

某型弹用涡扇发动机振动故障建模与分析

王海飞¹, 陈果¹, 廖仲坤², 张璋²

(1. 南京航空航天大学 民航学院, 南京 210016 2. 北京动力机械研究所, 北京 100074)

摘要 针对某型弹用涡扇发动机振动超标问题,建立了 1 维有限元梁模型进行仿真与模拟,并结合实际试车数据进行了故障分析和仿真。结果表明,压气机前、后支承刚度对系统第 2 阶临界转速有很大影响,不合适的支承刚度使系统在工作转速范围内出现第 2 阶临界转速,从而导致整机振动超标。因此,降低该故障的途径是有效控制支承装配精度。

关键词 整机振动;动力学建模;有限元模型;故障分析;临界转速;装配精度;弹用涡扇发动机

中图分类号: V231.9

文献标识码: A

doi:10.13477/j.cnki.aeroengine.2015.02.014

Failure Modeling and Analysis of a Missile Turbofan Engine

WANG Hai-fei¹, CHEN Guo¹, LIAO Zhong-kun², ZHANG zhang²

(1. College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Beijing Power Machinery Research Institute, Beijing 100074, China)

Abstract: Aiming at the vibration beyond standard limit problems of a missile turbofan engine, one-dimensional finite element beam modeling was built, and the failure was analyzed and simulated in combination with the test data. The results show that the front and back support stiffness of the compressor has a great influence on the second critical speed of the system, which caused by the unsuitable support stiffness within the operation speed, and the overall engine exceeds the vibration standard limit. Therefore, it is an effective way to reduce the failure by controlling assembly accuracy of the stiffness.

Key words: overall engine vibration; dynamic modeling; finite element model; failure analysis; critical speed; assembly accuracy; missile turbofan engine

0 引言

弹用涡扇发动机由于装配控制精度不够,易发生转子不平衡、支承松动、转子不对称、临界转速共振以及转静碰摩等故障,从而导致整机振动超标,极大地影响弹用涡扇发动机的可靠性和安全性。

为了弄清转子系统各种故障机理,国内外学者对整机建模以及故障仿真^[1-8]做了大量研究工作。航空发动机故障仿真与实际排故存在较大差异,理论分析缺乏与实际振动数据的对比和验证,因此分析结果难于应用于实际情况。国内针对试车数据也做出大量分析^[9-15],但是缺乏理论分析。

本文针对某型弹用航空发动机试车数据在

28000~30000 r/min 之间出现振动超标的情况进行排故分析。

1 试车数据分析

某试车增、减速过程如图 1 所示。其中,转速 $V_1=24000$ r/min, $V_2=26200$ r/min, $V_3=30000$ r/min, V_4 为试车减速过程。从图中可见,由 V_2 增至 V_3 过程中,机匣加速度振动幅值陡增。

某试车数据水平测点 1~4 倍频随转速的变化曲线如图 2 所示。测点

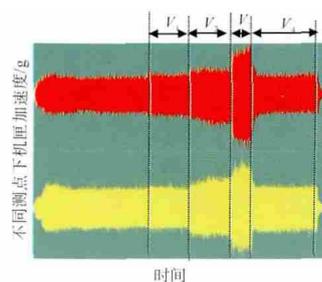


图 1 某试车增、减速过程

收稿日期: 2014-02-19 基金项目: 国家安全重大基础研究项目(613139)、国家自然科学基金(61179057)资助

作者简介: 王海飞(1986)男,在读博士研究生,主要研究方向为转子动力学和航空发动机整机振动建模 E-mail: wanghaifei1986318@163.com。

引用格式: 王海飞,陈果,廖仲坤,等. 某型弹用涡扇发动机振动故障建模与分析[J]. 航空发动机, 2015, 41(2): 66-70. WANG Haifei, CHEN Guo, LIAO Zhongkun et al. Failure modeling and analysis of a missile turbofan engine [J]. Aeroengine, 2015, 41(2): 66-70.

为压气机支承对应的机匣水平方向的测点。从图中可见,在转速升高的过程中,1 倍频增加。从水平方向的振动值来看,在转速 28000 r/min 下,1 倍频振幅为 7g;在转速 30000 r/min 下,1 倍频振幅为 18g,相比 1 倍频,其他高倍频分量很小。因此,初步判断振动超标是由于在 30000 r/min 附近出现了临界转速和过大的不平衡量所致。然而,由不平衡激励机理可得,不平衡量激发的响应与转速平方成正比。因此,如果在转速 28000 r/min 下,1 倍频振幅为 7g,在转速 30000 r/min 下,1 倍频振幅应为 $7(30000^2/28000^2) = 9.5g < 18g$ 。由此可见,该发动机在 30000 r/min 附近出现了临界转速,为找到其原因需进行整机振动仿真分析。

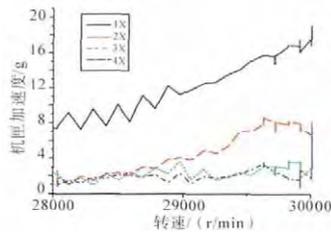


图 2 压气机机匣横向加速度振幅 - 转速曲线

2 航空发动机整机动力学模型

2.1 某型弹用航空发动机模型

某型弹用航空发动机的转子 - 支承 - 机匣模型如图 3 所示。其中 P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 分别为风扇盘、电机盘、压气机盘、涡轮盘 1、涡轮盘 2; C_1, C_2 分别为中介机匣、燃烧室机匣; G_1, G_2, G_3 分别为风扇轴与传动轴套齿联轴器、传动轴与压气机轴套齿联轴器、压气机轴与涡轮轴套齿联轴器; S_1, S_2, S_3, S_4 分别为风扇支点、压气机前支点、压气机后支点、涡轮支点; J_1, J_2 分别为前、后安装节; k_g 为齿轮泵啮合刚度; $k_{f1}, k_{f2}, k_{f3}, k_{f4}$ 为转子 - 机匣支承刚度; k_c 为机匣 - 基础连接刚度。

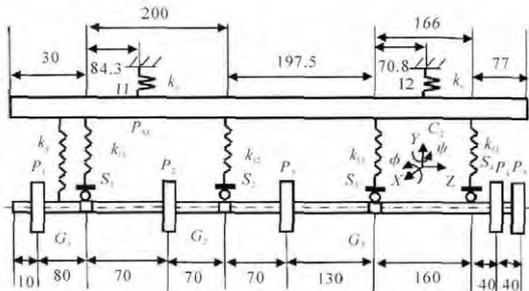


图 3 某型弹用航空发动机的转子 - 支承 - 机匣模型

2.2 动力学建模

2.2.1 转子系统的动力学模型

有限元转子动力学模型如图 4 所示。其中转子节点上的力和力矩分别为整机中部件之间的耦合力和

力矩,设转子的自由度为

$$\mu_s = (x_{A_s}, y_{A_s}, \theta_{xA_s}, \theta_{yA_s}, x_{B_s}, y_{B_s}, \theta_{xB_s}, \theta_{yB_s})^T$$

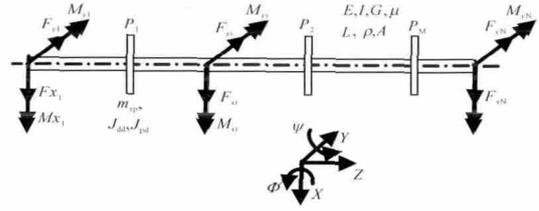


图 4 有限元转子动力学模型

则转子系统的运动方程为

$$M_s \ddot{q}_s + (C_s - \omega G_s) \dot{q}_s + K_s q_s = Q_s \quad (1)$$

式中 M_s, C_s, G_s, K_s, Q_s 分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵、陀螺力矩矩阵、刚度矩阵和所承受的载荷。

采用比例阻尼,即 $C_s = \alpha_0 M_s + \alpha_1 K_s$,得到第 i 阶阻尼比为

$$\xi_i = \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha_0}{\omega_i} + \alpha_1 \omega_i \right) \quad (2)$$

通过转子任意 2 阶固有频率和阻尼比,求解 α_0, α_1 和 C_s 。

2.2.2 机匣模型

本文假设机匣为不旋转的梁,得到其运动方程为

$$M_c \ddot{q}_c + C_c \dot{q}_c + K_c q_c = Q_c \quad (3)$$

式中 M_c, C_c, K_c, Q_c 分别为机匣的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵和承受的载荷,具体见表 1~3。

表 1 转子与机匣单元数

机匣	风扇转子	压气机转子	涡轮转子	机匣
	11	10	11	24

表 2 转子参数

参数	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5
质量/kg	3.88	1.41	5.17	10.28	10.28
极惯性矩 $J_{\varphi}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.03	0.003	0.03	0.05	0.05
赤道惯性矩 $J_{\omega}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.02	0.002	0.03	0.03	0.03
弹性模量 $E/10^{11}$ Pa	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07
泊松比 μ	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	7800	7800	7800	7800	7800
比例阻尼系数 α_0	5	5	5	5	5
比例阻尼系数 $\alpha_1/10^{-5}$	1.35	1.35	1.35	1.35	1.35

表 3 机匣参数

壁厚/mm	E/Pa	$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	泊松比 μ	α_0	α_1
15	2.07×10^{11}	7.8×10^3	0.3	5	1.35×10^{-5}

2.3 转子 - 机匣间的支承连接

设 m_{wi} 为滚动轴承外圈质量; m_{bi} 为轴承座质量; k_{ti}, c_{ti} 分别为轴承外圈与轴承座之间的连接刚度和阻尼; k_{fi}, c_{fi} 分别为机匣与轴承座之间的连接刚度和阻尼。转子 - 机匣支承如图 5 所示。图中 F_{yRi} 和 F_{xRi} 为转子所支承的外力; F_{yCi} 和 F_{xCi} 为机匣所承受力。

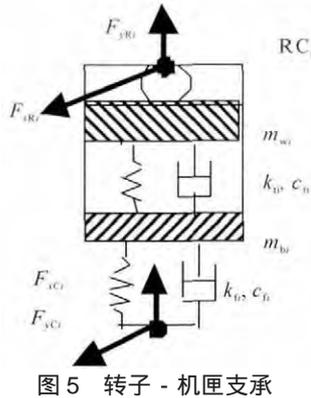


图 5 转子 - 机匣支承

本文设定轴承内、外圈分别固定在转轴和轴承座上。当转子第 m 个节点位移为 x_{Rm} 和 y_{Rm} , 令 $x = x_{Rm} - x_{wi}$, 可以得到转子作用于第 i 个支承的轴承力

$$\begin{cases} F_{xRi} = \sum_{j=1}^N C_b(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} \cdot H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \cos \theta_j \\ F_{yRi} = \sum_{j=1}^N C_b(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} \cdot H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \sin \theta_j \end{cases} \quad (4)$$

式中 C_b 为赫兹接触刚度, 由内外圈和滚珠的赫兹接触弹性分析得到; $H(\cdot)$ 是亥维塞函数, 当函数变量大于 0 时, 函数值是 1, 否则为 0; θ_j 为第 j 个滚珠处的角度位置 $\theta_j = \omega_{cage} \times t + \frac{2\pi}{N_b}(j-1)$, $j=1, 2, \dots, N_b$, 其中 N_b 为滚珠个数; ω_{cage} 为保持架旋转速度, 设外、内滚道半径为 R 和 r , $\omega_{cage} = \frac{\omega \times r}{R+r}$, ω 为转轴旋转角速度; r_0 为轴承间隙。

因此, 滚动轴承外圈的运动微分方程为

$$\begin{cases} m_{wi} \ddot{x}_{wi} + k_{ti}(x_{wi} - x_{bi}) + F_{dxi} = F_{xRi} \\ m_{wi} \ddot{y}_{wi} + k_{ti}(y_{wi} - y_{bi}) + F_{dyi} = F_{yRi} - m_{wig} \end{cases} \quad (5)$$

$i=1, 2, \dots, N$

式中 F_{dxi} 和 F_{dyi} 为阻尼力, 若考虑为黏性阻尼, 则

$$F_{dxi} = c_{ti}(\dot{x}_{wi} - \dot{x}_{bi}), \quad F_{dyi} = c_{ti}(\dot{y}_{wi} - \dot{y}_{bi}) \quad (6)$$

滚动轴承和转子 - 机匣支承参数分别见表 4、5。

2.4 转子 - 机匣间的弹性连接

设转子和机匣第 i, j 个节点采用弹性连接, 径向刚度为 k_{gi}, k_{gj} , 径向阻尼为 c_{gi}, c_{gj} , 角向刚度为 $k_{\alpha i}, k_{\alpha j}$, 角向阻尼为 $c_{\alpha i}, c_{\alpha j}$ 。设转子的第 i 节点的位移为 $x_{ri}, y_{ri}, \phi_{ri}, \psi_{ri}$, 速度为 $\dot{x}_{ri}, \dot{y}_{ri}, \dot{\phi}_{ri}, \dot{\psi}_{ri}$, 设机匣的第 j 节点的

表 4 滚动轴承参数

滚动轴承	外滚道半径/mm	内滚道半径/mm	N_b	$C_b / (N/m^2)$	$r_0 / \mu m$	m_w / kg	m_b / kg
S1	39.5	29	13	12.4×10^9	0	2	10
S2	39.5	29	13	12.4×10^9	0	2	10
S3	32	17	14	11.9×10^9	0	2	10
S4	32	17	14	11.9×10^9	0	2	10

表 5 转子 - 机匣支承参数

支承	转子节点	机匣节点	$k_t / (N/m)$	$c_t / (N \cdot s/m)$	$k_f / (N/m)$	$c_f / (N \cdot s/m)$
RC1	3	2	1×10^8	2000	1×10^8	1000
RC2	1	9	1×10^8	2000	1×10^8	1000
RC3	11	16	1×10^8	2000	1×10^8	1000
RC4	8	22	1×10^8	2000	1×10^8	1000

位移为 $x_{ri}, y_{ri}, \phi_{ri}, \psi_{ri}$, 速度为 $\dot{x}_{ri}, \dot{y}_{ri}, \dot{\phi}_{ri}, \dot{\psi}_{ri}$, 则作用在转子节点 i 上的力和力矩 $F_{xi}, F_{yi}, M_{xi}, M_{yi}$, 作用在机匣上的节点 j 上的力和力矩 $F_{xj}, F_{yj}, M_{xj}, M_{yj}$ 为

$$\begin{cases} F_{xi} = k_{gi}(x_{rj} - x_{ri}) + c_{gi}(\dot{x}_{rj} - \dot{x}_{ri}) \\ F_{yi} = k_{gi}(y_{rj} - y_{ri}) + c_{gi}(\dot{y}_{rj} - \dot{y}_{ri}) \\ M_{xi} = k_{\alpha i}(\phi_{rj} - \phi_{ri}) + c_{\alpha i}(\dot{\phi}_{rj} - \dot{\phi}_{ri}) \\ M_{yi} = k_{\alpha i}(\psi_{rj} - \psi_{ri}) + c_{\alpha i}(\dot{\psi}_{rj} - \dot{\psi}_{ri}) \end{cases}$$

$$F_{xj} = -F_{xi}, \quad F_{yj} = -F_{yi}, \quad M_{xj} = -M_{xi}, \quad M_{yj} = -M_{yi} \quad (7)$$

转子 - 机匣连接参数见表 6。

表 6 转子 - 机匣连接参数 T_g

连接	转子节点	机匣节点	$k_{gj} / (N/m)$	$c_{gj} / (N \cdot s/m)$	$k_{\alpha j} / (N/m)$	$c_{\alpha j} / (N \cdot s/m)$
RK1	6	4	1×10^8	0	1×10^8	0

2.5 转子 - 转子间的联轴器连接以及机匣 - 基础间连接

左、右转子之间的联轴器连接参数见表 7, 机匣与基础间的连接参数见表 8, 具体力学关系参考文献[8]。

表 7 转子 - 转子连接参数

联轴器	$k_t / (N/m)$	$c_t / (N \cdot s/m)$	$k_{\alpha t} / (N \cdot m/rad)$	$c_{\alpha t} / (N \cdot m \cdot s/rad)$
GC1	3.6×10^8	0	2.7×10^5	0
GC2	3.3×10^8	0	2.5×10^5	0

表 8 机匣 - 基础连接参数

连接	机匣节点	$k_f / (N/m)$	$k_{\alpha f} / (N \cdot m/rad)$	$c_f / (N \cdot s/m)$	$c_{\alpha f} / (N \cdot m \cdot s/rad)$
CB1	8	1×10^8	1×10^5	2000	0
CB2	23	1×10^8	1×10^5	2000	0

2.6 时域数值求解方法

本文采用传统和改进的 Newmark-β 法 (新型显示积分法 - 翟方法)求解,流程如图 6 所示。

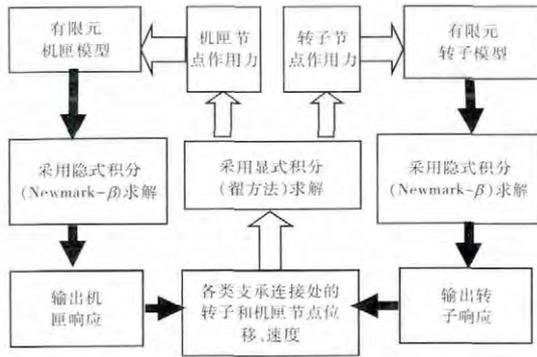


图 6 转子 - 支承 - 机匣动力学求解流程

3 临界转速影响因素分析

为研究压气机支承刚度对整机振动的影响,改变其前、后支承刚度,分析机匣横向临界转速。

不同压气机前支承刚度下机匣横向加速度振幅 - 转速曲线如图 7 所示。在后支承刚度为 1.5×10^8 N/m 条件下,4 种不同刚度下的第 1 阶临界转速均为 21000 r/min;第 2 阶临界转速分别为 27000r/min、31000r/min、32000r/min、34000 r/min。

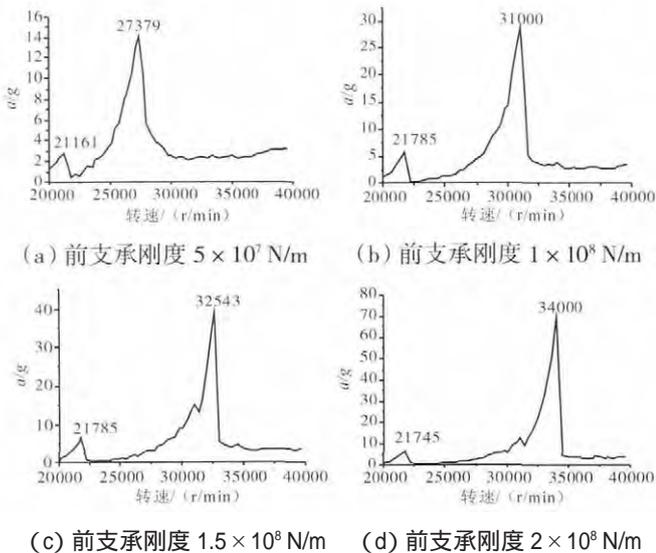


图 7 不同前支承刚度下机匣横向加速度振幅 - 转速曲线

不同压气机后支承刚度下机匣横向加速度振幅 - 转速曲线如图 8 所示。在前支承刚度为 1.5×10^8 N/m 下,4 种不同刚度下的第 1 阶临界转速均为 21000 r/min;第 2 阶临界转速分别为 28000、34000、32000、33000 r/min。

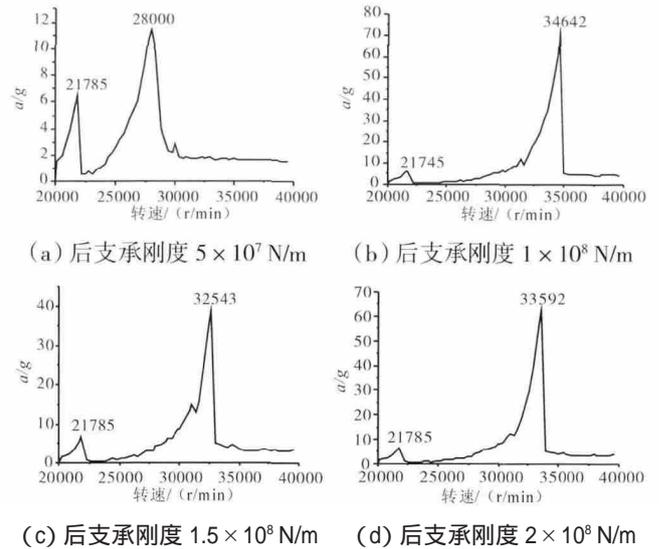


图 8 不同后支承刚度下机匣横向加速度振幅 - 转速曲线

不同临界转速下的振型如图 9 所示。其中 (a)为第 1 阶临界转速 21000 r/min 下的涡轮转子的俯仰振型 (b)为第 2 阶临界转速 31000 r/min 下的压气机转子的弯曲振型。从图中可见,在第 2 阶临界转速下,由于前后转子变形较大,故压气机前、后支承的刚度对转子的振型影响显著。

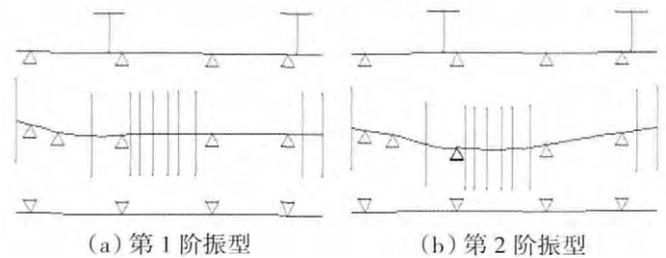


图 9 不同临界转速下的振型

对比实际试车数据得到的临界转速,并且由压气机前、后支承刚度对其临界转速影响分析可得,压气机前、后支承刚度均为 1.5×10^8 N/m,仿真模型和实际航空发动机相近。

仿真与试验得到的水平测点的 1 倍频随转速的变化曲线如图 10 所示。测点为压气机支承对应的机匣横向测点。从图中可见,在转速升高的过程中,1 倍频增加。从水平方向的振值可见,在转速为 28000 r/min 下,1 倍频振幅为 6.5g;在转速 30000 r/min 下,1 倍频振幅为 19.5g。因此,仿真结果与

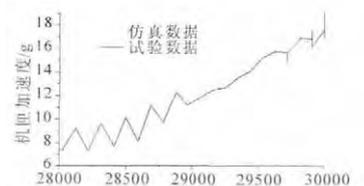


图 10 机匣横向加速度振幅 - 转速曲线

试车数据具有良好的 consistency。

4 结论

(1) 针对某弹用涡扇发动机,建立了整机振动有限元动力学模型,模型中考虑滚动轴承的非线性及转子与机匣之间的弹性连接。

(2) 由于压气机前、后支承刚度对转子的临界转速影响较大,所以需要控制好主要影响因素——支承刚度。

(3) 从试车与仿真数据对比分析得出,在临界转速附近的1倍频的振幅变化具有良好的 consistency,为控制其产生共振提供理论依据。

参考文献:

- [1] Chu F L, Zhang Z S. Periodic, quasi-periodic and chaotic vibrations of a rub-impact rotor system supported on oil film bearings [J]. International Journal of Engineering Science, 1997, 35 (10/11): 963-973.
- [2] 马辉,汪博,太兴宇,等.基于接触分析的转子系统整周碰摩故障模拟[J].工程力学,2013,30(2):365-371.
MA Hui, WANG Bo, TAI Xing-yu, et al. Full rubbing simulation of a rotor-stator system based on contact analysis [J]. Engineering Mechanics 2013, 30(2): 365-371. (in Chinese)
- [3] 张楠,刘占生,姜兴渭.高速转子轴承系统碰摩故障仿真研究[J].振动与冲击,2010,29(9):77-81.
ZHANG Nan, LIU Zhansheng, JIANG Xingwei. Simulation study on rub-impact fault of high-speed rotor-bearing system [J]. Journal of Vibration and Shock 2010, 29(9): 77-81. (in Chinese)
- [4] 马辉,李焕军,刘杨,等.转子系统耦合故障研究进展与展望[J].振动与冲击,2012,31(17):1-11.
MA Hui, LI Huanjun, LIU Yang, et al. Review and prospect for research of coupling faults in rotor systems [J]. Journal of Vibration and Shock 2012, 31(17): 1-11. (in Chinese)
- [5] 刘杨,太兴宇,赵倩,等.转子系统不对中-碰摩耦合故障的动力学特性[J].东北大学学报(自然科学版),2013,34(4):564-568.
LIU Yang, TAI Xingyu, ZHAO Qian, et al. Dynamic characteristics of misalignment-rubbing coupling fault for rotor system [J]. Journal of Northeastern University (Natural Science) 2013, 34(4): 564-568. (in Chinese)
- [6] 刘献栋,何田,李其汉.支承松动的转子系统动力学模型及其故障诊断方法[J].航空动力学报,2005,20(1):54-59.
LIU Xiandong, HE Tian, LI Qihan. Dynamic model of rotor system with support loosening and its diagnosis method [J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(1): 54-59. (in Chinese)
- [7] 冯国全,周柏卓,林丽晶,等.内外双转子系统支撑轴承不对中分析[J].振动与冲击,2012,32(7):142-147.
FENG Guoquan, ZHOU Baizhuo, LIN Lijing, et al. Misalignment analysis for support bearing in an inner-and-outer dual rotor system [J]. Journal of Vibration and Shock 2012, 32(7): 142-147. (in Chinese)
- [8] 陈果.航空发动机整机振动耦合动力学模型及其验证[J].航空动力学报,2012,27(2):242-254.
CHEN Guo. A coupling dynamic model for whole aeroengine vibration and its verification [J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(2): 242-254. (in Chinese)
- [9] 姜广义,王娟,姜睿.航空发动机风扇机匣振动故障分析[J].航空发动机,2011,37(5):38-44.
JIANG Guangyi, WANG Juan, JIANG Rui. Aeroengine fan casing vibration fault analysis [J]. Aeroengine 2011, 37(5): 38-44. (in Chinese)
- [10] 郑旭东,张连祥.航空发动机整机振动典型故障分析[J].航空发动机,2013,39(1):34-37.
ZHENG Xudong, ZHANG Lianxiang. Typical failure analysis of aeroengine vibration [J]. Aeroengine 2013, 39(1): 34-37. (in Chinese)
- [11] 杨东,刘忠华.某航空发动机转子弹性支承松动振动故障诊断研究[J].测控技术,2007,26(4):7-13.
YANG Dong, LIU Zhonghua. Diagnosis of vibration fault generated by the loose of elasticity backup bearing on aeroengine's rotor [J]. Measurement and Control Technology 2007, 26(4): 7-13. (in Chinese)
- [12] 黄庆南,杨养花,申秀丽,等.某型发动机涡轮转子前、后挡板连接螺钉松动故障分析[J].航空发动机,2004,30(4):45-47.
HUANG Qingnan, YANG yanghua, SHEN Xiuli, et al. Troubleshooting of loosened front/rear retainer bolts in a typical aeroengine [J]. Aeroengine 2004, 30(4): 45-47. (in Chinese)
- [13] 可成河,巩孟祥,宋文兴.某型发动机整机振动故障诊断分析[J].航空发动机,2007,33(1):24-26.
KE Chenghe, GONG Mengxiang, SONG Wenxing. Fault diagnosis analysis of an aeroengine vibration [J]. Aeroengine 2007, 33(1): 24-26. (in Chinese)
- [14] 杨玲,王克明,张琼.某型航空发动机整机振动分析[J].沈阳航空工业学院学报,2008,25(5):9-15.
YANG Ling, WANG Keming, ZHANG Qiong. Vibration analysis of a turbofan aeroengine [J]. Journal of Shenyang Institute of Aeronautical Engineering, 2008, 25(5): 9-15. (in Chinese)
- [15] 高艳蕾,李勇,王德友.转子-机匣系统碰摩故障特征试验研究[J].航空发动机,2002(4):16-21.
GAO Yanlei, LI Yong, WANG Deyou. Experimental investigation of rotor-to-casing rubbing fault [J]. Aeroengine 2002(4): 16-21. (in Chinese)

(编辑:肖磊)