

基于振动应力分析的齿轮结构优化方法研究

姜贵林^{1,2} 张茂强^{1,2} 王海旭¹ 孙红^{1,2} 高爽³

(1 中国航发沈阳发动机研究所, 辽宁 沈阳 110015)

(2 中国航发航空发动机动力传输重点实验室, 辽宁 沈阳 110015)

(3 中国航发沈阳黎明航空发动机有限责任公司, 辽宁 沈阳 110043)

摘要 针对航空发动机传动系统齿轮辐板断裂现象,进行了原因分析;通过断口检查、强度计算、振动特性分析、应力测试等,确定齿轮辐板断裂的性质为节径共振引起的高周疲劳。基于分析结果,以降低振动应力、提高强度储备为目标,对齿轮结构进行了改进优化设计,并对优化后的结构进行了试验验证。结果表明,齿轮结构优化后,振动应力值大幅降低,齿轮结构强度储备与工作可靠性明显提升。

关键词 航空发动机 齿轮 振动应力 节径共振

Research of Gear Structure Optimization Method based on Vibration Stress Analysis

Jiang Guilin^{1,2} Zhang Maoqiang^{1,2} Wang Haixu¹ Sun Hong^{1,2} Gao Shuang³

(1 AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China)

(2 AECC Key Laboratory of Power Transmission Technology on Aero-engine, Shenyang 110015, China)

(3 AECC Shenyang Liming Aeroengine Co., Ltd., Shenyang 110043, China)

Abstract The reason of the aeroengine transmission gear spokes fracture fault is analyzed, through the fracture examination, strength calculation, vibration characteristic analysis and stress test, the nature of the gear spokes fracture fault is the high-cycle fatigue caused by the pitch diameter resonance is determined. Based on the analysis results, the gear structure is improved and optimized to reduce vibration stress and increase strength reserve, and the optimized structure is tested and verified. The results show that the vibration stress of the optimized structure is greatly reduced, the strength reserve and working reliability are improved obviously.

Key words Aeroengine Gear Vibration stress Pitch diameter resonance

0 引言

齿轮装置是航空发动机传动系统的重要部件,主要作用为传递旋转运动,发动机输出功率并传递给发动机附件从而保证发动机传动系统正常工作^[1-2]。齿轮应用于航空发动机传动系统领域内,常出现齿面擦伤、轮齿折断、齿轮辐板断裂等现象,给发动机使用带来极大的安全隐患。而根据发动机推力性能需求,齿轮常被设计为薄辐板结构以降低系统总质量。但薄辐板结构齿轮易出现节径共振,在齿轮结构动强度储备较低的情况下,齿轮辐板易出现断裂或其他损坏。

针对齿轮结构振动特性,国内外学者开展了大量研究。王大勇^[3]利用软件模拟齿轮工况条件,获取了薄辐板结构齿轮振动特性;江平等^[4]针对齿轮辐板断裂故障开展了动应力测试,并根据测试结果优化了齿轮结构;Refaat M H等^[5]利用有限元与变分不等式相结合的方法,获取了齿轮齿面接触应力及齿根处应力情况。国内外学者在对齿轮振动特性进行研究基础上对齿轮结构的优化,提高了齿轮工作的可靠性。

某发动机传动系统使用过程中出现了齿轮辐板断裂现象,针对该问题,本文中从齿轮结构、动态特性、加载及强度等方面进行了分析,明确故障原因,制定了改进措施并取得良好效果。

1 问题概述

某发动机传动系统在工作过程中，一处齿轮辐板出现断裂现象。故障齿轮轴为双联齿轮结构，断裂位于大齿轮一侧（材料为新型结构钢，断齿齿轮模数为 2.5 mm，共 49 个齿），断裂结构上有 5 个轮齿，形状呈三角形，如图 1 所示。

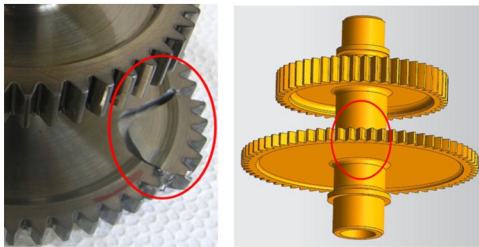


图 1 故障齿轮形貌

Fig. 1 Appearance of faulty gear

2 原因分析

2.1 断口分析

掉块断口形貌如图 2 所示，由图 2 中可见明显的疲劳弧线形貌特征，表明断口性质为疲劳^[6-7]。根据疲劳弧线的方向判断，疲劳起始于齿根，即图中圆圈所示位置。

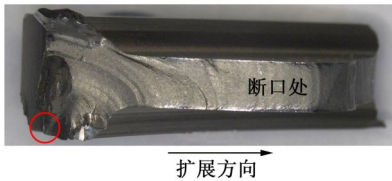


图 2 断口形貌

Fig. 2 Appearance of fracture

2.2 载荷分析

根据故障齿轮工作实际情况，理论设计转速定义为 100% 转速，90% 以上转速范围内为负载工作，100% 设计转速理论负载为 200 kW。复查发动机传动系统实际工作情况，齿轮辐板断裂前在 100% 设计转速工作了 55 h，但由于传动系统负载出现异常，导致传动系统实际负载最大值为 280 kW，超出理论值 80 kW。

2.3 强度分析

2.3.1 轮齿强度计算

对轮齿接触、弯曲及胶合三大强度进行校核，如表 1 所示。按 1/1 000 的失效概率选取安全系数，取齿轮寿命 3 000 h，100% 设计转速传递功率为 200 kW，计算结果满足轮齿强度要求^[8]。

表 1 齿轮强度计算结果

Tab. 1 Calculation results of gear strength

计算项目	计算结果	最小安全系数(航标要求)
接触强度安全系数	1. 62	1. 25
弯曲强度安全系数	3. 25	1. 5
胶合强度安全系数	1. 56	1. 2

2.3.2 齿轮应力计算

辐板断裂齿轮的工作载荷主要包括离心力和啮合力。建立故障齿轮与相配齿轮的装配模型，并在轮齿啮合的工作面上定义接触，对离心力、啮合力及组合状态应力进行强度分析。有限元模型如图 3 所示^[9-10]。

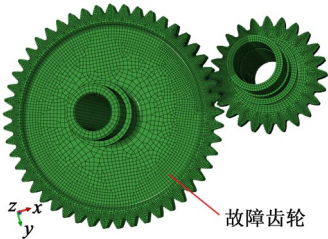


图 3 有限元模型

Fig. 3 Finite element model

根据第 2.2 节中给出的齿轮设计工况参数，应力计算结果如表 2 所示。由表 2 中可知，轮齿最大应力位于齿根中间位置。应力分布云图如表 3 所示(应力云图中前端面均为故障疲劳源端面)。齿轮 1 个啮合周期内轮齿接触位置变化如表 4 所示。由表 4 中可知，轮齿接触位置位于分度圆附近时轮齿应力达到最大值。

表 2 齿轮应力计算结果

Tab. 2 Calculation results of gear stress

项目	故障疲劳源部位 应力/MPa	齿根最大应力/ MPa
离心力	37	28
啮合力	98	182
组合状态	132	207
工作温度/℃	200	
弯曲脉动疲劳强度极限 σ_0 /MPa	923	
n_0 储备	6. 99	4. 46

根据计算结果可知，在齿轮设计参数下，齿轮疲劳源部位和齿根最大应力部位的应力值分别为 132 MPa 和 207 MPa。根据齿轮实际工作特点进行动强度储备分析，齿轮疲劳源部位和齿根最大应力部位的疲劳强度储备分别为 6. 99 MPa 和 4. 46 MPa，均满足强度要求。

表 3 应力分布云图表

Tab. 3 Stress distribution cloud map

应力项目	离心	啮合	组合
云图			
结果	齿根最大应力: 28 MPa 疲劳源部位应力: 37 MPa	齿根最大应力: 182 MPa 疲劳源部位应力: 98 MPa	齿根中部应力: 207 MPa 疲劳源部位应力: 132 MPa

表 4 啮合力下接触位置变化

Tab. 4 Change of contact position under meshing force

时间步	开始啮入	齿根弯曲应力达到最大值	啮出
接触位置			

2. 3. 3 振动特性分析

辐板断裂齿轮工作转速范围内的齿轮频率及共振转速^[11-12]计算结果如表 5 所示, 振动坎贝尔图如图 4 所示。

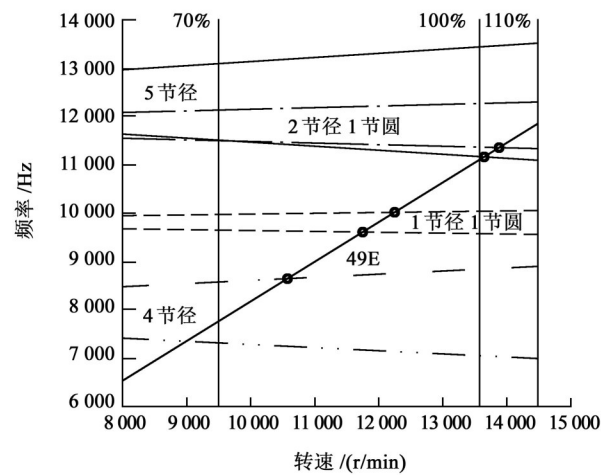


图 4 故障齿轮振动坎贝尔图

Fig. 4 Vibrational Campbell diagram of faulty gear

由计算结果可知, 在设计点转速范围内, 存在齿轮 4 节径前行波共振、1 节径 1 节圆前后行波共振; 在

超过 100% 设计转速范围外, 5 节径后行波和 2 节径 1 节圆后行波共振裕度较小^[13]。故障齿轮的 4 节径、1 节径 1 节圆、2 节径 1 节圆与 5 节径振型图与相对振动应力分布如表 6 所示。故障齿轮共计 49 个齿, 断口包含 5 个齿。依据表 6 中的振型分布, 齿轮可能在 4 节径或 5 节径共振的情况下产生了辐板断裂。

表 5 故障齿轮固有频率及共振转速计算结果

Tab. 5 Calculation results of the natural frequency and resonance speed of the faulty gear

序号	振型	静频/Hz	前/后行波	
			频率/Hz	共振转速百分比/%
1	4 节径	7 943	8 909/6 977	80. 4/68. 2
2	1 节径 1 节圆	9 810	10 052/9 568	93. 1/89. 3
3	2 节径 1 节圆	11 812	12 295/11 329	114. 4/105. 5
4	5 节径	12 298	13 506/11 090	127. 3/103. 7

2. 4 动应力测量

对故障齿轮开展动应力实测^[14-15], 实测过程中分别按传动系统异常负载与设计理论负载要求两种状态开展测量, 测量结果如表 7 所示。

表 6 故障齿轮固有频率及共振转速计算结果

Tab. 6 Calculation results of the natural frequency and resonance speed of the faulty gear

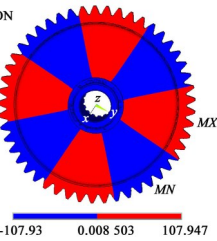
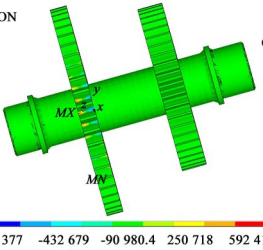
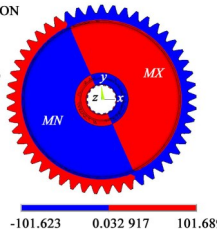
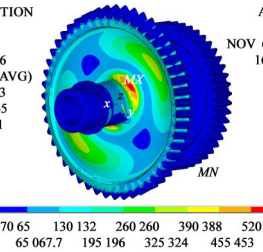
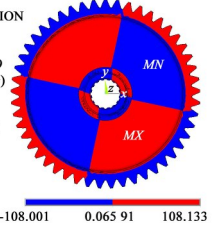
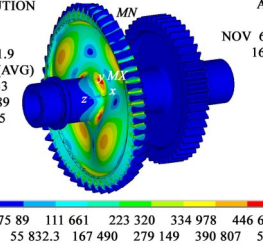
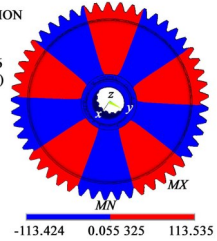
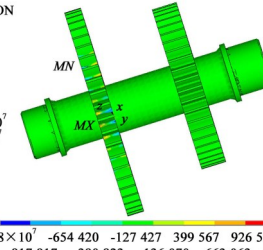
频率	振型	振型分布	相对振动应力分布
7 943	4 节径	NODAL SOLUTION STEP = 1 SUB = 24 FREQ = 7 943.47 UZ (AVG) RSYS = 0 DMX = 109.993 SMN = -107.93 SMX = 107.947 	NODAL SOLUTION STEP = 1 SUB = 24 FREQ = 7 943.47 SY (AVG) RSYS = 1 DMX = 109.993 SMN = -774 377 SMX = 763 266  ANSYS R14.5 OCT 20 2017 17:16:53
9 810	1 节径 1 节圆	NODAL SOLUTION STEP = 1 SUB = 29 FREQ = 9 809.6 UZ (AVG) RSYS = 0 DMX = 101.713 SMN = -101.623 SMX = 101.689 	NODAL SOLUTION STEP = 1 SUB = 29 FREQ = 9 809.6 SEQV (AVG) DMX = 101.713 SMN = 3.570 65 SMX = 585 581  ANSYS R14.5 NOV 6 2018 16:41:25
11 812	2 节径 1 节圆	NODAL SOLUTION STEP = 1 SUB = 31 FREQ = 11 811.9 UZ (AVG) RSYS = 0 DMX = 108.133 SMN = -108.001 SMX = 108.133 	NODAL SOLUTION STEP = 1 SUB = 31 FREQ = 11 811.9 SEQV (AVG) DMX = 108.133 SMN = 3.275 89 SMX = 502 465  ANSYS R14.5 NOV 6 2018 16:43:14
12 298	5 节径	NODAL SOLUTION STEP = 1 SUB = 33 FREQ = 12 297.6 UZ (AVG) RSYS = 0 DMX = 116.348 SMN = -113.424 SMX = 113.535 	NODAL SOLUTION STEP = 1 SUB = 33 FREQ = 12 297.6 SY (AVG) RSYS = 1 DMX = 116.348 SMN = -0.118×10⁷ SMX = 0.119×10⁷  ANSYS R14.5 OCT 23 2017 10:10:47

表 7 齿轮故障位置振动应力及动强度储备测量结果

Tab. 7 Vibration stress and dynamic strength reserve test results of the gear fault position

测试状态	实测共振转速/(r/min)	振动频率/Hz	振型	动应力测试结果/MPa	动应力测试时域信号应力/MPa	折算系数	故障位置应力/MPa (单一峰值评估)	动强度储备/MPa	故障位置应力/MPa (时域信号应力峰值×折算系数平均值)	动强度储备/MPa
理论负载状态	104.87%	1 824	2 节径前行波	63	157	2.20	139	6.64	337	2.74
		7 916	4 节径前行波	94		2.09	196	4.71		
	104.44%	12 268	5 节径后行波	118	—	2.33	275	3.36	—	3.36
	100.99%	4 384	3 节径后行波	133	260	2.11	280	3.30	546	1.69
		7 928	4 节径后行波	162		2.09	339	2.72		
	93.59%	4 372	3 节径前行波	141	—	2.11	298	3.10	—	3.10
异常负载状态	104.56%	1 884	2 节径前行波	74	184	2.20	163	5.66	395	2.34
		7 908	4 节径前行波	110		2.09	230	4.01		
	104.27%	12 248	5 节径后行波	160	—	2.33	373	2.47	—	2.47
	100.94%	4 380	3 节径后行波	136	291	2.11	287	3.22	611	1.51
		7 920	4 节径后行波	170		2.09	355	2.60		
	93.42%	4 364	3 节径前行波	174	—	2.11	367	2.51	—	2.51

由实测结果可知,异常负载状态与理论负载状态下,故障齿轮均存在3节径、3节径和4节径、5节径,2节径和4节径振动,共振转速分别在93%、101%、104%和105%附近。理论状态故障齿轮测得的4处共振转速下,动强度储备分别为3.1 MPa、1.69 MPa、3.36 MPa、2.74 MPa,异常状态分别为2.51 MPa、1.51 MPa、2.47 MPa、2.34 MPa。参照叶片动强度储备应大于1.67的标准^[16],被测试验件在3节径、4节径复合振动状态下强度储备较低,而5节径振动强度储备较高。结合故障件的断口形貌及振型分析结果判断,齿轮可能在异常负载状态下出现了3节径、4节径复合振动,从而导致齿轮辅板出现了断裂。

2.5 原因分析小结

- (1) 齿轮辐板断裂性质是节径共振引起的高周疲劳。
- (2) 裂纹起源于齿根与齿端面转角区域。
- (3) 传动系统负载在工作过程中出现异常,工作转速中故障齿轮存在3节径、4节径复合振动且强度储备较低,齿轮承受较大的振动应力,致使该零件发生高周疲劳损坏。

3 结构优化与验证

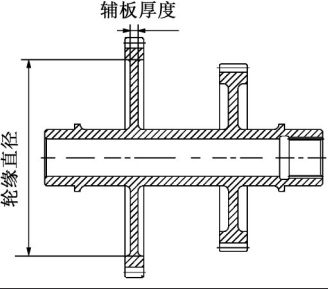
3.1 结构优化

齿轮形状与轮盘非常相似,很容易发生节径型振动。节径型行波振动分为前行波和后行波,当齿轮啮合的激振频率与齿轮的前、后行波固有频率相等时会发生行波共振,此时齿轮振动会突然增大^[17-18]。

通过振动特性分析及动应力测量可知,辐板断裂齿轮在工作过程中存在3节径、3节径和4节径、5节径,2节径和4节径共振。为进一步提高齿轮的使用可靠性,开展齿轮的结构优化改进。通过调整辐板厚度和轮缘直径尺寸,将原结构测得存在较大应力的共振调出齿轮工作转速范围。具体优化方案如表8所示。

表8 故障齿轮结构改进方案

Tab. 8 Improvement scheme of faulty gear structure

齿轮结构	轮缘直径/mm	辐板厚度/mm	结构图
改进前	104.6	4	
改进后	100	6	

3.2 理论计算

根据动应力测试激振因素分析结果,综合考虑啮合频率(49E)、啮合频率1/2倍频(24.5E)激励的影响,改进方案分析结果如下:在辐板断裂齿轮负载工作转速范围内(90%~100%),啮合频率(49E)和(24.5E)激振条件下,存在4节径前行波共振,共振转速为94.5%,其余共振转速均已调出齿轮负载工作转速范围^[19]。计算结果如表9所示,坎贝尔图如图5所示。

表9 改进齿轮共振频率计算结果

Tab. 9 Resonance frequency calculation results of the improved gear

激励	序号	振型	静频/Hz	前行波		后行波	
				频率/Hz	百分比/%	频率/Hz	百分比/%
49E	1	2节径	2 394	2 894	23.2	1 894	21.4
	2	3节径	5 288	6 038	52.3	4 538	46.3
	3	4节径	9 356	10 356	94.5	8 356	80.4
	4	2节径、4节径	11 750	13 250 2前、4前	124.4	11 250 2前、4后	104.9
	5	5节径	14 212	15 462	147.1	12 962	119.8
	6	3节径、4节径	14 644	—	—	12 238 3后、4后	119.1
24.5E	1	3节径	5 288	6 038	112.0	4 538	87.6

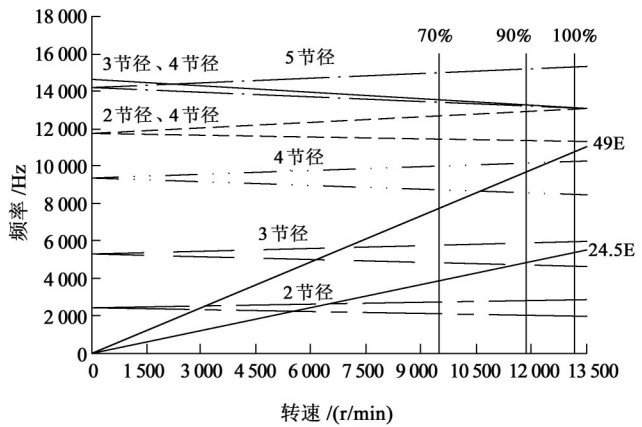


图5 改进齿轮振动坎贝尔图

Fig. 5 Vibrational Campbell diagram of the improved gear

3.3 优化措施验证

通过理论计算可知,调整齿轮结构可降低齿轮工作应力,提高强度储备。为充分验证改进措施的有效性,选取3件改进结构后齿轮开展动应力测量,测量结果如表10所示。

由实测结果可知,改进结构齿轮在工作转速范围内共测量得到3个共振模态,分别为4节径前行波、2倍频6节径前行波及3节径复合,最大应力点出现在第一个测试件的4节径前行波,对应齿轮轴故

障位置的应力值为 161 MPa，强度储备为 3.72 MPa。非常小，第 3 个测试件未测得 3 节径复合共振。综上所述前两个测试件测得 3 节径复合共振，测得的应力值均 所述，齿轮强度满足设计要求，改进措施有效。

表 10 改进齿轮动应力测量结果
Tab. 10 Vibration stress test results of the improved gear

测试件 序号	实测共振转速/ (r/min)	振动频率/Hz	振型	动应力测试结 果/MPa	折算系数	故障位置应力/MPa	动强度储备
1	93.6%	9 266.7	4 节径前行波	77	2.09	161	3.72
	95.5%	19 327.6	2 倍频 6 节径前行波	49	2.22	109	5.78
	98.2%	5 288.7	3 节径	29	2.11	101	6.24
		5 271.9	3 节径	19	2.11		
2	93.6%	9 259	4 节径前行波	72	2.09	151	4.71
	95.7%	19 368	2 倍频 6 节径前行波	35	2.22	77.7	8.11
	98.2%	5 283	3 节径	5	2.11	21.1	29.8
		5 269	3 节径	5	2.11		
3	93.79%	9 323	4 节径前行波	72	2.09	150	4.19
	96.12%	19 472	2 倍频 6 节径前行波	28	2.22	62	10.1

4 结束语

齿轮辐板断裂性质为高周疲劳，原因为传动系统工作过程中出现了异常加载并伴随齿轮辐板节径共振，最终导致齿轮结构强度裕度不足，产生破坏。根据原因排查结果，制定了齿轮辐板尺寸调整的结构改进措施。经理论计算与试验验证，改进结构齿轮工作应力降低，主要共振转速调整到齿轮常用工作转速外，提高了齿轮工作的可靠性。本文中对航空发动机传动系统齿轮的设计与问题处理具有一定的指导意义。

参 考 文 献

[1] 林基恕.航空发动机动力传输系统的技术进展[J].航空发动机, 2000(3):36-41.
LIN Jishu.Technology development of aeroengine power transmission system[J].Aeroengine,2000(3):36-41.

[2] 林基恕,张振波.21 世纪航空发动机动力传输系统的展望[J].航空动力学报,2001,16(2):108-118.
LIN Jishu,ZHANG Zhenbo.Prospects of aeroengine power transmission system in the 21st century [J].Journal of Aerospace Power, 2001,16(2):108-118.

[3] 王大勇.航空薄辐板齿轮固有特性及稳态响应分析[J].机械传动,2016,40(5):145-147.
WANG Dayong.Inherent characteristic and steady response analysis of aviation gear with thin-spoke[J].Journal of Mechanical Transmission,2006,40(5):145-147.

[4] 江平,李刚,陈青兰,等.航空发动机附件传动齿轮辐板动应力测试技术[J].航空动力学报,2016,31(10):2536-2543.
JIANG Ping,LI Gang,LIN Qinglan,et al.Dynamic strain monitoring technique for the rim of cylinder gear in the aero-engine[J].Journal of Aerospace Power,2016,31(10):2536-2543.

[5] REFAAT M H,MEGUID S A.On the contact stress analysis of spur gears using variational inequalities [J].Computers and Structures, 1995,57(5):871-882.

[6] 陈传尧.疲劳与断裂[M].武汉:华中科技大学出版社,2002: 195-200.
CHEN Chuanyao.Fatigue and fracture [M].Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press ,2002:195-200.

[7] 李舜铭.机械疲劳与可靠性设计[M].北京:科学出版社,2006: 274-277.
LI Shunming.Mechanical fatigue and reliability design [M].Beijing: Sciences Press,2006:274-277.

[8] 杨帆.航空齿轮疲劳强度计算软件开发及参数化建模技术[D].沈阳:东北大学,2009:12-21.
YANG Fan.Development of calculation software for aviation gear fatigue strength and parametric modeling technology [D].Shenyang: Northeastern University,2009:12-21.

[9] CONRY T F,SEIREG A.A mathematical programming technique for the evaluation of load distribution and optimal modification for gear systems [J].Journal of Engineering for Industry, 1973, 95 (11):1115-1122.

[10] LEE K.Analysis of the dynamic contact between rotating spur gears by finite element and multi-body dynamics techniques[J].Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science,2001,215(4):423-435.

[11] 晏砺堂,朱梓根,李其汉.高速旋转机械振动[M].北京:国防工业出版社,1994:345-350.
YAN Litang,ZHU Zigen,LI Qihan.High speed rotating machinery vibration [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1994: 345-350.

[12] 卢艳辉,梅庆,雷沫枝,等.航空发动机附件传动齿轮振动特性分析与试验研究[J].机械强度,2014,36(4):499-503.
LU Yanhui,MEI Qing,LEI Mozhi,et al.The fem analysis and experimental research on the vibration characteristics of aero-engine accessory gear[J].Journal of Mechanical Strength,2014,36(4):499-503.

[13] 陶春虎,钟培道,王仁智,等.航空发动机转动部件的失效与预防 [M].北京:国防工业出版社,2000:301-310.
TAO Chunhu,ZHONG Peidao,WANG Renzhi,et al.Failure and prediction of rotating parts of aeroengine [M].Beijing: National Defense Industry Press,2000:301-310.