及其计算方法,得到了存在不对中误差时齿轮的啮合刚度变化规律。RODA-CASANOVA等^[9]研究了由轴弯曲造成的不对中误差对渐开线圆柱齿轮在传动过程中产生的变化规律,针对齿轮传动过程中存在的不对中误差提出了多种不同的数值求解方法和分析模型,利用提出的模型分析了存在不对中误差时对齿轮传动特性有关参数的影响规律。KOIDE等^[10]搭建了一个考虑轴变形、轴承变形和齿轮基体变形存在时的齿轮不对中等效模型,推导了齿轮轴弯曲和扭转变形的变形公式,得到了齿轮等效不对中的计算方法,并验证了该模型的有效性。JIANG等^[11]考虑不对中,建立了八自由度齿轮副的解析模型,研究了当轴不对中存在时,齿轮接触线长度的变化、沿接触线长度方向载荷分布的变化以及引起齿轮动态特性的变化。通过对不同摩擦系数模型和角度不对中误差情况下齿轮副实例的仿真,得到了沿接触线具有恒定啮合刚度密度的动态响应变化规律。齿轮传动系统在工作过程中会产生热变形以及磨损,这些因素均会导致齿轮不平衡振动增大^[12]。受自身结构或工作环境的影响,质量不平衡问题有时会导致齿轮脱啮,甚至引发拍振现象的发生。质量不平衡是产生齿轮转子涡动的来源之一,转子涡动对齿面动载荷有较大影响^[13]。由过大的不平衡量引起的振动危害极为严重,将导致机械载荷增加、效率降低、使齿轮易于疲劳、磨损而缩短寿命,严重者甚至直接导致飞行安全事故^[14]。

分析上述研究发现,其研究方向多为建立新型不对中模型、提出多种方法分析影响规律、使用多种方法结合弯曲刚度与剪切刚度开展研究,而针对航空齿轮不对中异常状态下的时变啮合刚度和齿面接触应力变化规律的研究较少。为此,本文针对航空发动机附件传动系统某对齿轮副不对中异常状态进行齿轮动力学特性分析,通过改变齿轮副装配时轴线平行度夹角模拟不对中异常状态,研究航空发动

机传动直齿轮在工作过程中的动力学特性变化,为进一步增加齿轮系统传动的稳定性提供理论依据,具有工程实际意义。

2 齿轮动力学基本理论

2.1 齿轮计算相关理论

齿轮特性作为系统内一个基本动态特性,其包含系统的固有频率和振型。对于齿轮传动系统,基于机械振动理论知识建立结构的振动系统方程为:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

式中: $[M]$ 为结构的质量矩阵; $[C]$ 为结构的阻尼矩阵; $[K]$ 为结构的刚度矩阵; $\{\ddot{x}\}$ 为结构的加速度向量; $\{\dot{x}\}$ 为结构的速度向量; $\{x\}$ 为结构的位移向量; $\{F(t)\}$ 为外加载荷向量。

系统的特征值和特征向量决定结构模态,求解系统的特征值和特征向量即可得到系统的固有频率以及振型^[15]。当 $\{F(t)\} = 0$ 时,即无外力的情况下,可认为系统的阻尼对固有频率及振型的影响较小,可将式(1)系统方程简化为:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \quad (2)$$

经过一系列简谐振动的叠加即可视为系统的自由振动。当发生简谐振动时,位移可表示为:

$$\{x(t)\} = X \sin(\omega t) \quad (3)$$

式中: X 为系统振动的振幅矩阵。

将式(3)代入式(2)得系统的特征矩阵方程为:

$$([K] - \omega^2[M])\{x\} = 0 \quad (4)$$

当 $[K] - \omega^2[M] = 0$ 时,式(4)方程有解,则特征方程为:

$$\Delta(\omega^2) = |[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (5)$$

令 $\lambda = \omega^2$, 即为矩阵 K 的特征值, 向量 $\{x\}$ 为特征向量。通过式(5)可解出特征值, 由理论知识可知, 特征值的平方根即为固有频率值 ω , 将 ω 代入式(4)即可得出位移向量 $\{x\}$ 。

2.2 赫兹接触理论

齿轮传动问题涉及结构动力学和接触力学, 当2个物体相互接触时, 在接触区域附近会产生接触应力和变形。图1为Hertz接触模型, 图中 F 为系统所受外力; B 为接触线长度; ρ_1 、 ρ_2 分别为两齿廓在节点处的曲率半径。将该模型应用到因受压力发生弹性接

触变形的相互啮合的2个齿轮面。假设2个齿轮受到外力 F , 齿轮接触面受压, 线接触变成面接触, 产生接触应力, 其中最大接触应力在接触区中线, 其值为:

$$\sigma = \sqrt{\frac{F \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}{\pi B \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (6)$$

式中: μ_1 、 μ_2 分别为2个齿轮的泊松比; E_1 、 E_2 分别为2个齿轮的弹性模量。

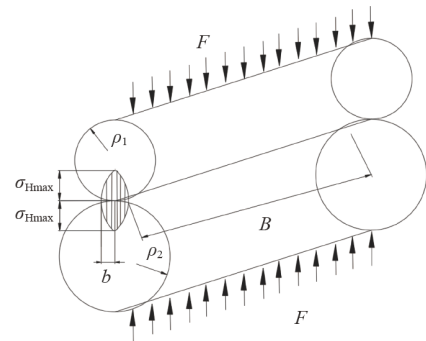


图1 Hertz接触模型

Fig.1 Hertz contact model

3 传动直齿轮仿真模型

选取某型航空发动机传动系统中的直齿圆柱齿轮为研究对象, 建立UG模型。齿轮模数为3; 压力角为20°; 主动直齿轮齿数为23, 齿宽20 mm; 从动直齿轮齿数为45, 齿宽16 mm。根据图纸要求, 完成齿轮轴整体装配。建立的齿轮模型如图2所示。将模型导入Ansys软件, 并按照表1进行材料属性定义。

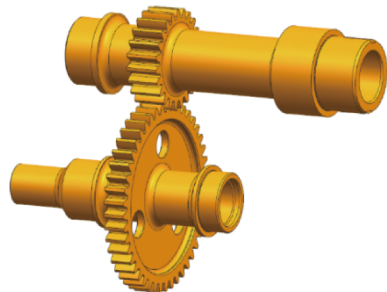


图2 直齿圆柱齿轮三维模型

Fig.2 Three-dimensional model of the spur cylindrical gear

表1 航空齿轮渗碳钢材料参数

Table 1 Material parameters of aviation gear carburized steel

杨氏模量 E/GPa	泊松比 μ	密度 $\rho/(10^3 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3})$
215	0.38	7.86

综合对比求解精度和求解效率,网格划分方式选用四面体,根据从动齿轮固有频率相对误差变化进行网格无关性验证。图3为网格无关性验证结果。结果表明:网格尺寸到2 mm时前五节径固有频率相对误差降为0.1%左右,继续减小尺寸后相对误差趋于稳定,因此整体网格划分尺寸确定为1 mm。齿轮的网格划分结果如图4所示。主动齿轮轴为387 657个单元,661 753个节点;从动齿轮轴为330 814个单元,569 967个节点。

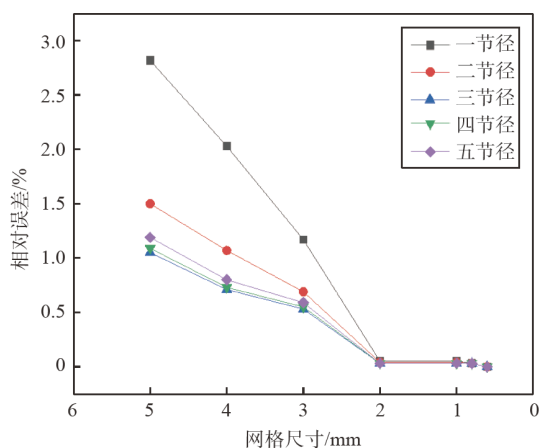


图3 网格无关性验证

Fig.3 Grid independence verification

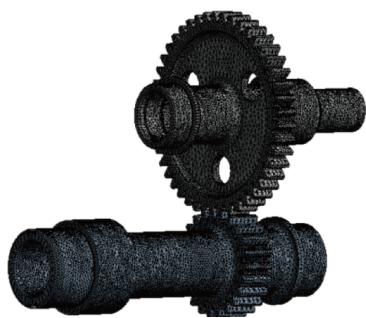


图4 主、从动齿轮网格划分模型

Fig.4 Mesh generation model of main and driven gears

对齿轮进行模态分析研究,求解齿轮的固有频率和固有振型,为进一步研究提供理论依据。使用Ansys软件进行有限元仿真分析,以便更直观地分析齿轮的固有特性。提取模态分析计算结果,基于所得的固有频率值,去除计算所得的固有频率的重复值,齿轮的前四节径模态振型图如图5所示。

4 传动直齿轮瞬态动力学特性分析

4.1 瞬态动力学边界条件设置

在进行航空直齿轮瞬态动力学仿真计算前,根

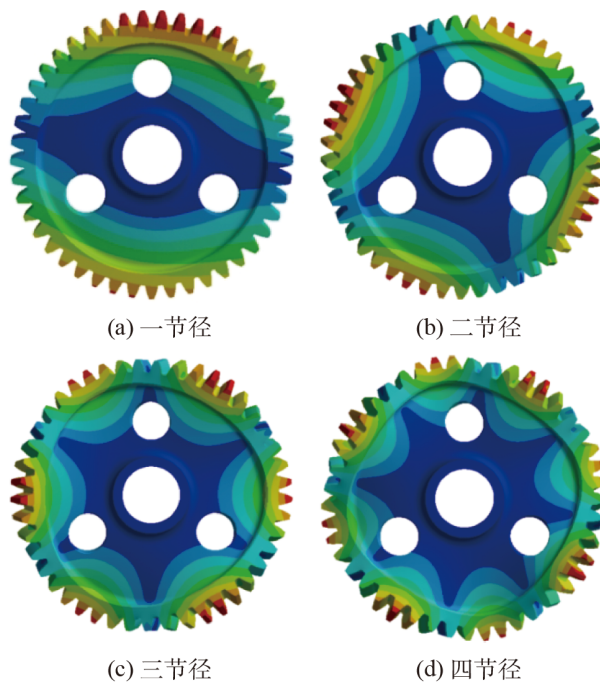


图5 从动轮模态分析振型图

Fig.5 Modal analysis diagram of the driven gear

据航空直齿轮实际工况对齿轮进行边界条件设置。

(1) 齿轮齿面接触对设置

使用Ansys软件进行有限元动力学仿真时需要通过建立接触对模拟齿轮转动过程中的啮合。设置主动轮的啮合齿面为接触面,从动轮的啮合齿面为目标面,如图6所示。若面接触类型为摩擦,则摩擦系数为0.05,其他参数为系统默认设置。

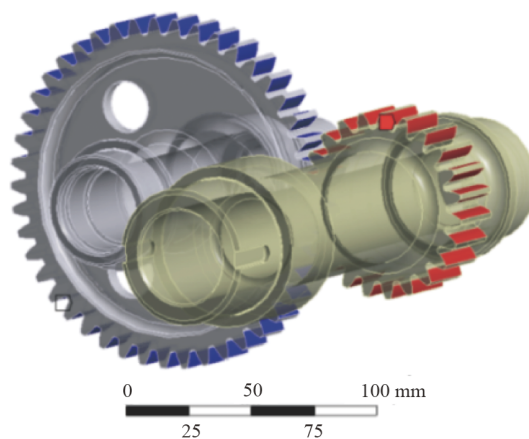


图6 齿轮接触对设置

Fig.6 Gear contact pair setting

(2) 模型边界条件设置及载荷施加

进行瞬态动力学分析时,只释放主动齿轮轴的z轴向旋转自由度,同时固定其他自由度,从动齿轮轴

上只保留绕 z 轴的转动自由度,对从动齿轮轴施加扭矩,如图7所示。为使齿轮运动更加平稳,转速和扭矩的施加方式均为先线性斜坡加载,直至达到要求的载荷最大值;随后再阶跃式加载,数值保持载荷最大值不变。其中,主动齿轮轴转速设置为300 r/min,从动轮扭矩为50 N·m。分析子步、转速及扭矩设置如图7所示。

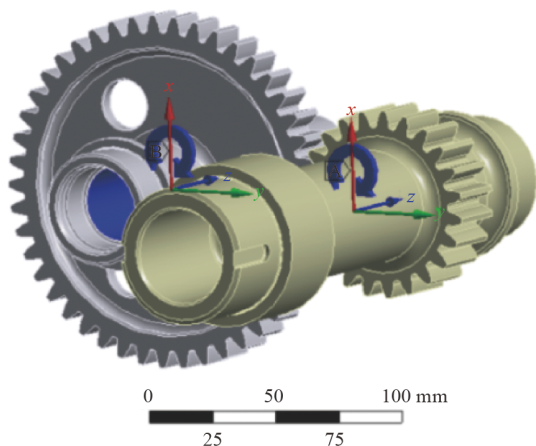


图7 分析子步、转速及扭矩设置示意图

Fig.7 Schematic diagram of sub-step analysis, speed, and torque settings

提取齿轮轴瞬态动力学分析结果中的齿面最大接触应力数据,绘制最大接触应力变化曲线,如图8所示。提取齿轮的齿面平均接触应力数据,绘制平均接触应力变化曲线,如图9所示。观察应力变化曲线可知,齿轮所受应力是有规律不断变化的,说明单、双齿啮合不断交替,而平均接触应力也随着双齿—单齿啮合呈现大致的周期性变化。

4.2 传动齿轮轴线平行不对中状态动力学特性变化

4.2.1 接触应力变化

建立齿轮轴线平面内轴线夹角为 0.25° 、 0.50° 、

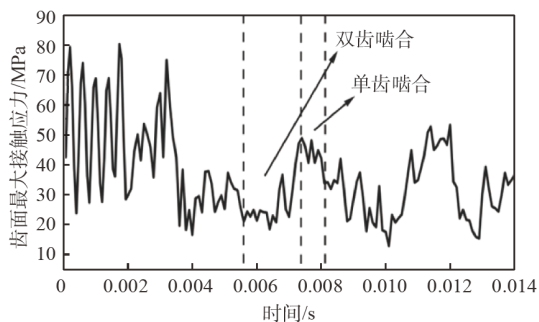


图8 正常啮合状态接触齿面最大应力曲线

Fig.8 Maximum stress curve of contact tooth surface in the normal meshing state

0.75° 、 1.00° 等的齿轮模型,如图10所示。齿轮正常啮合状态与不对中状态啮合印痕对比如图11所示。

为更加方便准确地分析齿轮接触齿面应力变化,引入载荷因子这一参数。在进行仿真分析时,接触面载荷因子是影响计算迭代收敛的一个主要因素,其值越小越易收敛,但会引入齿穿透,造成求解精度差。接触区域齿面处载荷因子计算公式为:

$$\kappa = \sigma_m / \sigma_a \quad (7)$$

式中: κ 为载荷因子; σ_m 为齿面应力最大值; σ_a 为齿面

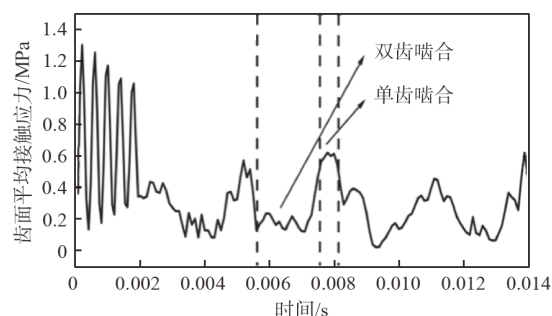


图9 正常啮合状态接触齿面平均应力曲线

Fig.9 Average stress curve of contact tooth surface in the normal meshing state

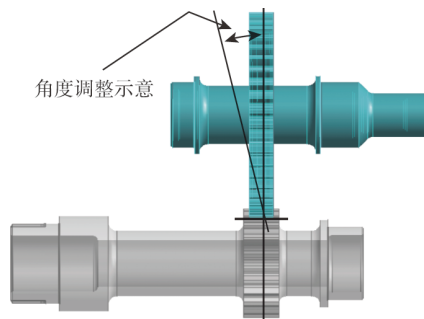


图10 轴线平行度偏差角度设置示意图

Fig.10 Diagram of axis parallelism deviation angle setting

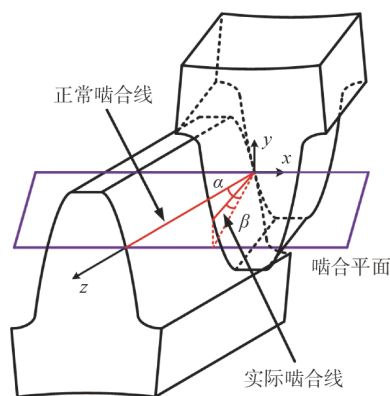


图11 齿轮啮合区域变化图

Fig.11 Variation diagram of the gear meshing area

应力平均值。

按照前文所述的瞬态动力学分析流程,对建立的不同轴线夹角模型进行分析设置,利用Ansys软件进行仿真计算。提取齿轮瞬态动力学分析结果中的齿面接触应力数据,绘制载荷因子变化曲线,如图12所示。齿面接触应力云图如图13所示。

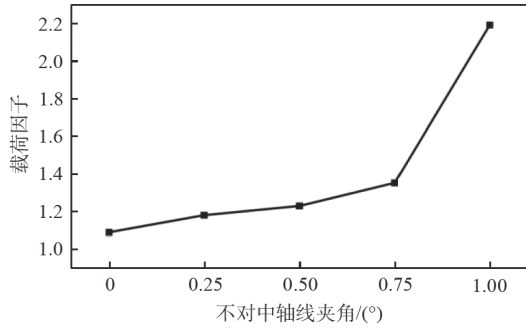


图12 不对中状态载荷因子曲线

Fig.12 Load factor curve of the misalignment state

由图13可知,随着齿轮轴线夹角增大,齿轮齿面接触应力增大,且齿面最大接触应力增加程度剧烈。当不对中角度为 1.00° 时,其应力值急剧增大至550 MPa。即随着轴线夹角的增加,齿轮不对中状

态时在齿轮偏转方向上的齿面最大接触应力区域逐渐增大,出现应力集中;同时,这种现象也反映出齿轮啮合区域发生改变。此种状态会造成齿轮发生齿面磨损以及疲劳失效、应力集中,极易造成齿面点蚀,对齿轮传动系统的危害极大。

4.2.2 啮合刚度变化

在齿轮传动过程中,齿轮啮合刚度对于传动的平稳性具有非常重要的作用。如果齿轮啮合刚度太低,则传动可能变得不稳定,从而导致噪声和振动增加;如果齿轮啮合刚度太高,则传动可能变得不平稳。需要注意的是,齿轮啮合刚度受到齿轮形变、啮合阻尼、分布载荷、齿廓修型以及重合度等因素影响。因此,在设计和制造齿轮传动系统时,需要对齿轮啮合刚度进行精确地计算和测试,以确保传动系统的性能和寿命。根据文献[16]提出的齿轮啮合刚度计算方法,总结得到啮合刚度计算表达式为:

$$k_m(t) = \frac{T_C}{(r_{cb}\varphi_c - r_{db}\varphi_d)r_{cb}} \quad (8)$$

式中: T_C 为外界对主动轮的驱动力矩; r_{cb} 、 r_{db} 分别为主动轮和从动轮的基圆半径; φ_c 、 φ_d 分别为主动轮和从动轮的转角。

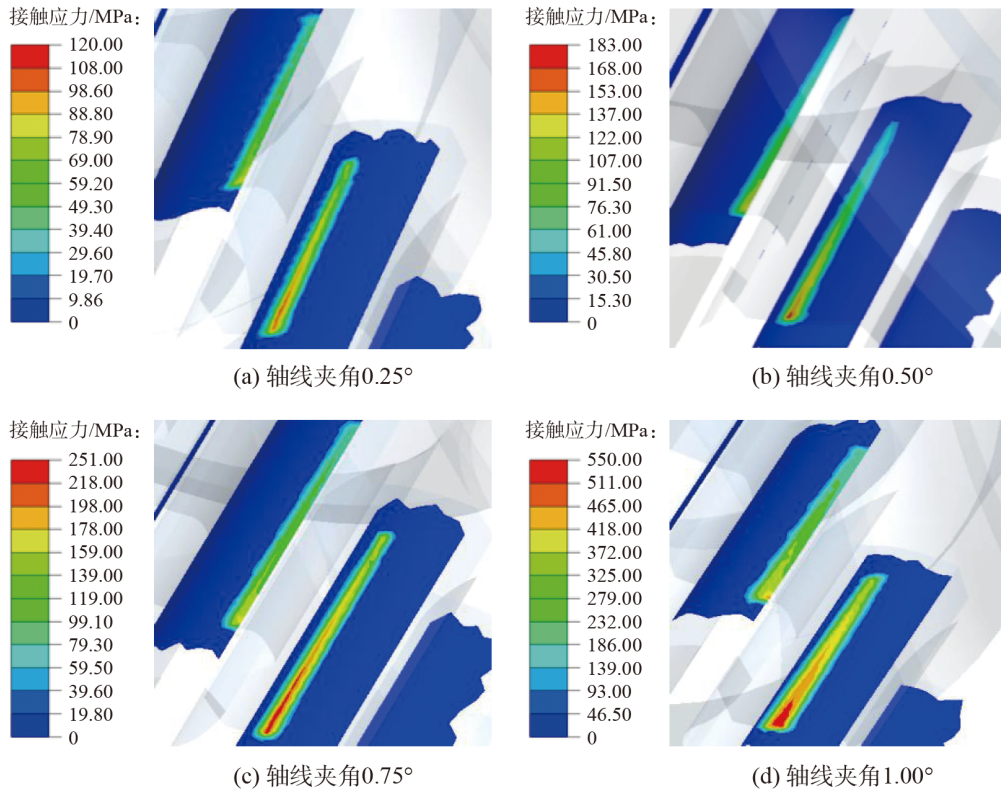


图13 $t=14$ ms时齿面接触应力云图

Fig.13 Tooth surface contact stress nephogram at $t=14$ ms

基圆半径 r_b (r_{cb}, r_{db})的计算公式为:

$$r_b = \frac{mZ\cos\alpha}{2} \quad (9)$$

外界对主动轮的驱动力矩计算公式为:

$$T_C = 9\,550 \times P / n \quad (10)$$

转动频率计算公式为:

$$f_z = \frac{n}{60} \quad (11)$$

啮合频率计算公式为:

$$f_n = f_z Z \quad (12)$$

上述公式中: m 为齿轮模数; Z 为齿轮齿数; α 为齿轮压力角; P 为动力输入端电机功率,单位为kW; n 为主动轮转速,单位为r/min。

$m=3$, 主动轮和从动轮的齿轮齿数分别为23、

45, $\alpha=20^\circ$, $P=2$ kW, $n=300$ r/min, 则 $r_{cb}=32.42$ mm, $r_{db}=63.43$ mm, $T_C=63.67$ N·m。

通过Ansys软件进行瞬态动力学有限元仿真分析计算后,即可提取出主动轮以及从动轮转角,代入式(8)可求出齿轮的时变啮合刚度。

图14为不同轴线夹角下的时变啮合刚度曲线。表2给出了齿轮不同轴线夹角状态最大时变啮合刚度。由表可知,最大时变啮合刚度随着齿轮轴线夹角增大而增大,不对中状态下齿轮的啮合刚度随轴线夹角角度的增大而增大,证明了齿轮不对中异常状态对齿轮刚度存在一定的影响,当不对中角度增大时,齿轮刚度也逐渐增大。

4.2.3 轴向位移和轴向应力响应

调整主动齿轮转速为3 000 r/min,加载时间为

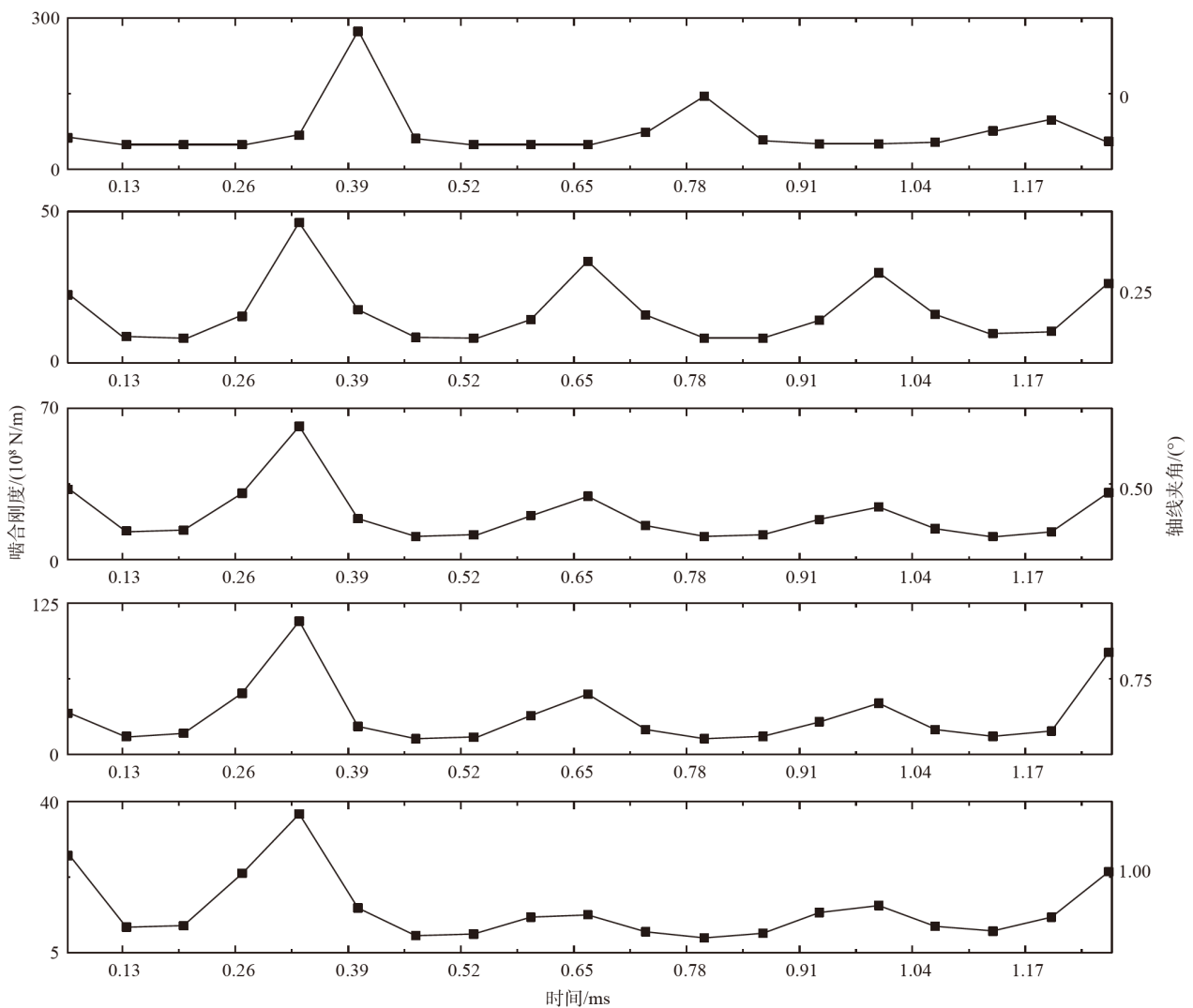


图14 齿轮不同轴线夹角的时变啮合刚度变化曲线

Fig.14 Time-varying meshing stiffness curves of gears with different axis angles

表2 齿轮不同轴线夹角状态最大时变啮合刚度
Table 2 Maximum time-varying meshing stiffness of gears with different axis angles

齿轮轴线夹角/(°)	最大时变啮合刚度/(10 ¹⁰ N/m)
0	1.22
0.25	1.65
0.50	5.40
0.75	5.51
1.00	18.80

0.005 s,稳定工作时间为0.120 s。随着轴线平行度偏差角度由0.25°、0.50°、0.75°、1.00°不断增大,齿轮轴向位移响应也发生相应改变。图15为轴线偏差角度为0.25°、0.50°、0.75°、1.00°时,从动齿轮在0.07 s时的位移展开图,提取齿轮接近齿根处的沿轮齿圆周节点的轴向位移,即从节点166 814开始编号,到节点167 624结束编号,共811个节点。

表3为0.07 s时不同轴线夹角工况下的轴向位移最值及差值。结合图15可知,随着齿轮周线角度不断增大,齿轮在啮合过程中的轴向振动位移也在不断增大,齿轮在轴线夹角为1.00°的工况下工作时,齿轮轴向振动总位移量差值达到3.161 mm。若齿轮长时间在此工况下工作,极易发生疲劳损坏。图16为不同轴线夹角时齿轮轴向振动位移的频谱图。

表3 0.07 s时不同轴线夹角工况下的轴向位移最值及差值
Table 3 Maximum value and difference of axial displacements under different axis angles at 0.07 s

轴线夹角/(°)	最大值/mm	最小值/mm	差值/mm
0.25	0.403	-0.394	0.797
0.50	0.782	-0.800	1.582
0.75	1.166	-1.200	2.366
1.00	1.583	-1.578	3.161

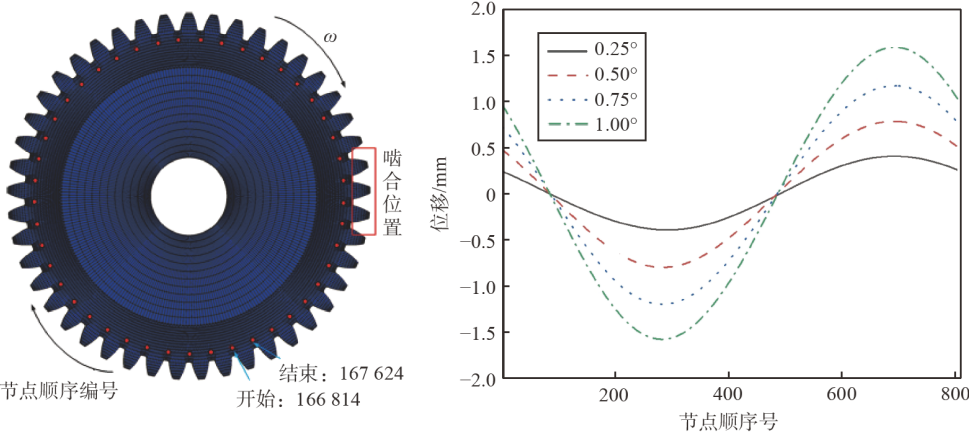


图15 不同节点提取及其轴向位移时域图

Fig.15 Different node extractions and axial displacement time domain diagram

可以明显看出,不对中角度为1.00°时的轴向位移达到最大。

表4为不同轴线夹角下的等效应力幅值和转频幅值。由表可知,随着不对中角度逐渐增大,齿轮的等效应力幅值和转频的幅值逐渐增大,由式(11)、式(12)计算可得齿轮的啮频幅值同样增大。齿轮载荷是影响齿轮啮频幅值的主要因素,齿轮轴线夹角增大导致载荷增大,载荷增大导致齿轮的啮频和转频的幅值增大,这一点在图17中也得到了证实。在实际信号监测时,不对中角度增大可能是转频和啮频幅值增大的原因。

表4 不同轴线夹角下的等效应力幅值和转频幅值
Table 4 Equivalent stress amplitudes and rotation frequency amplitudes under different axis angles

不对中角度/(°)	等效应力幅值/MPa	转频幅值/mm
0.25	87.28	0.25
0.50	91.81	0.50
0.75	99.99	0.75
1.00	138.39	1.00

4.2.4 齿根应力时域与频域分析

当不对中角度为0.25°、0.50°、0.75°和1.00°时,提取从动直齿轮齿根处测点(节点编号167 624)的加速度及应力时域信号,并对从动直齿轮的齿根应力进行频域分析,如图18所示。可以看出,当不对中角度为0.25°时,应力最大值为57.6 MPa;当不对中角度为0.50°时,应力最大值为88.9 MPa;当不对中角度为0.75°时,应力最大值为100.0 MPa;当不对中角度为1.00°时,应力最大值为126.0 MPa。齿根应力最大值呈现出随着轴向不对中角度的增大而增大

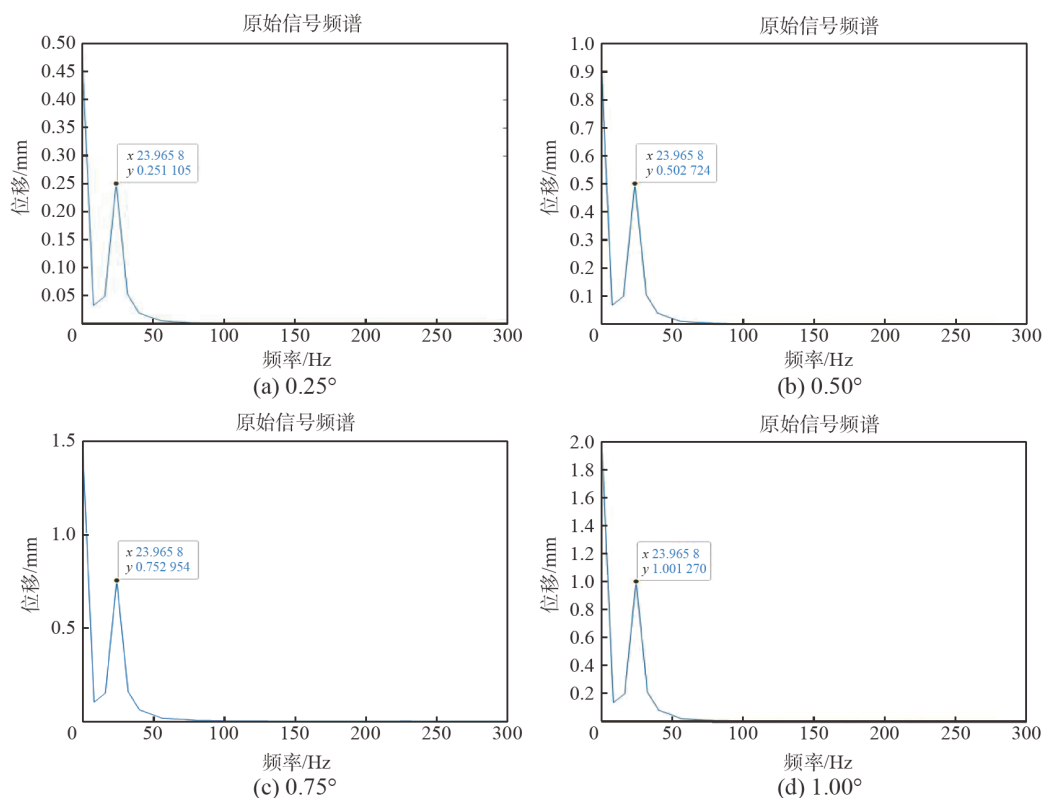


图16 齿轮不同轴线夹角状态下轴向位移频谱图

Fig.16 Axial displacement spectrum of gears under different axial angles

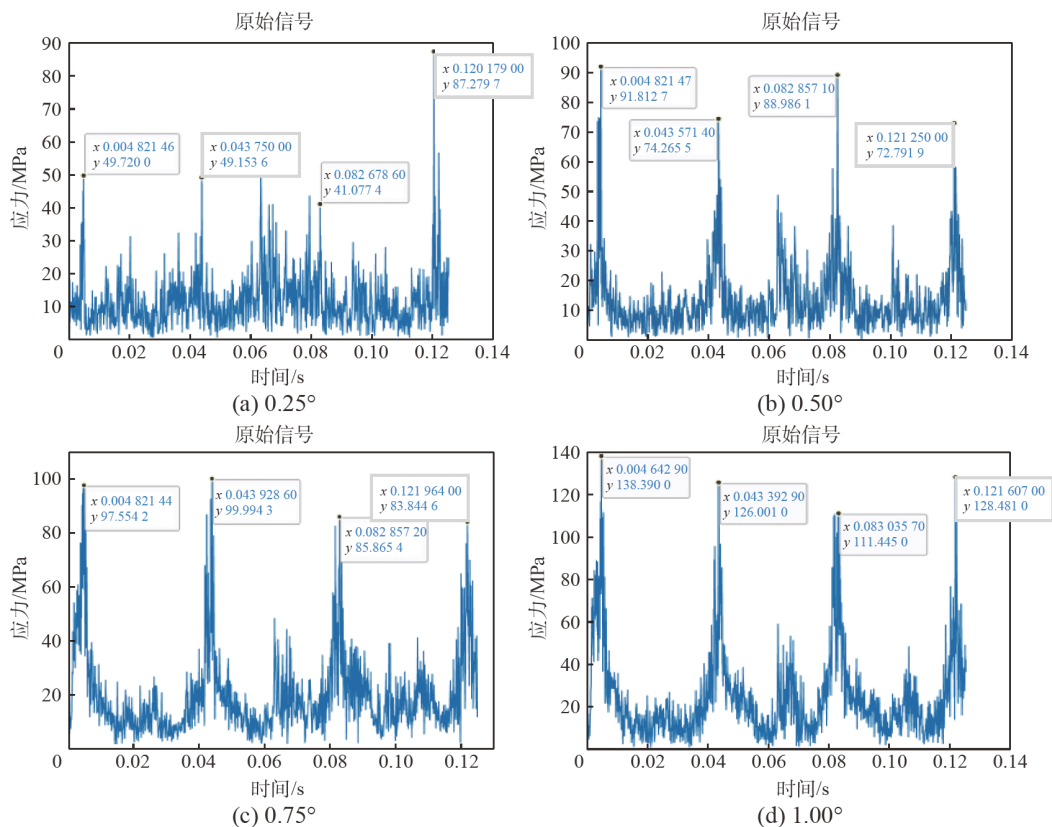


图17 齿轮不同轴线夹角状态下等效应力时域图

Fig.17 Time domain diagram of equivalent stress under different axis angles of gears

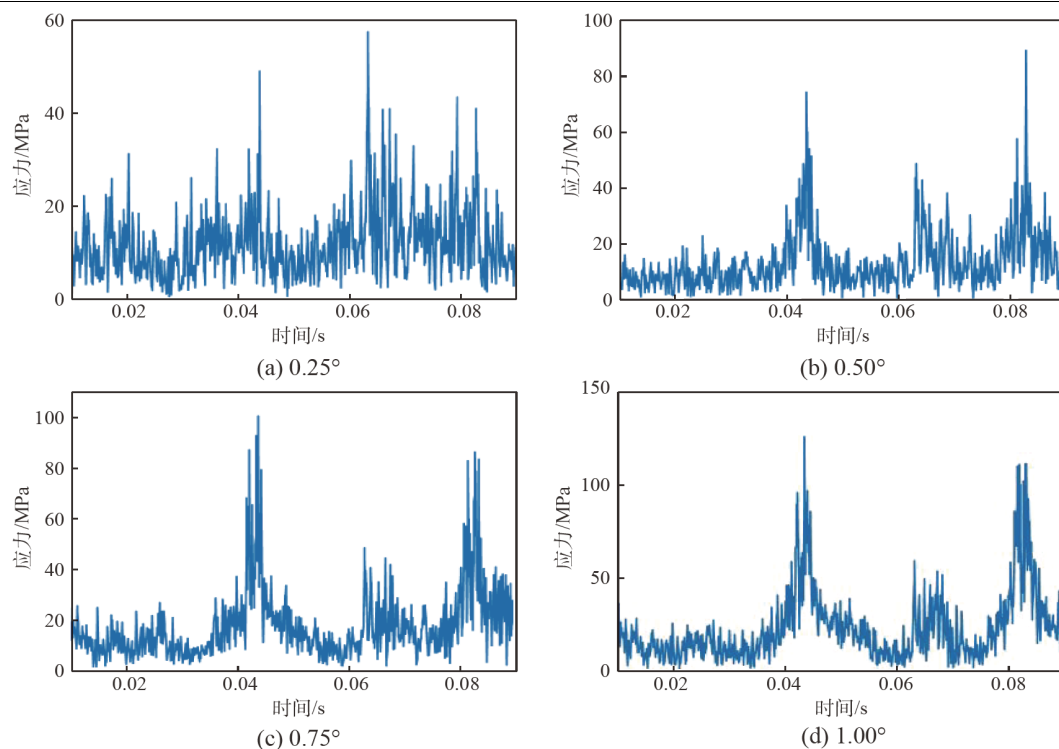


图18 不同不对中角度下的齿根应力时域分析

Fig.18 Time domain analysis of tooth root stress under different misalignment angles

的规律。这是因为齿轮在啮合过程中随着不对中角度的增大,齿轮产生逐渐增大的轴向激振力,更容易激起圆柱齿轮的行波振动,而行波振动存在会更容易导致齿根处应力集中,从而使齿根处发生结构的破坏失效,这与齿轮实际工作过程中的变化规律相符。

为进一步验证不对中对齿轮振动的影响规律,提取齿轮齿根处(测点167 624)加速度时域图,如图19所示。可以看出,随着不对中角度的增大,齿轮齿根处加速度整体逐渐增大。当不对中角度为 0.25° 时,振动加速度绝对值在 0.1 m/s^2 上下波动;当不对中角度为 0.50° 时,振动加速度绝对值在 0.3 m/s^2 上下波动;当不对中角度为 0.70° 时,振动加速度绝对值在 0.5 m/s^2 上下波动;当不对中角度为 1.00° 时,振动加速度绝对值在 1.0 m/s^2 上下波动。该变化规律与应力变化规律一致,即随着不对中角度的增大,齿轮齿根处变形更加剧烈,导致齿根处应力也逐渐增大。

为进一步准确得出不对中角度对从动轮齿根处(测点167 624)应力的影响,对不对中齿根应力进行频域分析,见图20。可以看出,不对中角度为 0.25° 时转频信号不明显,但转频的2倍频和啮合频

率明显;不对中角度为 0.50° 时出现转频及转频的2倍频,同时还可见啮合频率和其周围的调制频率;不对中角度为 0.75° 时,转频与其2倍频的峰值逐渐升高,啮合频率和周围的调制频率出现并且峰值略微升高;不对中角度为 1.00° 时,转频及其2倍频峰值达到最高,啮合频率及其调制频率仍然存在。不对中异常状态的频域图的一大特点就是2倍频明显,随着不对中角度逐渐增大,转频的2倍频始终存在并逐渐增大。

5 结论

针对航空发动机传动齿轮系统不对中异常状态,分别计算了不对中角度为 0.25° 、 0.50° 、 0.75° 、 1.00° 时的航空直齿轮啮合模型,总结了传动齿轮出现不对中状态时齿轮动力学特性的变化规律。主要结论如下:

(1) 啮合刚度随着双齿-单齿啮合的规律呈周期性变化,双齿啮合时啮合刚度减小,单齿啮合时啮合刚度增大。随着齿轮不对中角度增大为 0.25° 、 0.50° 、 0.75° 、 1.00° ,单齿啮合时的啮合刚度最大值逐渐增大,此时啮合刚度会在极大值与极小值之间周期性变化。长期在啮合刚度变化过大的状态下工

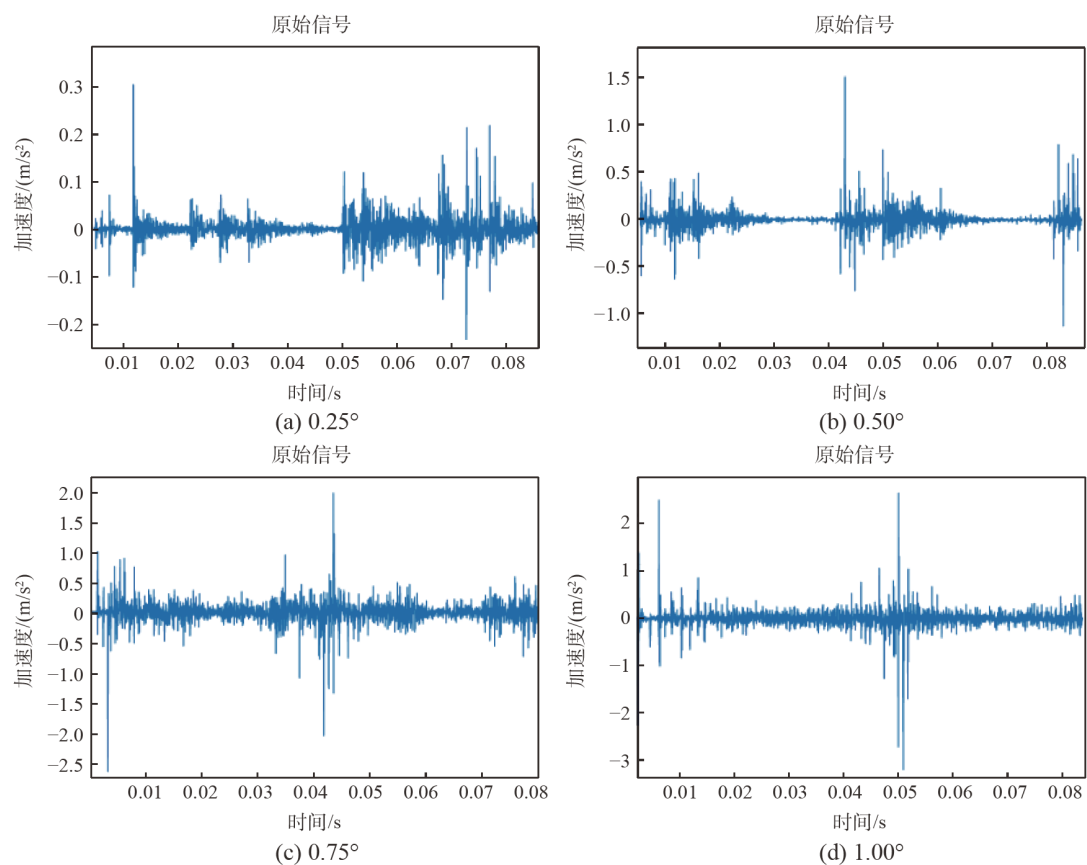


图19 不同不对中角度下的齿根振动加速度时域分析

Fig.19 Time domain analysis of tooth root vibration acceleration under different misalignment angles

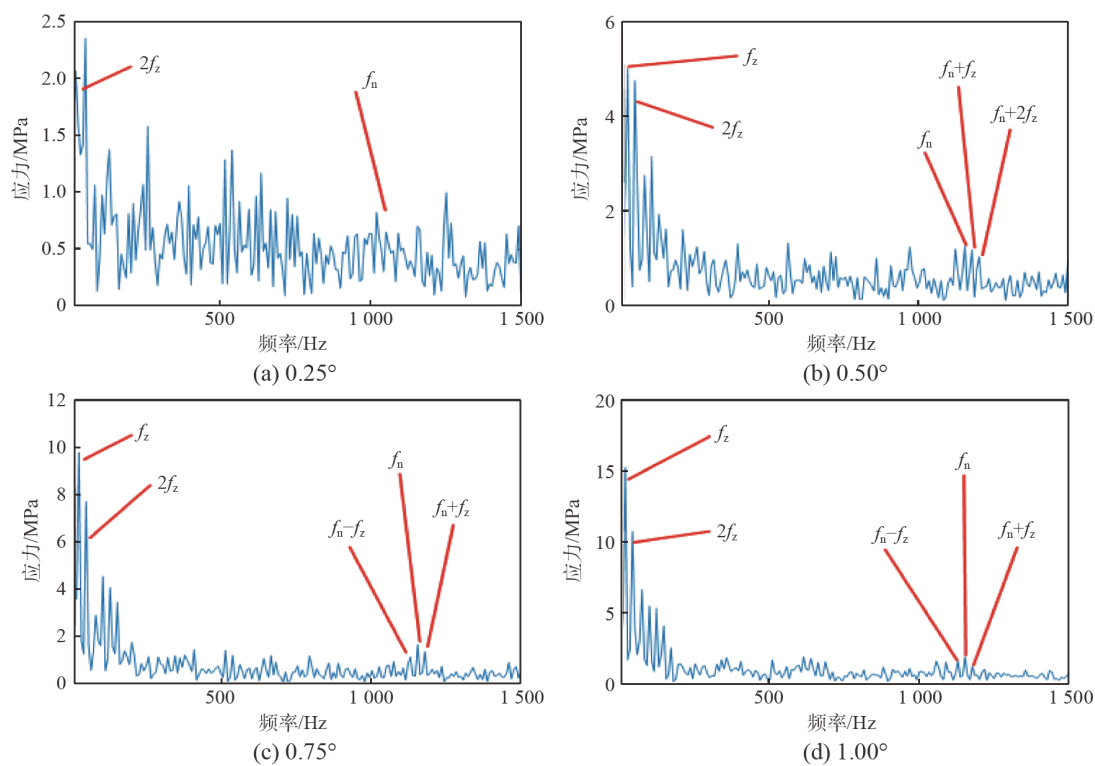


图20 不同不对中角度下的齿根应力频域图分析

Fig.20 Frequency domain analysis of root stress under different misalignment angles

作,齿轮的工作寿命会被极大削减。

(2) 随着齿轮不对中角度增大为 0.25° 、 0.50° 、 0.75° 、 1.00° ,齿轮啮合印痕逐渐向一侧聚集,且啮合印痕轴向长度也逐渐减小,导致齿轮啮合面出现应力集中的现象,并且最大应力值点逐渐向轴线偏斜方向转移。长期在应力集中的状态下工作,齿轮会出现疲劳裂纹、齿面剥落甚至是断裂现象。

(3) 齿轮轴线夹角角度影响齿面接触应力。随着轴线夹角角度增大,齿面接触应力增大明显。其中,当主动轮转速为300 r/min,从动轮扭矩为50 N·m时,对比齿轮正常啮合状态下齿轮齿面接触应力,轴线夹角为 0.25° 、 0.50° 、 0.75° 、 1.00° ,齿轮齿面平均接触应力逐渐增大为100、150、250、550 MPa,在该异常状态下工作,即便是较低的转速也会产生较大的应力,导致齿轮损坏。

(4) 随着齿轮轴线角度增大为 0.25° 、 0.50° 、 0.75° 、 1.00° ,齿轮齿根处的轴向位移、等效应力及振动加速度也逐渐增大。当轴线夹角达到 1.00° 时,轴向振动位移、等效应力及振动加速度达到最大,最大轴向位移量差值达到3.161 mm,最大等效应力达到138.39 MPa,最大振动加速度绝对值在 1.0 m/s^2 上下波动。在该状态下工作时,齿轮辐板做大位移往复运动并伴随剧烈的应力波动,极易产生疲劳现象并发生辐板断裂。轴线夹角增大导致载荷增大,载荷增大又使转频幅值增大,在齿轮异常状态监测时,不对中角度的增大可能是导致转频和啮频幅值增大的原因。

参考文献:

- [1] 赵 钱. 发动机传动齿轮装配参数对动力学特性敏感度分析[D]. 沈阳:沈阳航空航天大学,2020.
ZHAO Qian. Sensitivity analysis of engine transmission gear installation parameters to dynamic characteristics [D]. Shenyang:Shenyang Aerospace University, 2020. (in Chinese)
- [2] 李润方,王建军. 齿轮系统动力学:振动、冲击、噪声[M]. 北京:科学出版社,1997.
LI Runfang, WANG Jianjun. Systematic dynamics of gear, vibration, shock, noise[M]. Beijing: Science Press, 1997. (in Chinese)
- [3] 宋兆泓. 航空发动机典型故障分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,1993:248-279.
SONG Zhaohong. Typical fault analysis of aeroengines [M]. Beijing: Beihang University Press, 1993:248-279. (in Chinese)
- [4] KAHRAMAN A, SINGH R. Non-linear dynamics of a spur gear pair[J]. Journal of Sound and Vibration, 1990, 142(1):49-75.
- [5] GKIMISIS L, VASILEIOU G, SAKARIDIS E, et al. A fast, non-implicit SDOF model for spur gear dynamics [J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 160: 104279.
- [6] ONKARESHWAR M, INTURI V, RAJENDRA S P, et al. Effect of local gear tooth failures on gear mesh stiffness and vibration response of a single-stage spur gear pair[C]// 14th International Conference on Vibration Problems. Crete, Greece: 2019.
- [7] ERITENEL T, PARKER R G. Three-dimensional non-linear vibration of gear pairs[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(15):3628-3648.
- [8] SAXENA A, PAREY A, CHOUKSEY M. Effect of shaft misalignment and friction force on time varying mesh stiffness of spur gear pair[J]. Engineering Failure Analysis, 2015, 49:79-91.
- [9] RODA-CASANOVA V, ISERTE-VILAR J L, SANCHEZ-MARIN F, et al. Development and comparison of shaft-gear models for the computation of gear misalignments due to power transmission[R]. ASME DETC2011-47895, 2011.
- [10] KOIDE T, ODA S, MATSUURA S, et al. Equivalent misalignment of gears due to deformation of shafts, bearings and gears[J]. JSME International Journal Series C, 2003, 46(4):1563-1571.
- [11] JIANG Hanjun, SHAO Yimin, MECHEFSKE C K, et al. The influence of mesh misalignment on the dynamic characteristics of helical gears including sliding friction [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(11):4563-4573.
- [12] 陈 器, 何创伟, 张恒海. 基于ANSYS的齿轮传动系统不平衡响应分析[J]. 矿山机械, 2012, 40(5):130-133.
CHEN Qi, HE Chuangwei, ZHANG Henghai. Unbalance response analysis of gear transmission system based on ANSYS[J]. Mining & Processing Equipment, 2012, 40(5):130-133. (in Chinese)
- [13] 栾孝驰, 沙云东, 郭小鹏, 等. 装配参数对附件机匣锥齿轮破裂故障的影响[J]. 中国机械工程, 2020, 31(4):438-444.
LUAN Xiaochi, SHA Yundong, GUO Xiaopeng, et al. Influences of assembly parameters on rupture failure of accessory casing bevel gears[J]. China Mechanical Engineering, 2020, 31(4):438-444. (in Chinese)
- [14] 张 坤, 李应生, 郑百林. 质量不平衡对齿轮传动系统振动影响的数值分析[J]. 热能动力工程, 2010, 25

- (3):312-316.
- ZHANG Kun,LI Yingsheng,ZHENG Bailin. Numerical analysis of the influence of quality imbalance on the vibration of gear transmission system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2010,25(3):312-316. (in Chinese)
- [15] 欧阳旭靖,郭梅,王建军. 基于共振分析的发动机附件传动系统危险齿轮的确定[J]. 航空发动机,2016,42(1):25-31.
- OUYANG Xujing,GUO Mei,WANG Jianjun. Determine the dangerous gear in accessory gear system of engine based on resonance analysis[J]. Aeroengine, 2016,42(1):25-31. (in Chinese)
- [16] 何育民,郝安帮. 基于ANSYS workbench齿轮啮合刚度计算及动力学仿真[J]. 沈阳工业大学学报,2020,42(2):191-196.
- HE Yumin,HAO Anbang. Calculation of gear meshing stiffness and dynamicssimulation based on ANSYS workbench[J]. Journal of Shenyang University of Technology,2020,42(2):191-196. (in Chinese)