含点蚀故障的行星齿轮系统刚度分析

袁 浩

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2025年2月12日; 录用日期: 2025年3月5日; 发布日期: 2025年3月13日

摘要

行星齿轮传动机构是特种车辆自动变速器的核心部件,其在复杂多变的服役工况下,常常会发生各种故障。这些故障不仅影响车辆的正常运行,还可能导致严重的安全隐患。因此,明确故障机理对于齿轮传动系统的故障诊断具有极其重要的意义。本文以某特种车辆自动变速器为研究对象,选取第三排行星轮作为典型元件,建立了包含齿轮点蚀故障的啮合刚度模型。通过该模型,深入分析了不同程度的点蚀故障对时变啮合刚度的影响。研究结果表明,与健康齿轮的啮合刚度相比,含故障的齿轮在故障区域的啮合刚度出现了明显下降。此外,点蚀故障在齿根位置对刚度的影响更为显著。这一发现为齿轮故障的早期检测和诊断提供了重要的理论依据,也为特种车辆自动变速器的维护和可靠性提升提供了有力支持。

关键词

行星齿轮,点蚀故障,势能法,时变啮合刚度

Stiffness Analysis of Planetary Gear System with Pitting Fault

Hao Yuan

School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Feb. 12th, 2025; accepted: Mar. 5th, 2025; published: Mar. 13th, 2025

Abstract

The planetary gear transmission mechanism is a core component of the automatic transmission in special-purpose vehicles. Under complex and variable working conditions, various faults often occur in this mechanism. These faults not only affect the normal operation of the vehicle but can also lead to serious safety hazards. Therefore, clarifying the failure mechanisms is of paramount importance for the fault diagnosis of gear transmission systems. In this study, the automatic transmission

文章引用: 袁浩. 含点蚀故障的行星齿轮系统刚度分析[J]. 建模与仿真, 2025, 14(3): 156-167. DOI: 10.12677/mos.2025.143211

of a specific special-purpose vehicle was selected as the research object. The third row of planet gears was chosen as a typical element, and a meshing stiffness model incorporating gear pitting faults was established. Through this model, the impact of pitting faults of different degrees on the time-varying meshing stiffness was thoroughly analyzed. The research results show that compared with the meshing stiffness of healthy gears, the meshing stiffness of gears with faults exhibits a significant decrease in the fault region. Moreover, pitting faults at the root of the tooth have a more pronounced effect on stiffness. This finding provides important theoretical support for the early detection and diagnosis of gear faults and also offers strong backing for the maintenance and reliability improvement of automatic transmissions in special-purpose vehicles.

Keywords

Planetary Gear, Pitting Fault, Potential Energy Method, Time-Varying Mesh Stiffness

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0). http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/



Open Access

1. 引言

行星齿轮传动机构是自动变速器的核心部件,具有承载能力强、平稳性好、传动比大等优点,在特种车辆、航空航天等机械领域得到广泛应用[1]。为满足工作需求,齿轮传动机构往往需要长时间不间断运转,这会导致机构故障概率提高,机构使用寿命减少,经济损失增大[2],因此,通过研究故障机理,进行故障诊断,并及时发现故障,这对齿轮机构的可靠运行具有重要的意义[3]。

齿轮在传动过程中,经常处于复杂多变的服役环境下,常会发生故障[4],主要包括裂纹、点蚀、剥落等,其中点蚀故障约占齿轮全部故障的 31% [5]。根据点蚀大小可分为微点蚀和宏观点蚀[6],微点蚀是因为受到循环接触应力下,在粗糙的波峰位置导致应力集中使得材料发生塑性变形,引发齿面接触疲劳现象,在波峰的接触边缘位置处产生裂纹,最终形成微点蚀[7]。宏观点蚀是齿面接触应力大于接触疲劳强度极限时导致的现象,有的微点蚀扩展且相互连接后则会形成宏观点蚀[8]。

目前国内外的学者针对齿轮点蚀问题展开了不同深度的研究。Zhao [9]等人选用椭圆界面作为点蚀坑,通过对定轴轮系的行星轮注入故障,利用势能法计算了点蚀故障下的啮合刚度,并分析了点蚀位置、大小、深度对于啮合刚度的影响; Li [10]等人通过有限元模型计算,得到了齿面法向接触力和综合弹性变形量,根据啮合刚度计算方法,得到了齿轮的单齿啮合刚度和多齿综合啮合刚度,分析不同点蚀剥落长度和宽度对齿轮啮合刚度的影响。

本文在总结了前人的基础上将齿轮点蚀模拟为球状,基于 MATLAB 通过势能法建立有无故障下的时变啮合刚度模型,分析不同位置、不同半径的点蚀故障对于时变啮合刚度的影响。

2. 研究对象

本文以某特种变速器的行星排为对象展开研究。行星排的传动简图如图 1 所示,可以实现 7 个前进挡、空挡和 1 个倒挡,各个挡位下的传动比如图 1 所示。从传动简图得知在各个挡位下,第三行星排都为主要传动机构,因此选取第三行星排为主要研究对象,第三行星排的主要构建参数如表 1 所示。(表 1 的所有参数都有必要,在 Matlab 的程序中这些参数的变化会影响后面的刚度结果图,但是在保证行星系统正常运行的前提下,改变参数,不会影响最终的结论)

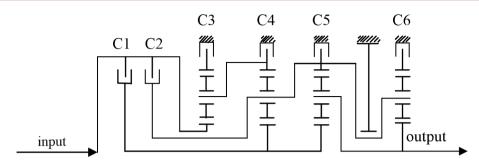


Figure 1. Power flow diagram of the planetary gear transmission mechanism 图 1. 行星变速机构动力路线传递图

Table 1. Main parameters of the third row planetary system

耒 1	第三排行星系统主要参数
AK I.	为

类型	行星轮(4 个)	太阳轮	齿圈
齿数	25	19	69
模数(mm)	3.75	3.75	3.75
质量(kg)	2	4.9	14.3
啮合压力角	22.5	22.5	22.5
啮合齿宽(mm)	57.3	57.3	57.3
转动惯量(kgm²)	0.002	0.067	0.16

3. 含点蚀故障的时变啮合刚度

3.1. 点蚀故障方案

针对齿轮点蚀的不同程度故障,考虑球状点蚀模型,分析不同位置、不同面积变化等对啮合刚度的 影响,制定如下故障方案:

方案一:在齿面节线位置植入九个点蚀坑,故障图如图 2 所示,故障参数如下表 2 所示。(实物图已经删除)

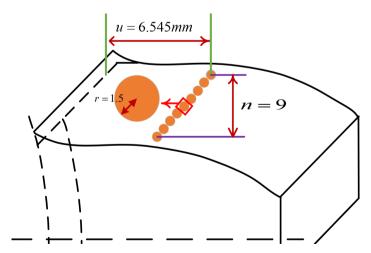


Figure 2. Schematic diagram of gear fault scenarios 图 2. 齿轮故障方案示意图

Table 2. Parameters of planetary gear pitting faults

序号	故障参数名称	数值(mm)
1	点蚀圆心到齿根距离 u	6.545
2	圆形点蚀半径 r	1.5
3	点蚀深度 μ	0.4
4	点蚀数量 n 个	9
5	点蚀面积占比 $p(%)$	7.8%

方案二:保持点蚀坑面积不变改变点蚀坑位置,故障图如图3所示,故障参数如下表3所示。

Table 3. Parameters of pitting faults in planetary gears

表 3. 行星齿轮点蚀故障参数

	故障参数名称	数值(mm)
1	点蚀圆心到齿根距离 u	4.4(a)/5.2(b)/6(c)/6.8(d)/7.6(e)
2	圆形点蚀半径 r	1.1
3	点蚀深度 μ	0.5
4	点蚀数量 n 个	9
5	点蚀面积占比 p (%)	4.3%

注: 3(a)中 a 表示故障编号。

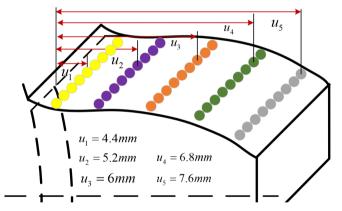


Figure 3. Schematic diagram of gear fault scenarios 图 3. 齿轮故障方案示意图

 Table 4. Parameters of pitting faults in planetary gears

 表 4. 行星齿轮点蚀故障参数

序号	故障参数名称	值(mm)
1	点蚀圆心到齿根距离 u	5.9
2	圆形点蚀半径 r	1(a)/1.3(b)/1.6(c)/1.9(d)/2.2(e)
3	点蚀深度 μ	0.7
4	点蚀数量 n 个	9
5	点蚀面积占比 $p(%)$	6.2%/10.5%/16%/20.16%/27.44%

注: 1(a)中 a 表示故障编号。

方案三:保持点蚀坑位置、数量、深度不变,改变点蚀坑半径,故障图如图 4 所示,故障参数如下表 4 所示。

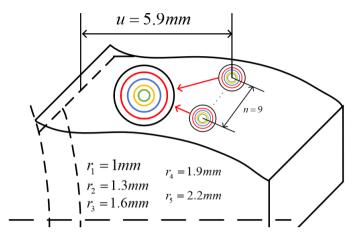


Figure 4. Schematic diagram of gear fault scenarios 图 4. 齿轮故障方案示意图

3.2. 健康状态下的时变啮合刚度

采用势能法建立时变啮合刚度模型时,将齿轮简化为悬臂梁模型如图 5 所示。基于势能法的时变啮合刚度由压缩刚度、剪切刚度、赫兹接触刚度、弯曲刚度和齿基刚度等构成,具体如下:(后面各部分的刚度计算方法已经是最简化版本了,在文献中是包括其中部分参数的计算方法)

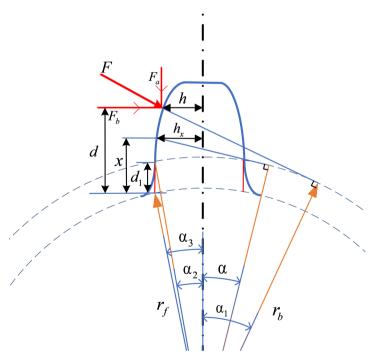


Figure 5. Schematic diagram of cantilever beam model 图 5. 悬臂梁模型简图

弯曲刚度、剪切刚度、压缩刚度公式:

$$\frac{1}{k_{b}} = \int_{-\alpha_{1}}^{\alpha_{2}} \frac{3\{1 + \cos\alpha_{1} \left[(\alpha_{2} - \alpha)\sin\alpha - \cos\alpha \right] \}^{2} (\alpha_{2} - \alpha)\cos\alpha}{2EL\left[\sin\alpha + (\alpha_{2} - \alpha)\cos\alpha\right]^{3}} d\alpha$$

$$+ \frac{\left[1 - \frac{(z - 2.5)\cos\alpha_{1}\cos\alpha_{3}}{z\cos\alpha_{0}}\right]^{3} - (1 - \cos\alpha_{1}\cos\alpha_{2})^{3}}{2EL\cos\alpha_{1}\sin^{3}_{\alpha_{2}}} \tag{1}$$

$$\frac{1}{k_s} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{1.2(1+\nu)(\alpha_2 - \alpha)\cos\alpha\cos^2\alpha_1}{EL\left[\sin\alpha + (\alpha_2 - \alpha)\cos\alpha\right]} d\alpha$$

$$+ \frac{1.2(1+\nu)\cos^2\alpha_1\left(\cos\alpha_2 - \frac{z-2.5}{z\cos\alpha_0}\cos\alpha_3\right)}{EL\sin\alpha_2}$$
(2)

$$\frac{1}{k_a} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{(\alpha_2 - \alpha)\cos\alpha\sin^2\alpha_1}{2EL\left[\sin\alpha + (\alpha_2 - \alpha)\cos\alpha\right]} d\alpha$$

$$+ \frac{\sin^2\alpha_1\left(\cos\alpha_2 - \frac{z - 2.5}{z\cos\alpha_0}\cos\alpha_3\right)}{2EL\sin\alpha_2}$$
(3)

式中, k_b 为弯曲刚度, k_s 为剪切刚度, k_a 为压缩刚度, α_2 是基圆上的半齿角, α 为齿轮旋转角, α_1 为载荷作用角, α_3 是齿根圆上的半齿角, α_2 人为齿宽, α_3 人为齿轮比。

一对相同材质的齿轮在啮合过程中不改变其材料属性,其赫兹接触刚度为一个常数,表达式为:

$$k_h = \frac{F}{\delta} = \frac{\pi E L}{4 * \left(1 - v^2\right)} \tag{4}$$

在实际中,由于轮齿根部为弹性的,受到外载荷后易发生变形,因此需考虑齿轮基体的附加变形,齿轮基体刚度的表达式为:

$$\frac{1}{k_f} = \frac{\cos^2 \alpha_1}{EL} \left\{ L^* \left(\frac{u_f}{s_f} \right)^2 + M^* \left(\frac{u_f}{s_f} \right) + P^* \left(1 + Q^* \tan^2 \alpha_1 \right) \right\}$$
 (5)

式中: u_f 为 α_1 角度的水平线齿根圆齿厚的水平线的最短直线距离, s_f 为齿根圆齿厚, h_f 表示基圆半径与齿轮孔径的比值,其中 L^* 、 M^* 、 P^* 、 Q^* 的系数计算参考文献[11]。

齿轮啮合周期分为单齿啮合区和双齿啮合区,单齿啮合区和双齿啮合区的综合时变啮合刚度可以通过下面的公式求得:

$$k_{t} = \frac{1}{\frac{1}{k_{h}} + \frac{1}{k_{b1}} + \frac{1}{k_{s1}} + \frac{1}{k_{a1}} + \frac{1}{k_{f1}} + \frac{1}{k_{b2}} + \frac{1}{k_{s2}} + \frac{1}{k_{a2}} + \frac{1}{k_{f2}}}$$
(6)

$$k_{t} = k_{t1} + k_{t2} = \sum_{i=1}^{2} \frac{1}{\frac{1}{k_{h,i}} + \frac{1}{k_{b1,i}} + \frac{1}{k_{s1,i}} + \frac{1}{k_{a1,i}} + \frac{1}{k_{f1,i}} + \frac{1}{k_{b2,i}} + \frac{1}{k_{s2,i}} + \frac{1}{k_{a2,i}} + \frac{1}{k_{f2,i}}}$$
(7)

3.3. 点蚀故障下的时变啮合刚度

针对第三排行星排,按照故障注入方案,在行星齿轮上注入点蚀故障,图 6 为单个点蚀悬臂梁简化

模型。图 7 是以含有单个点蚀的故障模型图为例,说明基于势能法的时变啮合刚度建模方法。与无故障轮齿相比,轮齿点蚀使得参数 h、 h_x 、 I_x 、 A_x 产生了变化,因此啮合齿轮副的啮合线长度也发生了变化。下面给出含点蚀故障的时变啮合刚度计算方法。

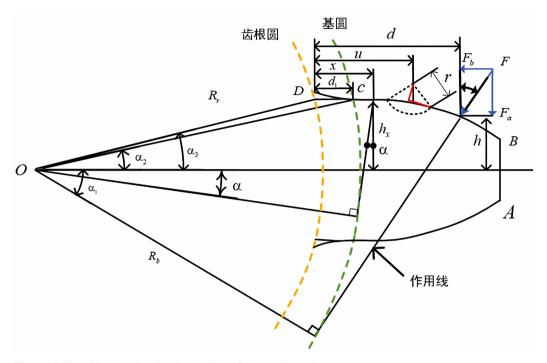


Figure 6. Simplified model of a single pitting fault cantilever beam 图 6. 单个点蚀悬臂梁模型简化图

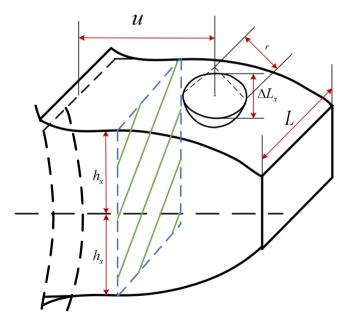


Figure 7. Schematic diagram of pitting fault model 图 7. 点蚀故障模型图

将参数 ΔL_x 、 ΔA_x 、 ΔI_x 来分别代表距离齿根圆 x 处的两齿轮的接触长度的减小量、截面积和截面惯

性矩的减少量,其表达式如下:

$$\Delta I_{x} = \begin{cases} \frac{\Delta R^{4}}{72} \left(18\theta - 9\sin 2\theta \cos 2\theta - \frac{64\sin^{6}\theta}{2\theta - \sin 2\theta} \right) \\ + \frac{\Delta A_{x}A_{x} \left(h_{x} - \left(\frac{4\Delta R\sin^{3}\theta}{3(2\theta - \sin 2\theta)} - \Delta R\cos\theta \right) \right)^{2}}{(A_{x} - \Delta A_{x})} \\ 0 & \text{others} \end{cases}$$

$$(8)$$

$$\Delta L_{x} = \begin{cases} 2\sqrt{(r\sin\theta)^{2} - (u - x)^{2}} & x \in [u - r, u + r] \\ 0 & \text{others} \end{cases}$$
 (9)

$$\Delta A_{x} = \begin{cases} \frac{\Delta R^{2} \left(2\theta - \sin 2\theta\right)}{2} & x \in \left[u - r, u + r\right] \\ 0 & \text{others} \end{cases}$$
 (10)

$$\Delta R_{x} = \begin{cases} \sqrt{r^{2} - (u - x)^{2}} & x \in [u - r, u + r] \\ 0 & \text{others} \end{cases}$$
 (11)

将公式联立并简化得到点蚀故障轮齿的刚度公式:

$$\frac{1}{k_{b}} = \frac{\left[1 - \frac{(z - 2.5)\cos\alpha_{1}\cos\alpha_{3}}{z\cos\alpha_{0}}\right]^{3} - (1 - \cos\alpha_{1}\cos\alpha_{2})^{3}}{2EL\cos\alpha_{1}\sin^{3}\alpha_{2}} + \int_{-\alpha_{1}}^{\alpha_{2}} \frac{3\{1 + \cos\alpha_{1}\left[(\alpha_{2} - \alpha)\sin\alpha - \cos\alpha\right]\}^{2}(\alpha_{2} - \alpha)\cos\alpha}{E\left[2L\left[\sin\alpha + (\alpha_{2} - \alpha)\cos\alpha\right]^{3} - 3\sum_{1}^{N}\frac{\Delta I_{x}}{R_{b}^{3}}\right]}$$
(12)

$$\frac{1}{k_{s}} = \frac{1.2(1+v)\cos^{2}\alpha_{1}\left(\cos\alpha_{2} - \frac{z-2.5}{z\cos\alpha_{0}}\cos\alpha_{3}\right)}{EL\sin\alpha_{2}} + \int_{-\alpha_{1}}^{\alpha_{2}} \frac{1.2(1+v)(\alpha_{2}-\alpha)\cos\alpha\cos^{2}\alpha_{1}}{E\left(L\left[\sin\alpha + (\alpha_{2}-\alpha)\cos\alpha\right] - \sum_{1}^{N} \frac{\Delta A_{x}}{R_{b}}\right)} d\alpha$$
(13)

$$\frac{1}{k_{a}} = \frac{\sin^{2} \alpha_{1} \left(\cos \alpha_{2} - \frac{z - 2.5}{z \cos \alpha_{0}} \cos \alpha_{3}\right)}{EL \sin \alpha_{2}} + \int_{-\alpha_{1}}^{\alpha_{2}} \frac{\left(\alpha_{2} - \alpha\right) \cos \alpha \sin^{2} \alpha_{1}}{E\left(2L\left[\sin \alpha + \left(\alpha_{2} - \alpha\right) \cos \alpha\right] - \sum_{1}^{N} \frac{\Delta A_{x}}{R_{b}}\right)} d\alpha$$
(14)

$$k_h = \frac{\pi E \left(L - \sum_{1}^{N} \Delta L \right)}{4 * \left(1 - \nu^2 \right)} \tag{15}$$

4. 仿真结果与分析

4.1. 点蚀故障方案一

利用 MATLAB 软件平台,依据文中提出的时变啮合刚度计算模型以及所给定的故障参数表,实现了针对点蚀故障方案(1)的数值仿真算法。仿真结果的时域图如下所示:根据上文中故障方案一,得到有无故障下的啮合刚度结果和含相位差内外啮合的啮合刚度结果如下图 8 所示:

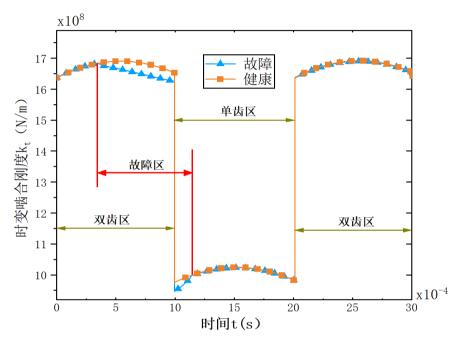


Figure 8. Mesh stiffness results with and without faults 图 8. 有无故障下啮合刚度结果图

图 8 展示了健康齿轮与点蚀故障齿轮在啮合过程中的刚度响应。从图中可以看出,点蚀坑贯穿了双齿啮合区和单齿啮合区。对于健康齿轮,其啮合刚度曲线呈现出较低的波动,这表明其在啮合过程中具有稳定的动态性能,能够保持较为一致的传动效率和可靠性。然而,对于含有点蚀故障的齿轮,其啮合刚度曲线则出现了明显的波动,尤其是在啮合点从双齿啮合区进入点蚀坑,再到单齿啮合区脱离点蚀坑的过程中,波动十分显著。这种波动不仅反映了故障对齿轮传动性能的负面影响,还可能导致传动系统的振动加剧、噪声增加,甚至可能引发其他部件的故障。

4.2. 点蚀故障方案二

利用 MATLAB 软件平台,依据文中提出的时变啮合刚度计算模型以及所给定的故障参数表,实现了针对点蚀故障方案(2)的数值仿真算法。仿真结果的时域图如下所示:根据上文中故障方案二,得到有无故障下的啮合刚度结果和含相位差内外啮合的啮合刚度结果如下图 9 所示。

图 9 展示了健康齿轮与具有不同点蚀故障位置的齿轮在啮合过程中的刚度响应。从图中可以看出,齿轮健康区域的啮合刚度波动较小,表现出较为稳定的动态性能,这表明在正常工作状态下,齿轮能够保持较高的传动效率和可靠性。然而,当齿轮出现点蚀故障时,其啮合刚度在故障区域表现出不同程度的波动和下降。具体而言,点蚀故障位置的不同会导致刚度下降区域的变化。图 10 进一步展示了不同故障方案下一个周期内的刚度均值。分析发现,在齿根位置出现点蚀故障时,齿轮啮合刚度的波动最为显

著,而在齿顶位置出现点蚀故障时,啮合刚度的波动相对较小。这种现象的原因在于齿根是齿轮的高应力区域,承受较大的弯曲应力。因此,齿根位置的点蚀故障对齿轮的刚度影响更为显著。相比之下,齿顶位置的点蚀故障虽然也会对啮合刚度产生影响,但由于其应力水平相对较低,因此影响相对较小。

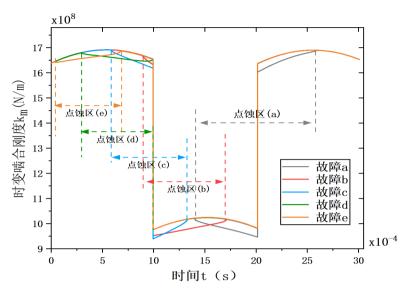


Figure 9. Mesh stiffness results under different fault conditions 图 9. 不同故障下啮合刚度结果图

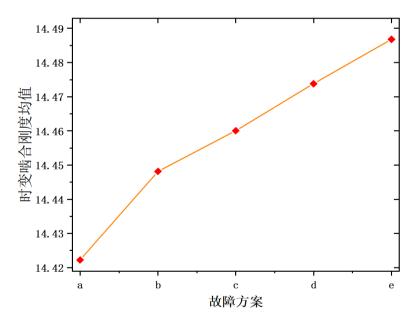


Figure 10. Mean values of time-varying mesh stiffness under different fault scenarios 图 10. 不同故障方案下时变啮合刚度均值

4.3. 点蚀故障方案三

利用 MATLAB 软件平台,依据文中提出的时变啮合刚度计算模型以及所给定的故障参数表,实现了针对点蚀故障方案(3)的数值仿真算法。仿真结果的时域图如下所示:根据上文中故障方案三,得到有无故障下的啮合刚度结果和含相位差内外啮合的啮合刚度结果如下图 11 所示:

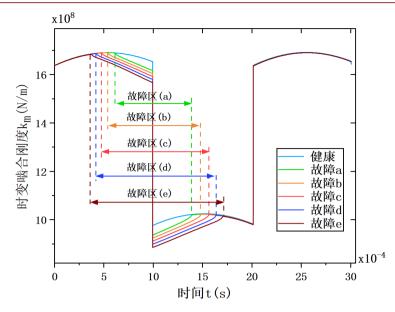


Figure 11. Meshing process from engagement to disengagement 图 11. 开始啮合到退出的啮合过程图

图 11 展示了健康齿轮与具有不同点蚀半径的故障齿轮在啮合过程中得到的刚度响应。从图中可以看出,齿轮健康区域的啮合刚度波动平稳,表现出良好的动态性能和稳定的传动效率。然而,当齿轮出现点蚀故障时,其啮合刚度在故障区域表现出不同程度的下降。随着点蚀坑半径的增大,齿轮在啮合时的接触力分布变得不均匀,局部应力增加,齿轮的接触条件恶化,从而导致啮合刚度显著下降。具体而言,点蚀故障会改变齿轮的啮合刚度特性。研究表明,齿面点蚀的存在会直接影响齿轮副的时变啮合刚度(TVMS),进而改变系统的动态特性。随着点蚀半径的增大,啮合刚度的故障区域也随之增大,且刚度的波动幅度也随着增大。这表明点蚀故障对齿轮传动系统的动态性能产生了显著的负面影响。

5. 结论

针对某特种车辆自动变速器的第三行星排,建立了健康状态下的齿轮时变啮合刚度解析模型,以及含点蚀故障的齿轮时变啮合刚度模型。主要结论如下:

- (1) 与健康状态下的时变啮合刚度相比,含故障的时变啮合刚度在故障区域下降明显,反映出故障对于齿轮传动的负面影响。
- (2) 在对比不同点蚀位置对于刚度的影响,齿根位置的点蚀故障对刚度影响最为显著,而齿顶位置的 点蚀故障对于刚度影响相对较小。
 - (3) 随着点蚀坑半径的增大,齿轮在啮合时的接触力分布变得不均匀,对于啮合刚度的影响显著增加。

参考文献

- [1] 甄冬,李东凯,刘英辉. 含点蚀的行星齿轮系统动力学特性及损伤评估研究[J]. 噪声与振动控制, 2024, 44(2): 114-121.
- [2] 庞修身. 齿轮点蚀故障机理研究与振动响应分析[D]: [硕士学位论文]. 秦皇岛: 燕山大学, 2023.
- [3] 张浩亮. 齿轮点蚀故障的动态响应建模与实验研究[D]: [硕士学位论文]. 武汉: 武汉理工大学, 2019.
- [4] 陈勇,李金锴,臧立彬.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.
- [5] 李嘉琳, 何巍华, 曲永志. PSO 优化深度神经网络诊断齿轮早期点蚀故障[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2019,

40(7): 974-979.

- [6] 王福林. 风电机组齿轮传动系统点蚀故障研究及振动响应分析[D]: [硕士学位论文]. 秦皇岛: 燕山大学, 2021.
- [7] 田晓丽. 汽车变速器齿轮点蚀的仿真分析与改善研究[D]: [硕士学位论文]. 杭州: 浙江大学, 2023.
- [8] 赵国平, 董辉立, 王春明, 等. 斜齿轮疲劳裂纹萌生及扩展过程全寿命研究[J]. 摩擦学学报, 2016, 36(5): 643-649.
- [9] 赵鑫, 张秀华, 溥江. 齿面点蚀对齿轮啮合刚度影响分析[J]. 机械强度, 2020, 42(6): 1424-1429.
- [10] 李金锴, 陈勇, 臧立彬, 等. 基于有限元法的疲劳点蚀斜齿轮时变啮合刚度分析与试验研究[J]. 机械传动, 2021, 45(12): 1-7.
- [11] 傅博伟, 杨杰, 刘英辉. 冲击工况下行星齿轮系统点蚀故障评估方法[J]. 机械传动, 2024, 48(1): 82-88.