

文章编号:1671-6833(2022)02-0071-07

含有点蚀故障的人字行星齿轮传动系统动态分析

任 菲<sup>1</sup>, 王得玺<sup>1</sup>, 时桂芹<sup>2</sup>, 梁 栋<sup>3</sup>, 王 宁<sup>4</sup>, 王 琪<sup>1</sup>

(1.郑州轻工业大学 机电工程学院,河南 郑州 450002; 2.郑州轻工业大学 食品与生物工程学院,河南 郑州 450001; 3.重庆交通大学 机电与车辆工程学院,重庆 400074; 4.中铁工程装备集团有限公司,河南 郑州 450016)

摘 要:为研究点蚀故障对双齿圈人字行星传动系统接触力特征和均载特性的影响规律,基于 Solid-Works、KISSsoft 以及 ADAMS 建立了太阳轮健康和存在不同形式点蚀故障时的系统虚拟样机模型。采用 GSTIFF 积分法动力学求解器对系统接触行为的数值解进行了求解,在此基础上研究了系统接触力时域和频域特征,根据得到的齿轮接触力对系统均载特性进行了分析。结果表明:系统无故障时,齿轮接触力较为平稳呈周期性变化,具有一定的时变特征;系统均载性能良好,基频与系统理论啮合频率一致,频域图中存在谐波频率,频率两侧有明显的边频带;存在点蚀故障时,接触力时域图中出现了周期性峰值,随着点蚀数量和点蚀深度的增加,接触力峰值和均载系数均增大,均载性能变差,基频和谐波频率两侧的边频带越来越密集;圆形点蚀对系统均载性能的影响比矩形点蚀大,点蚀数量的增加对系统均载性能的影响大于点蚀深度增大对系统均载性能的影响。结果为齿轮动力学和故障诊断研究提供了依据。

关键词:点蚀故障;双齿圈人字行星齿轮传动系统;接触力;均载特性;谐波频率

中图分类号:TH113 文献标志码:A doi:10.13705/j.issn.1671-6833.2022.02.016

0 引言

人字齿轮具有承载能力强、轴向力小和高重合度等优点,广泛应用于航空发动机、舰船汽轮机、起重机械、采煤机等重型机械传动系统中。由于高负荷、恶劣的工作环境和不可避免的疲劳破坏,齿轮很可能发生故障。早期进行故障诊断可以有效防止灾难性故障的发生。由于双齿圈人字行星传动系统的整体结构比较复杂,发生故障的几率比较高,因此对其进行故障分析具有重要的意义<sup>[1-4]</sup>。

近年来,为了探究齿轮故障的产生机理,学者们进行了大量的研究。Ma 等<sup>[5]</sup>建立了具有局部剥落缺陷的直齿轮副动力学模型,研究了剥落故障对系统啮合刚度和动态响应的影响。Jiang 等<sup>[6]</sup>建立了六自由度斜齿轮副解析模型,对含有齿裂缺陷的斜齿轮副动态特性进行了分析。Ren 等<sup>[7-8]</sup>建立了考虑制造误差的人字行星齿轮模型,对系统动力学特性和均载特性进行了研究。徐向阳等<sup>[9]</sup>考虑齿轮安装变位特征,对含有故障的行星齿轮系统进行了动力学响应求解。陆崇山

等<sup>[10]</sup>利用集中参数法,考虑了时变啮合刚度、综合啮合误差等因素,建立了两级行星传动系统平移-扭转模型,研究了系统均载特性。

随着计算机仿真软件的发展,许多科研人员使用仿真软件对齿轮传动系统进行分析。王子涵等<sup>[11]</sup>利用 ANSYS,建立了行星变速箱的刚柔耦合虚拟样机模型,研究了齿轮故障对行星传动系统动态特性的影响。范志锋<sup>[12]</sup>建立了含有点蚀故障的行星轮系虚拟样机,对齿轮啮合力进行了仿真研究。余波等<sup>[13]</sup>建立了行星减速器虚拟样机模型,得到了系统动态啮合力、转速比等。刘晓乐等<sup>[14]</sup>建立了两级行星齿轮断齿故障虚拟样机模型,分析断齿故障对系统的影响。张鸿等<sup>[15]</sup>使用 ADAMS 分析了 GTF 齿轮传动系统不同条件下的振动特征及原因。张永祥等<sup>[16]</sup>建立了包含不同深度裂纹的齿轮箱虚拟样机模型,分析了裂纹深度对齿轮箱振动信号的影响。刘振皓等<sup>[17]</sup>建立了复合行星齿轮传动系统虚拟样机模型,获得了系统轮齿动态接触力变化规律。刘凯文等<sup>[18]</sup>在 ADAMS 中建立了某减速器多刚体和刚柔耦合模

收稿日期:2021-09-13;修订日期:2021-11-20

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51605049);河南省科技攻关研究项目(202102210085,172102210056)

作者简介:任菲(1981—),男,河南郑州人,郑州轻工业大学讲师,博士,主要从事机器人传动、机电系统动力学、非线性振动方面的研究,Email:renfei2010phd@163.com。

型并进行了动力学仿真,得到了系统啮合力变化特征。刘竹丽等<sup>[19]</sup>利用 SolidWorks 和 ANSYS 对斜齿轮副进行了接触和可靠性分析。

综上,许多研究主要集中在直齿轮和斜齿轮,对人字行星齿轮传动的研究较少。此外,一些研究人员建立的模型比较简单,仿真结果不准确。本文建立了含有不同点蚀故障形式的双齿圈人字行星齿轮传动系统虚拟样机模型,对不同形式系统的接触力频谱特征和均载性能进行了分析。

1 系统基本结构

1.1 基本参数

图 1 为行星齿轮传动系统简图。该系统主要由 1 个太阳轮、5 个行星轮、2 个螺旋角相反其他参数均相同的内齿圈和 1 个行星架组成,齿轮均为人字齿轮,内齿圈固定,动力由太阳轮输入,行星架输出,基本参数如表 1 所示。

1.2 理论参数

齿圈固定时,行星齿轮传动系统传动比计算式为

$$i = \frac{z_s + z_r}{z_s} \quad (1)$$

式中: $z_s$  和  $z_r$  分别为太阳轮和齿圈的齿数。

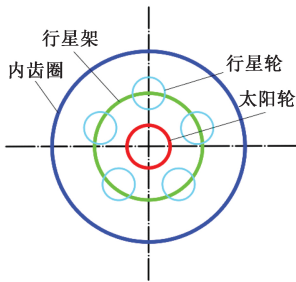


图 1 行星齿轮传动系统简图

Figure 1 Schematic diagram of planetary gear transmission system

表 1 行星齿轮参数表

Table 1 Planetary gear parameter table

零件名称	齿数	齿宽/ mm	模数/ mm	压力角/ (°)	螺旋角/ (°)
太阳轮	23	360	27	20	25
行星轮	17	360	27	20	25
内齿圈 1	57	170	27	20	25
内齿圈 2	57	170	27	20	25

齿轮转动频率计算式为

$$f = n/60. \quad (2)$$

式中: $n$  为各构件转速, r/min。

人字行星齿轮传动啮合频率的计算式为

$$f_m = \frac{z_s z_r}{z_s + z_r} \omega_s. \quad (3)$$

式中: $\omega_s$  为太阳轮的角速度, (°)/s。

通过计算得到系统的传动比为 3.478, 太阳轮转动频率  $f_s = 1.67$  Hz, 行星轮转动频率  $f_p = 1.12$  Hz, 行星架转动频率  $f_c = 0.47$  Hz, 啮合频率  $f_m = 27.37$  Hz。

2 虚拟样机模型的建立

2.1 模型的建立

使用 KISSsoft 和 SolidWorks 建立无故障系统三维模型,经过虚拟装配后通过干涉检查,确保系统不存在干涉<sup>[12]</sup>。保存为 x\_t 格式导入到 ADAMS 中,生成的虚拟样机模型如图 2 所示。

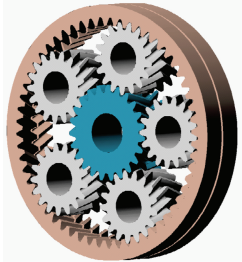


图 2 双齿圈人字齿行星传动虚拟样机

Figure 2 Virtual prototype of double ring herringbone planetary transmission

2.2 点蚀故障的模拟

模拟太阳轮发生点蚀故障,建立 2 种不同形状的点蚀故障,形状为矩形<sup>[9]</sup>和圆形<sup>[12]</sup>,点蚀深度为 2 mm,如图 3 所示。在圆形点蚀的基础上,建立 3 种不同数量的点蚀故障,数量取 2~6 个,点蚀深度为 2 mm,以及 3 种不同深度的点蚀故障模型,点蚀深度取 1~3 mm。单侧矩形点蚀和圆形点蚀的面积约为 700 mm<sup>2</sup>。使用存在点蚀故障的太阳轮替换无故障太阳轮,生成不同类型的点蚀故障虚拟样机模型。

2.3 约束的施加

对虚拟样机模型各构件添加相应的运动副,运动副包括:太阳轮、行星轮和行星架的旋转副、内齿圈的固定副<sup>[15]</sup>。对太阳轮添加转速  $n_s = 100$  r/min,对行星架添加负载  $T_c = 100$  kN·m,转速和负载用 step 阶跃函数表示<sup>[14]</sup>。

2.4 接触的设置

在 ADAMS 中进行动力学求解时,需对各齿轮副进行接触设置,可由 CONTACT 接触函数实现,该函数以 Hertz 弹性接触理论为基础,以啮合节点为计算位置<sup>[17]</sup>。刚度系数计算式为

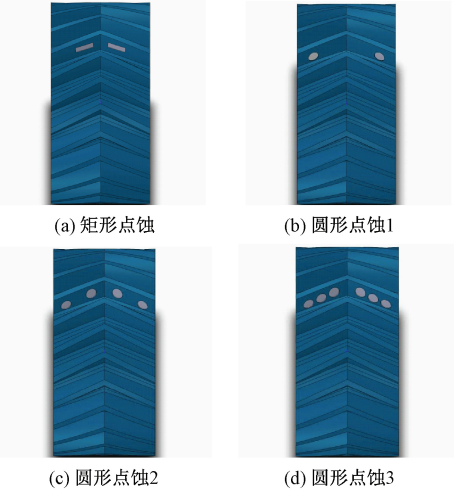


图 3 太阳轮点蚀故障类型

Figure 3 Types of sun gear pitting failure

$$K = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{R_1 R_2}{R_1 \pm R_2}} \cdot \frac{E_1 E_2}{E_1 (1 - u_1^2) + E_2 (1 - u_2^2)} \quad (4)$$

式中: $R_1$ 、 $R_2$  为齿轮副的啮合半径,一般取分度圆半径; $E_1$ 、 $E_2$  为齿轮材料弹性模量; $u_1$ 、 $u_2$  为泊松比。

齿轮材料为 20CrMnMo,弹性模量  $E = 2.06 \times 10^9 \text{ Pa}$ ,泊松比  $u_1 = u_2 = 0.29$ ,计算得到外啮合接触刚度  $K_1 = 3.17 \times 10^8 \text{ N/m}$ ,内啮合接触刚度  $K_2 = 3.65 \times 10^8 \text{ N/m}$ 。穿透深度取  $0.1 \text{ mm}$ ,阻尼系数取刚度大小的  $0.1\% \sim 1\%$ ,非线性指数  $e$  取  $1.5$ ,静摩擦系数取  $0.3$ ,动摩擦系数取  $0.1$ 。

3 无故障系统仿真

3.1 角速度分析

设置仿真时间为  $5 \text{ s}$ ,仿真步数为  $2\,500$ 。采用 GSTIFF 积分法对系统进行求解,得到了如图 4 所示的行星齿轮传动系统输入输出角速度变化曲线。可知太阳轮输入角速度为  $600 (^\circ)/\text{s}$ ,行星轮的传递角速度为  $401.65 (^\circ)/\text{s}$ ,行星架的输出角速度为  $170.68 (^\circ)/\text{s}$ 。齿侧间隙的存在使得行星轮啮合时产生冲击,导致其输出曲线存在一定的波动。角速度仿真可用于模型的验证,已有文献将这种方法用于实际研究中<sup>[17]</sup>。由传动比计算得到行星架输出角速度为  $172.5 (^\circ)/\text{s}$ ,与仿真结果相差  $1\%$ ,验证了所建模型的正确性。

3.2 接触力分析

图 5 为无故障内外啮合副时域和频域曲线,表 2 为各齿轮副的接触力。从齿轮接触力时域曲线可以看出,接触力分布均匀,未出现明显冲击。内外啮合副时域曲线均呈周期性变化,系统在

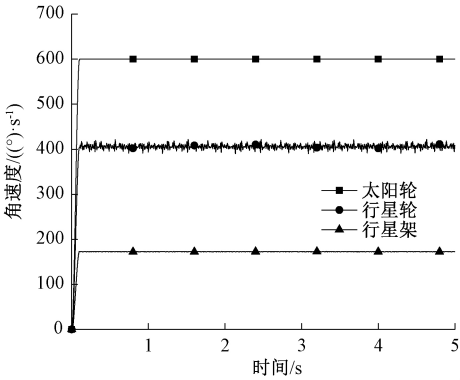


图 4 系统输入输出角速度曲线

Figure 4 Input and output angular velocity curve of systems

0.1 s 时达到稳定状态。

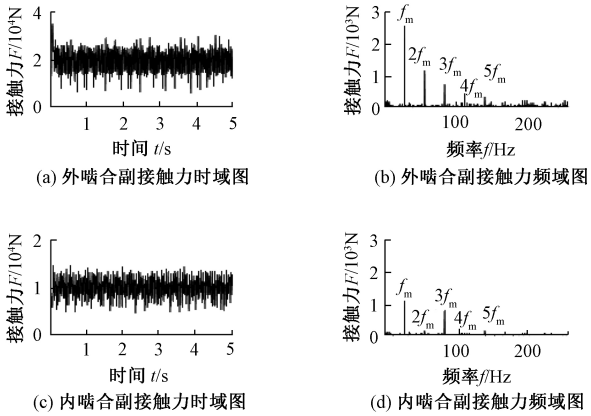


图 5 无故障系统内外啮合副接触力时域和频域图

Figure 5 Time-domain and frequency-domain diagram of the meshing contact force of the internal and external meshing pairs of a faultless system

表 2 无故障接触力

Table 2 Contact force without failure

啮合类型	接触力/N				
	齿轮副 1	齿轮副 2	齿轮副 3	齿轮副 4	齿轮副 5
外啮合	20 183.4	20 194.9	20 141.8	20 206.3	20 143.9
内啮合	10 033.2	10 065.5	10 037.8	10 071.5	10 021.1

在频域图中,基频  $f_m = 27.34 \text{ Hz}$ ,对应系统啮合频率,误差仅为  $0.1\%$ ,在以往的研究中,误差不超过  $2\%$ 的即可认为模型是正确的<sup>[20]</sup>。本文仿真得到的基频和理论啮合频率的误差未超过  $2\%$ ,再次证明了模型的准确性和合理性。在外啮合频域图中,均出现了以基频为主频率 2 倍以上的谐波频率,各频率对应的接触力幅值差异很大。随着系统的运行,频率对应的幅值相对降低。在内外啮合频域图中,低频区域均存在与行星架、太阳轮和行星轮的转动频率相对应的频率。内啮合频域图中,基频  $f_m$  和谐波频率  $3f_m$  相对明显,谐波频率  $2f_m$  和  $4f_m$  所对应的幅值较小。外啮合基频  $f_m$  所对应的接触力约为内啮合基频所对应幅

值的 2 倍。内外啮合的基频和谐波频率两侧均存在密集的边频带,外啮合基频和谐波频率两侧的边频带对应的幅值比内啮合大,且更加密集。

3.3 均载系数

由于齿轮弹性变形和制造误差的影响,行星齿轮承受的载荷是不等的<sup>[1]</sup>。均载系数常用来表示系统的负荷分布,均载系数越大,不同行星齿轮间的载荷分配越不平衡<sup>[8]</sup>。太阳轮-行星轮副和行星轮-内齿圈副的均载系数用  $\lambda_w$ 、 $\lambda_n$  表示为

$$\left\{ \begin{aligned} \lambda_w &= \frac{N \cdot (F_{spi})_{\max}}{\sum_{i=1}^N (F_{spi})_{\max}}; \\ \lambda_n &= \frac{N \cdot (F_{rpi})_{\max}}{\sum_{i=1}^N (F_{rpi})_{\max}}. \end{aligned} \right. \quad (5)$$

式中: $N$  为行星轮个数; $F_{spi}$ 、 $F_{rpi}$  分别代表太阳轮-行星轮副和行星轮-内齿圈副的接触力。

计算得到无故障系统内外啮合副的均载系数分别为 1.002 和 1.003,理想的均载系数为 1,均载系数越小,系统均载性能越好。

4 点蚀故障系统仿真

4.1 不同形状的点蚀故障

通过仿真,得到了图 6 和图 7 所示的太阳轮存在 2 种不同形状点蚀时内外啮合副接触力时域和频域曲线。由图 6、7 可以看出,圆形点蚀的峰值特征要比矩形点蚀明显,且呈周期性出现。图 6 中的内外啮合时域图中分别标出了 5 个接触力峰值,其中圆形点蚀外啮合频域图中的 5 个峰值所对应的时间分别为 0.88、1.72、2.56、3.48、4.248 s,时间间隔约为 0.84 s。圆形点蚀内啮合 5 个峰值所对应的时间分别为 0.704、1.552、2.400、3.232、4.072 s,周期同样为 0.84 s,矩形点蚀时域图中也具有这种周期性,其中外啮合峰值周期约为 0.95 s,在矩形点蚀内啮合时域图中,这种周期性表现不太明显。表明矩形点蚀对系统内啮合的影响较小。存在点蚀故障时,基频和谐波频率与无故障系统的特征一致,基频所对应的幅值有所降低。所有内啮合的频域中,  $2f_m$  处所对应的接触力幅值发生了突变,幅值比无故障系统要大。基频和谐波频率两侧的边频带更加密集,其中圆形点蚀造成的冲击较大,接触力频域曲线中基频两侧的边频带比矩形点蚀的还要密集,表明圆形点蚀对系统整体性能影响比矩形点蚀大。

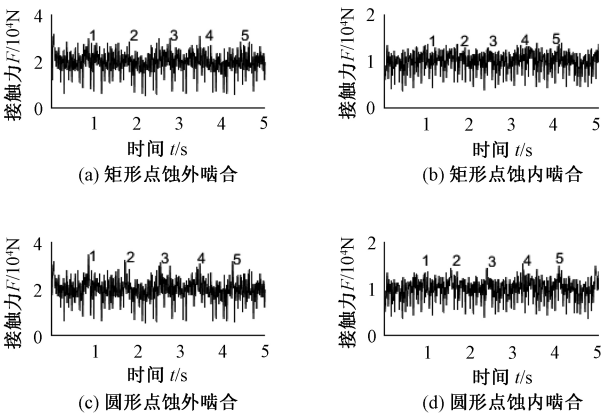


图 6 不同形状点蚀故障内外啮合副时域图  
Figure 6 Time domain diagram of internal and external meshing of pitting faults with different shapes

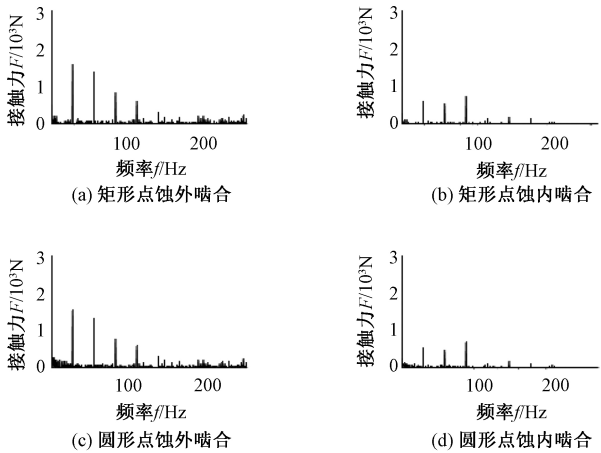


图 7 不同形状点蚀故障内外啮合副频域图  
Figure 7 Frequency domain diagram of internal and external meshing of pitting faults with different shapes

表 3 为太阳轮存在矩形点蚀和圆形点蚀时系统的内外啮合副接触力。由表 3 可以看出,发生点蚀故障时,外啮合副的接触力整体有所降低,内啮合接触力有所增加,接触力幅值变化在 200 N 以内。计算出太阳轮存在圆形和矩形点蚀时外啮合副的均载系数分别为 1.006 5 和 1.006 4,内啮合的均载系数分别为 1.009 7 和 1.009 5,存在圆形点蚀时计算得到的均载系数比矩形点蚀大,表明圆形点蚀对系统均载特性的影响比矩形点蚀大。

4.2 不同数量的点蚀故障

对太阳轮存在不同点蚀数量的系统进行仿真,发现矩形点蚀和圆形点蚀得到的结果相近。随着点蚀数量的增加,接触力变化规律基本一致。所以仅给出了太阳轮存在 4 个圆形点蚀时的内外啮合副接触力时域和频域曲线图,如图 8 所示。

太阳轮存在 2 个圆形点蚀时的时频变化曲线

与图 6 和图 7 中的圆形点蚀一致。由图 8 可以看出,点蚀数量为 4 时,接触力时域中的峰值接触力更加突出,具有规律性。图 8 中的峰值接触力幅

值要比图 6 中的峰值接触力要大。随着点蚀数量的增加,这种现象也越来越明显。故障轮齿和无故障轮齿啮合一次,就会产生一个接触力峰值。

表 3 不同点蚀形状齿轮副接触力

Table 3 Contact force of gear pairs with different pitting shapes

点蚀形状	接触力/N									
	齿轮副 1		齿轮副 2		齿轮副 3		齿轮副 4		齿轮副 5	
	外啮合	内啮合	外啮合	内啮合	外啮合	内啮合	外啮合	内啮合	外啮合	内啮合
矩形	20 063.9	10 056.2	20 231.2	10 196.7	20 171.5	10 138.7	20 064.3	10 087.9	19 972.9	10 013.5
圆形	20 061.1	10 060.6	20 227.2	10 197.5	20 166.5	10 137.8	20 070.2	10 097.2	19 968.9	10 013.9

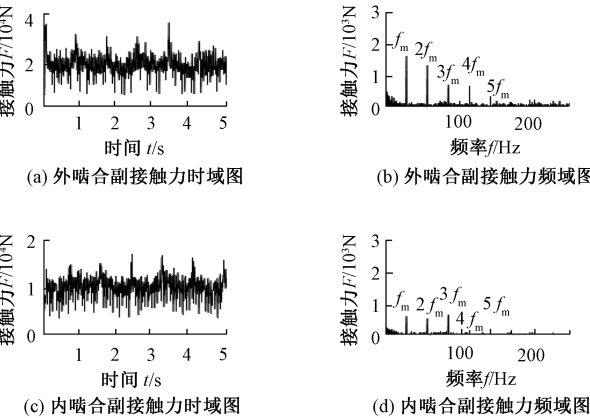


图 8 圆形点蚀(4个)内外啮合副接触力时域和频域图  
Figure 8 Contact force time-domain and frequency-domain diagram of circular pitting (4) internal and external meshing pairs

由频域图看出,外啮合的频域变化规律与健康系统一致,但基频发生了变化。发生点蚀故障时,外啮合频域图中的基频 $f_m=28.44\text{ Hz}$ ,相对于健康系统基频增加了 4%,对应的接触力幅值为 1 599 N,降低了约 1 000 N。 $2f_m$  和  $4f_m$  所对应的接触力幅值增加, $3f_m$  所对应的幅值有所下降。无故障系统内啮合频域图中, $2f_m$  所对应的接触力为 144.7 N,发生点蚀故障后,对应的幅值增加了 4 倍。 $2f_m$  和  $3f_m$  对应的幅值均增加,基频和  $4f_m$  对应的幅值均有所下降,基频和谐波频率两侧的边频带比图 7 中的还要密集,点蚀数量越多,

这种特征越显著。  
表 4 为太阳轮存在不同数量的圆形点蚀时各齿轮副接触力,可知太阳轮存在 4 个圆形点蚀和 6 个圆形点蚀时系统的外啮合均载系数分别为 1.008 和 1.009,内啮合均载系数分别为 1.011 和 1.012,随着点蚀数量的增加,均载系数呈增大的趋势,表明点蚀数量的增加会造成系统均载性能变差。

4.3 不同深度的点蚀故障

以太阳轮存在 2 个圆形点蚀为例,取点蚀深度为 1~3 mm。经过仿真得到了太阳轮存在不同点蚀深度的接触力时频曲线,2 mm 点蚀深度的仿真结果与图 6(c)、6(d)、7(c)、7(d)相同,3 种点蚀深度仿真得到的接触力时频曲线变化规律一致,所以本节只给出了图 9 所示的点蚀深度为 3 mm 时的系统接触力时频曲线。从时域曲线可以看出,图中同样出现了周期性接触力峰值,随着点蚀深度的增加,时域曲线中的接触力峰值变大。从频域图来看,存在不同点蚀深度故障的系统各齿轮副所对应的基频与无故障时的基频相同,均为 27.34 Hz。与无故障系统频域曲线相对比,外啮合频域图中的基频 $f_m$  所对应的幅值降低了约 40%, $2f_m$ 、 $3f_m$ 、 $4f_m$  对应的幅值均有所增加,分别增加了约 12%、10%、47%。内啮合频域图中的基频 $f_m$  和谐波频率  $3f_m$  所对应的幅值分别降低了约

表 4 不同点蚀数量齿轮副接触力

Table 4 Contact force of gear pairs with different pitting numbers

点蚀数量	接触力/N									
	齿轮副 1		齿轮副 2		齿轮副 3		齿轮副 4		齿轮副 5	
	外啮合	内啮合	外啮合	内啮合	外啮合	内啮合	外啮合	内啮合	外啮合	内啮合
4	20 113.7	10 075.4	20 276.9	10 203.4	20 156.4	10 114.3	20 030.3	10 070.3	19 966.9	9 997.7
6	20 150.4	10 102.7	20 282.7	10 211.2	20 139.5	10 120.1	19 989.3	10 051.3	19 937.4	9 986.4



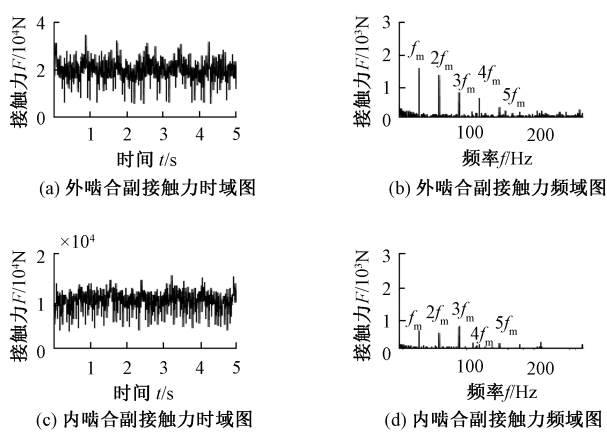


图 9 圆形点蚀(3 mm)内外啮合副接触力时域和频域图  
Figure 9 Time-domain and frequency-domain diagram of the contact force of the internal and external meshing pairs of a circular pitting(3 mm)

表 5 不同点蚀深度齿轮副接触力

Table 5 Contact forces of gear pairs with different pitting depths

点蚀深度/mm	接触力/N									
	齿轮副 1		齿轮副 2		齿轮副 3		齿轮副 4		齿轮副 5	
	外啮合	内啮合	外啮合	内啮合	外啮合	内啮合	外啮合	内啮合	外啮合	内啮合
1	20 042.3	10 050.1	20 215.4	10 205.2	20 171.7	10 134.3	20 092.2	10 107.4	19 986.2	10 021.8
3	20 085.7	10 071.8	20 239.1	10 203.4	20 161.5	10 136.7	20 042.3	10 089.3	19 963.4	10 009.5

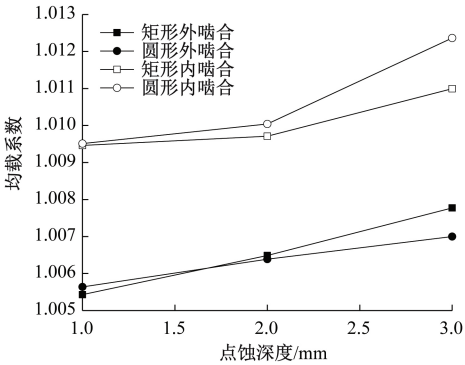


图 10 均载系数变化曲线  
Figure 10 Variation curve of uniform load factor

5 结论

- (1) 无故障系统各齿轮副接触力时域曲线呈周期性变化,接触力分布均匀,未出现明显的冲击现象。基频与系统理论啮合频率一致,频域内存在谐波频率。输出角速度仿真结果与理论值相比误差很小,仿真模型准确性较高。
- (2) 存在点蚀故障时,各齿轮副的接触力时域图中出现了周期性峰值,系统出现了明显的冲击,随着故障程度的增加,冲击越来越大。
- (3) 点蚀形状和深度对接触力的基频几乎没有影响,点蚀数量对基频的影响很大,太阳轮存在 4 个圆形点蚀时,基频增加了 4%。随着点蚀数量

48%、10%、 $2f_m$  所对应的幅值增加了约 3 倍, $4f_m$  对应的幅值增加了约 1 倍。随着点蚀深度的加深,基频和谐波频率两侧边频带更加密集。

表 5 为太阳轮存在不同深度的圆形点蚀时仿真得到的接触力,计算得到圆形点蚀故障深度为 1 mm 时的内外啮合副均载系数分别为 1.010 和 1.006,点蚀深度为 3 mm 时的内外啮合副均载系数分别为 1.011 和 1.007。综合太阳轮存在矩形点蚀故障且深度为 1~3 mm 时仿真得到的接触力,给出如图 10 所示的均载系数变化曲线,无论点蚀故障是什么形状,随着点蚀深度不断地增加,系统中的均载系数越来越大,表明点蚀深度的增加会使系统均载性能变差。

的增加,基频对应的幅值降低,内啮合故障频域中的  $2f_m$  对应的幅值明显增大。

(4) 圆形点蚀对系统均载特性的影响比矩形点蚀大,点蚀数量和深度的增加使系统均载系数变大,频域中各频率两侧的边频带变得密集。点蚀数量的增加对系统动态性能的影响大于点蚀深度的增加对系统动态性能的影响。

参考文献:

[1] 任菲,秦大同,吴晓铃.考虑制造误差的人字齿行星传动均载特性[J].中南大学学报(自然科学版),2016,47(2):474-481.

[2] LIANG X H,ZUO M J,FENG Z P.Dynamic modeling of gearbox faults:a review[J].Mechanical systems and signal processing,2018,98:852-876.

[3] LEI Y G,LIN J,ZUO M J,et al.Condition monitoring and fault diagnosis of planetary gearboxes:a review [J].Measurement,2014,48:292-305.

[4] REN F,LUO G F,SHI G Q,et al.Influence of manufacturing errors on dynamic floating characteristics for herringbone planetary gears [J].Nonlinear dynamics,2018,93(2):361-372.

[5] MA R,CHEN Y S,CAO Q J.Research on dynamics and fault mechanism of spur gear pair with spalling defect[J].Journal of sound and vibration,2012,331(9):2097-2109.

[6] JIANG H J,SHAO Y M,MECHEFSKE C K.Dynamic

characteristics of helical gears under sliding friction with spalling defect[J].Engineering failure analysis, 2014,39:92-107.

[7] REN F, LI A S, SHI G Q, et al. The effects of the planet-gear manufacturing eccentric errors on the dynamic properties for herringbone planetary gears[J]. Applied sciences, 2020, 10(3):1060.

[8] REN F, JI J C, LUO G F, et al. Investigation of dynamic load sharing behavior for herringbone planetary gears considering multicoupling manufacturing errors [J]. Shock and vibration, 2021, 2021:1-15.

[9] 徐向阳,刁鹏,杨望,等.点蚀作用下变位行星齿轮系统动态特性研究[J].机械设计与制造, 2017(11):161-164.

[10] 陆崇山,王晓笋,冷晓鲁,等.含级间相对浮动的两级行星传动系统均载特性研究[J].振动与冲击, 2021, 40(14):77-84, 99.

[11] 王子涵,冯辅周,丛华,等.行星齿轮传动系统刚柔耦合建模及故障特性仿真研究[J].机械传动, 2021, 45(3):46-51.

[12] 范志锋.点蚀故障行星轮系动态特性分析[J].机床与液压, 2020, 48(23):214-217, 223.

[13] 余波,王家序,黄春美,等.基于 ADAMS 的孔销式少齿差行星减速器的设计与仿真分析[J].机械设计与研究, 2013, 29(3):23-27.

[14] 刘晓乐,刘后广,程刚,等.基于 ADAMS 的两级行星齿轮断齿故障动态特性分析[J].机械传动, 2015, 39(6):98-102.

[15] 张鸿,郑海洋,李湘萍. GTF 发动机齿轮传动系统动力学仿真分析[J].机械设计与制造, 2019(1):146-149.

[16] 张永祥,涂虎,陆杰,等.基于 ADAMS 的齿轮裂纹故障仿真研究[J].机械强度, 2020, 42(6):1277-1285.

[17] 刘振皓,巫世晶,潜波,等.复合行星齿轮传动系统虚拟样机仿真研究[J].中国机械工程, 2012, 23(16):1962-1966.

[18] 刘凯文,张庆.基于 ADAMS 的双输入行星减速器刚柔耦合动力学分析[J].机械制造与自动化, 2019, 48(5):126-130.

[19] 刘竹丽,赵敏敏,马朋朋,等.基于 ANSYS 的斜齿轮副接触分析与可靠性分析[J].郑州大学学报(工学版), 2015, 36(2):6-9.

[20] 陈勇,李金锴,臧立彬,等.疲劳点蚀斜齿轮动力学仿真预测与故障识别试验研究[J].机械工程学报, 2021, 57(9):61-70.

Dynamic Analysis of Herringbone Planetary Gear Transmission System with Pitting Failure

REN Fei<sup>1</sup>, WANG Dexi<sup>1</sup>, SHI Guiqin<sup>2</sup>, LIANG Dong<sup>3</sup>, WANG Ning<sup>4</sup>, WANG Qi<sup>1</sup>

(1.College of Mechanical and Electrical Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou 450002, China; 2.College of Food and Bioengineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou 450001, China; 3.College of Mechanical, Electrical and Vehicle engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China; 4.China Railway Engineering Equipment Group Co., Ltd., Zhengzhou 450016, China)

**Abstract:** In order to study the influence of pitting faults on the contact force characteristics and load sharing characteristics of double-ring herringbone planetary transmission system, a virtual prototype model of the system was established based on SolidWorks, KISSsoft and ADAMS when the sun wheel was healthy and different types of pitting faults existed. and the numerical solution of the contact behavior of the system was solved by GSTIFF integral dynamic solver. On this basis, the characteristics of the contact force in time domain and frequency domain were studied. The load sharing characteristics of the system were analyzed according to the contact force of the gear. The results show that when the system is fault-free, the contact force of the gear was relatively stable and showed periodic change, with a certain time-varying characteristics. The system has good load sharing performance, and the fundamental frequency was consistent with the theoretical meshing frequency of the system. There are harmonic frequencies in the frequency domain diagram, and there were obvious side bands on both sides of the frequency. In the case of pitting failure, the periodic peak appears in the time domain diagram of contact force. With the increase of pitting quantity and pitting depth, the peak value and load sharing coefficient of contact force increase, the load sharing performance became worse, and the side bands on both sides of fundamental frequency and harmonic frequency became more and more dense. The influence of circular pitting on load sharing performance of the system was greater than that of rectangular pitting, and the influence of the increase of pitting quantity on load sharing performance of the system was greater than that of the increase of pitting depth. The results could provide a basis for gear dynamics and fault diagnosis research.

**Keywords:** pitting failure; double ring herringbone planetary transmission system; contact force; load sharing characteristics; harmonic frequencies