

文章编号: 1000-8055 (2004) 02-0283-06

裂纹齿轮动力特性三维有限元模拟

邵忍平^{1,2}, 郭万林², 李 春²

(1 西北工业大学 机电工程学院, 西安 710072;

2 南京航空航天大学 航空宇航学院, 南京 210016)

摘要: 建立了裂纹齿轮结构的三维有限元动力学模型, 分析了齿轮轮齿发生裂纹后的齿轮动力特性 (固有频率、振型、动态应力等), 并对裂纹出现位置和裂纹尺寸等对齿轮动力特性的影响进行了深入探讨和计算机模拟。指出裂纹尺寸和位置对于齿轮的固有频率和振型都有影响, 当出现裂纹后固有频率发生下降, 振型也发生变化, 而裂纹位置对固有频率和振型影响大于裂纹尺寸的影响, 当裂纹位于齿根处时齿轮固有频率下降较大, 当裂纹位于齿顶处时齿轮固有频率下降较小, 当裂纹出现后齿轮体的振型明显不同于无裂纹时的振型, 在裂纹附近振动的振幅增大, 并且齿轮体的动态应力也发生变化, 与无裂纹的齿轮结构动力特性完全不同。

关键词: 航空、航天推进系统; 齿轮; 裂纹; 动力特性; 有限元; 模拟

中图分类号: TH113.1

文献标识码: A

3-D inensional FEM Simulation of Dynam ic Characteristics of Cracked Gear

SHAO Ren-ping^{1,2}, GUO Wan-lin², LI Chun²

(1 Northw estern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2 Nanjing University of Aeronautics and A stronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The 3-dimensional FEM dynamic model of a cracked gear structure is established, the dynamic characteristics, i e , the natural frequency, the mode shape, the dynamic stress and so on, due to crack of gear tooth are analyzed in this paper. The influence of crack position and crack depth etc on dynamic characteristics of gear is investigated by using computer simulation and the FEM. It shows that the influence of crack depth and crack position on both natural frequency and mode shape of gear is significant. The natural frequency drops and mode shape changes when a crack started. This natural frequency drops with the increase of crack depth, but the influence of crack position on both natural frequency and mode shape is greater than that of the crack depth. The natural frequency of gear drops more when crack locate at the tooth root in comparison with that of the gear when crack appears at the tooth tip. When a crack starts, the mode pattern of gear structure becomes very different from that of g gear uncracked when a crack starts. The amplitude is augmented and the dynamic stress of gear changes in the crack neighborhood. The present study is important and useful for damage detection and fault diagnosis.

Key words: aerospace propulsion system; gear; crack; dynamic characteristic; FEM;

收稿日期: 2003- 02- 19; **修订日期:** 2003- 10- 29

基金项目: 航空科学基金资助项目 (01153073); 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室开放基金资助

作者简介: 邵忍平 (1962-), 男, 陕西宝鸡人, 西北工业大学机电工程学院副教授, 博士, 主要从事机械动力学、机械振动、噪声与控制、动态信号处理、识别与诊断等方面的研究

simulation

齿轮传动是机械传动的主要形式, 被广泛应用于航空发动机、直升机、鱼雷舰艇、机床和车辆等系统的重要传动之中发挥着重要作用。当齿轮传动系统中的主要元件齿轮产生损伤时将会直接影响到它的工作可靠性, 严重时如出现危险性的裂纹将直接影响到它的安全性, 甚至会导致灾难性事故发生^[1]。因此对齿轮系统及其各元件的损伤监测及诊断, 就成为一项十分重要的研究工作。目前国内外已开展了几十年的研究, 取得了许多研究成果^[2, 3], 并已形成研究的热点^[4~6]。但这些研究大多数主要集中在探讨一种新的辨识诊断方法, 而对齿轮轮齿出现损伤裂纹后的动力特性以及如何采取监测方法去监控识别裂纹缺陷问题的研究还有待于深入探讨。国外 Berri 和 Lin Liu^[7, 8]考虑了齿牙裂纹、齿坑穴、齿牙剥落等缺陷, 对于齿轮齿廓啮合过程进行了计算机模拟, 研究了齿轮损伤对齿轮动力特性的影响。本文以实际系统当中最易出现的裂纹为对象, 建立了裂纹齿轮结构的三维有限元动力学模型, 在 ANSYS 软件环境下分析了轮齿不同处裂纹以及不同大小裂纹的齿轮体动力特性, 包括固有频率、振型、动态应力等, 并对裂纹出现的位置和裂纹尺寸等对齿轮动特性的影响进行了计算机模拟分析, 从而

为较好地识别齿轮裂纹奠定了基础。

1 裂纹齿轮有限元模型

齿轮结构按带齿空间三维模型来建立, 按照齿轮实际工作状态中常出现裂纹的情况, 将裂纹设置在轮齿上, 分别在齿根和齿顶处发生裂纹。裂纹的大小分别按裂纹比 $\alpha = a/h$ (a 裂纹长度, h 齿厚度) 为 0.4 和 0.8 两种情况进行模拟。实际工作的齿轮常安装于齿轮轴上, 故在此将边界条件设置为内周弹性支撑固定和外周自由。按照空间 8 节点 (六面体) 单元进行有限元建模网格划分, 施加边界条件以及外载荷, 来分析裂纹齿轮的动力特性和模态特性, 以及模拟不同大小和不同位置的裂纹对齿轮体动力特性影响, 通过与无裂纹齿轮体模态特性比较来分析裂纹对齿轮结构振动的影响。其建模和网格划分结果如图 1 所示。

2 齿轮动力特性模拟与仿真

现对一完好齿轮进行数值模拟, 输入齿轮参数为: 内周半径 $a = 0.1\text{ m}$, 齿数 $Z = 80$, 模数为 10 mm , 分度圆直径 $d = 0.8\text{ m}$, 齿轮厚度 $h = 0.025\text{ m}$, 齿轮材料钢的 $E = 2.10 \times 10^{11}\text{ N/m}^2$, 材料密度 $\rho = 7860\text{ kg/m}^3$, 材料波松比 $\mu = 0.30$, 齿

表 1 齿轮体固有频率 (单位: Hz)

Table 1 Natural frequency of gear substance

模 型	阶 次						
	1	2	3	4	5	6	7
二维带齿	192.38	193.49	209.40	225.49	281.02	499.00	499.54
三维圆盘	154.42	154.56	185.06	251.06	277.07	572.41	611.64
三维带齿圆盘	152.80	153.25	168.95	220.65	254.17	501.07	501.60

模 型	阶 次						
	8	9	10	11	12	13	14
二维带齿	662.30	856.02	856.61	1291.5	1291.8	1303.2	1364.4
三维圆盘	612.32	1096.4	1099.1	1278.0	1336.6	1346.7	1500.9
三维带齿圆盘	590.66	857.18	859.19	1131.5	1194.5	1198.6	1285.2

模 型	阶 次					
	15	16	17	18	19	20
二维带齿	1376.9	1507.0	1717.5	1731.2	1795.8	1796.9
三维圆盘	1501.6	1509.5	1706.3	1707.0	1769.56	1781.3
三维带齿圆盘	1287.4	1368.7	1539.7	1542.4	1568.05	1777.1

轮啮合力取为 $P_0=100\text{ N}$ ，分别按两维圆盘带齿、三维圆盘和三维圆盘带齿模型进行建模分析（其中三维圆盘带齿模型的单元总数为 10392、节点总数为 66509），得到齿轮体的固有频率如表 1 所示。

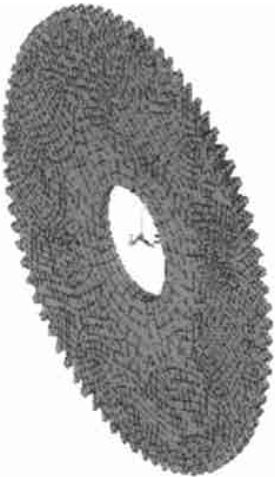


图 1 齿轮结构有限元模型

Fig. 1 The FEM model of gear structure

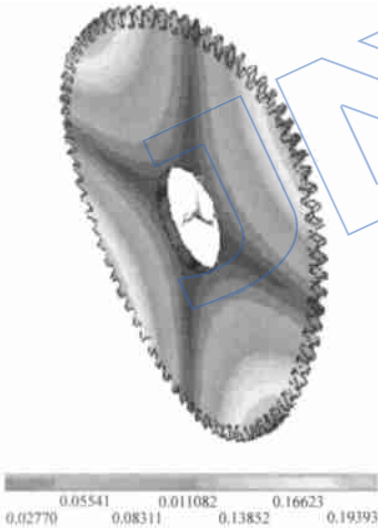


图 2 齿轮结构振型 (第 4 阶)

Fig. 2 Mode shape of gear structure (4-th Order)

从表中可以看出，三者建模模拟计算的结果大体是一致的，但带齿圆盘与不带齿圆盘在个别阶次差别较明显，究其原因可知这是由于带齿圆盘模型与不带齿圆盘模型有差异，带齿后对于某些阶模态影响较大，因此对于较精确的动力学分析最好按带齿圆盘模型来建立齿轮体动力学模型。另外从表中还可以看出，二维建模分析和三维建模分析也是有差异的，二维分析结果比三维分析结果偏高，这主要是由于按照三维建模考虑

了齿轮轴方向耦合的影响作用，而二维建模没有考虑这种影响，另外在数值模拟当中二维建模按照平面应力假设来考虑，这也是引起差异的原因之一。因此对于轴向尺寸较大的齿轮最好按三维建模分析，这样会使误差减少，对于轴向尺寸较小的薄壁齿轮，在一般的动力学分析中可以忽略掉该方向耦合的影响，按二维建模并按平面应变分析来处理。

图 2 和图 3 显示了模拟分析所得到的三维带齿齿轮的三维振型（4 阶、6 阶），可以很清楚地看出齿轮体中各点按各阶固有频率振动时振幅的大小。

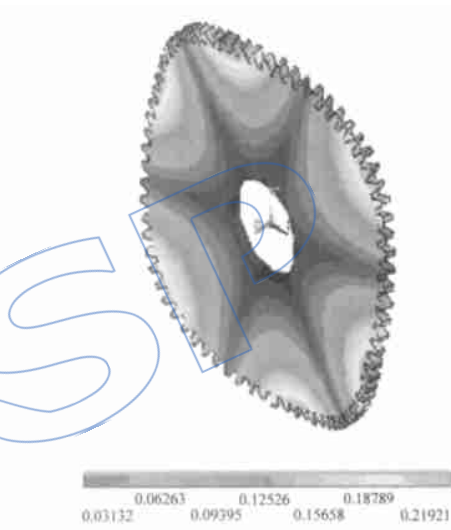


图 3 齿轮结构振型 (第 6 阶)

Fig. 3 Mode shape of gear structure (6-th Order)

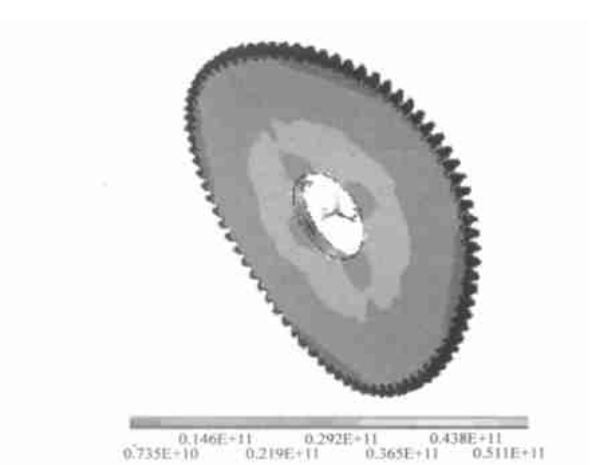


图 4 齿轮结构应力 (第 4 阶)

Fig. 4 Stress of gear structure (4-th Order)

图 4 和图 5 表示了模拟分析得到的典型齿轮体的 4 阶和 6 阶三维应力分析结果。可见各图中

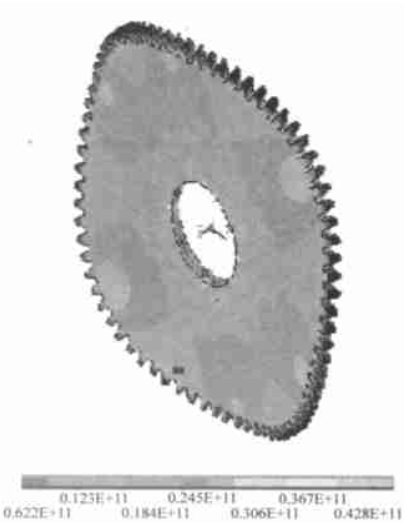


图 5 齿轮结构应力 (第 6 阶)

Fig 5 Stress of gear structure (6-th Order)

位于内圆周附近处的应力最大，而位于外圆周齿附近处的应力最小，各点数值都不相同。故进行齿轮动态设计时必须考虑这些点的影响。

3 裂纹齿轮模拟与仿真

现对一带裂纹齿轮进行数值模拟，输入参数与上节相同，裂纹设置在相邻的两个齿上即两处裂纹。裂纹深度用裂纹比 $\alpha = a/h$ (a 裂纹长度, h 轮齿厚度) 来表示，按 $\alpha = 0.4$ 和 0.8 来分析，裂纹位置按两处来设置，分别在齿根处和分度圆处。在齿轮两裂纹齿上加啮合力 $P_0 = 100\text{ N}$ ，三维带齿裂纹模型的单元总数为 10578、节点总数为 67699，模拟分析裂纹齿轮体固有频率如表 2 所示。

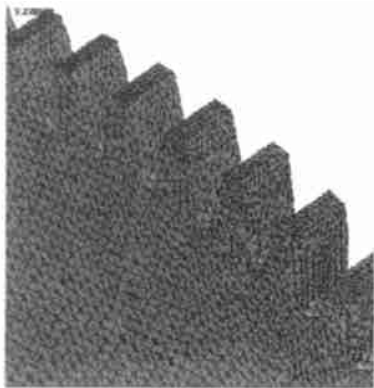


图 6 裂纹齿轮结构有限元模型

Fig 6 The FEM model of cracked gear structure

从表中可见，有裂纹与无裂纹时齿轮体的固有频率是有差异的，有裂纹时固有频率比无裂纹

时固有频率有减小的趋势 (从表 1 和表 2 对比可知)，当裂纹较小时固有频率减小较小，这是由于裂纹出现后，损伤了齿轮体的屈曲刚度而使得固有频率减小，但由于裂纹是处于轮齿处，故对齿轮体屈曲刚度的减小不大。随着裂纹尺寸的增加，当出现大裂纹时固有频率也似乎出现增加的现象，分析原因这大概是由于当出现大裂纹时相当于齿轮体掉下一些质量而使其振动质量减小，但

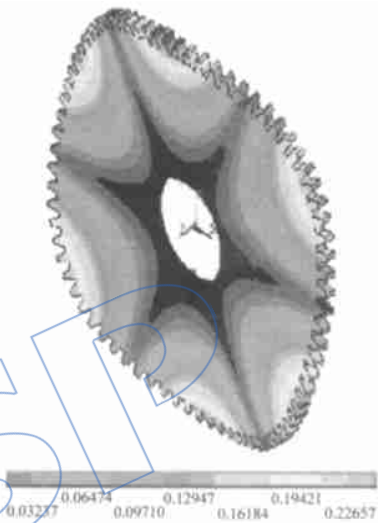


图 7 裂纹齿轮结构振型
(第 6 阶, $\alpha = 0.8$, 齿根裂纹)

Fig 7 Mode shape of cracked gear structure
(6-th Order, $\alpha = 0.8$, root crack)

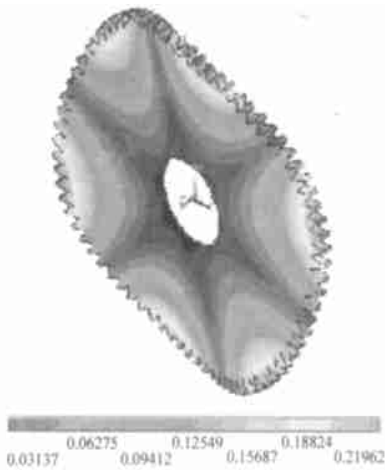


图 8 裂纹齿轮结构振型
(第 6 阶, $\alpha = 0.4$, 分度圆裂纹)

Fig 8 Mode shape of cracked gear structure
(6-th Order, $\alpha = 0.4$, reference circle crack)

表 2 裂纹齿轮体固有频率 (单位: Hz)
Table 2 Natural frequency of cracked gear

裂 纹		阶 次						
		1	2	3	4	5	6	7
齿根处 (二维)	$\alpha=0.4$	190.61	192.41	206.04	225.91	280.43	500.98	501.28
	$\alpha=0.8$	192.74	193.88	209.00	226.44	281.38	501.09	501.40
齿根处 (三维)	$\alpha=0.4$	152.84	153.96	168.70	220.96	253.59	499.40	501.83
	$\alpha=0.8$	153.77	154.34	171.23	221.92	254.93	503.63	505.34
分度圆处 (三维)	$\alpha=0.4$	163.61	164.18	180.91	228.30	264.94	513.58	514.21
	$\alpha=0.8$	164.14	165.39	182.71	228.94	266.50	514.39	519.83

裂 纹		阶 次						
		8	9	10	11	12	13	14
齿根处 (二维)	$\alpha=0.4$	662.36	860.89	862.27	1298.6	1301.6	1302.8	1369.4
	$\alpha=0.8$	665.84	860.71	861.62	1300.5	1301.5	1305.3	1369.1
齿根处 (三维)	$\alpha=0.4$	589.98	854.54	860.14	1131.6	1196.9	1197.5	1283.0
	$\alpha=0.8$	590.83	860.41	863.45	1141.5	1202.9	1208.3	1288.2
分度圆处 (三维)	$\alpha=0.4$	616.53	868.79	877.81	1196.3	1260.4	1271.5	1298.2
	$\alpha=0.8$	618.32	866.79	889.76	1200.8	1267.6	1274.5	1291.3

裂 纹		阶 次					
		15	16	17	18	19	20
齿根处 (二维)	$\alpha=0.4$	1370.8	1508.8	1702.7	1739.0	1799.1	1815.1
	$\alpha=0.8$	1376.3	1510.1	1689.9	1742.4	1803.5	1813.4
齿根处 (三维)	$\alpha=0.4$	1287.5	1367.6	1538.3	1541.9	1568.8	1773.8
	$\alpha=0.8$	1291.2	1379.5	1540.1	1542.6	1577.1	1779.0
分度圆处 (三维)	$\alpha=0.4$	1308.2	1450.9	1590.1	1596.1	1659.4	1779.1
	$\alpha=0.8$	1324.2	1459.5	1594.4	1597.3	1668.2	1792.2

由于裂纹出现于轮齿处而使齿轮体屈曲刚度损伤不大、刚度下降不多，因而综合作用的结果致使固有频率产生上升。而裂纹出现位置对齿轮体的固有频率也有影响，从表中可见随着裂纹从轮齿根向齿顶的移动，固有频率也在增加，但这种增加似乎比随裂纹尺寸的增加来得快。从表 2 中可以清楚地看出裂纹处于分度圆处比处于齿根处固有频率要大一些，而对位于同处的裂纹固有频率随裂纹尺寸的增加似乎大的不多，原因是裂纹位于齿根处时对齿轮结构刚度损伤较大一些，而裂纹位于靠近齿顶处时对齿轮刚度损伤较小的缘故。另外，表 2 中还比较了裂纹处于齿根处的二维和三维建模分析结果，由于按二维建模分析没

有考虑齿轮轴方向耦合影响作用，而实际齿轮确有相当的厚度，因而二维分析结果较三维分析结果偏大。

图 6 表示了裂纹位于分度圆处(两齿裂纹)三维网格划分图。图 7 和图 8 分别表示了裂纹位于齿根处、裂纹大小 $\alpha=0.8$ 齿轮体第 6 阶振型和裂纹位于分度圆处、裂纹大小 $\alpha=0.4$ 齿轮体第 6 阶振型，可直观地看出各点三维振幅的大小，在裂纹附近振幅值明显大于无裂纹的振幅。另外，通过对裂纹位于分度圆处情形分析，也可以看出它与裂纹位于齿根处的振型明显不同，裂纹附近的振幅也不同，这对于识别裂纹非常重要。因而动态设计时必须留心加以注意。

4 结 论

裂纹齿轮的动力特性与无裂纹齿轮截然不同,当齿轮轮齿发生裂纹时对齿轮的动力特性有着直接的影响,裂纹尺寸和裂纹位置对于齿轮的动力学特性都有影响,但裂纹位置与裂纹尺寸相比对动力学特性的影响较大,当裂纹位于齿根处时使齿轮刚度损伤较大,故齿轮固有频率下降较大,而当裂纹位于靠近齿顶处时齿轮固有频率下降较小。当裂纹出现后齿轮体的振型明显不同于无裂纹时的振型,在裂纹附近振动的振幅增大,并且齿轮体的动态应力也发生变化,如果通过对齿轮轮齿在线动态测量发现,某处振型幅值突变,与其它处截然不同,那么大致可以断定该处出现了裂纹,如果再通过固有频率测量分析发现其已经降低,因而可断定该处发生了裂纹。所以本文的研究为识别裂纹,诊断损伤和动力学设计具有重要价值。

参考文献

[1] Wang W J, Mcfadden P D. Decomposition of Gear Motion

Signals and Its Application to Gearbox Diagnostics [J].

Trans ASME, J. Vib Acoust, 1995, 117 (3): 363- 369

[2] Polyshchuk V V, Choy F K. New Gear Fault Detection

Parameter by Use of Joint Time-Frequency Distribution [J].

Journal of Propulsion and Power, 2000, 16 (2): 340- 346

[3] 徐科, 杨德斌, 徐金梧. 小波变换在齿轮局部缺陷诊断中

的应用 [J]. 机械工程学报, 1999, 35 (3): 105- 107.

[4] 许洪斌, 张光辉, 加藤正名. 分阶式双渐开线齿轮的光弹

性试验与弯曲强度试验研究 [J]. 机械工程学报, 2000, 36

(8): 39- 41.

[5] 林京, 屈梁生. 信号时频熵及其在齿轮裂纹识别中的应用

[J]. 机械传动, 1998, 22 (2): 37- 39.

[6] 吴森, 周雅立, 钱济国. 齿根裂纹诊断技术 [R]. 全国第

二届齿轮动力学学术会议论文, 1991. 4, 武昌: 192- 198

[7] Berri S, Khsner J. Dynamic of a Transmission System having

a Cracked Gear Tooth [A]. Proc. of the 2000 ASME Design

Engineering Technical Conf. [C]. Baltimore, Maryland, Sep.

10- 13, 2000

[8] Lin L iu, Darryll J Pines. Static Effects of Tooth Crack on a

Spur Gear Pair [A]. Proc. of the Inter. Conf. on

Mechanical transmission [C]. (ICMT'2001), Chongqing,

China, China Machine Press, April, 5- 9, 2001: 683- 686