

虑及多转速的核心机转子高速动平衡试验

乔保栋¹, 国玉林², 姚剑飞^{2,3}

(1. 中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015; 2. 北京化工大学 机电工程学院,
3. 发动机健康监控及网络化教育部重点实验室: 北京 100029)

摘要:为满足航空发动机整机动平衡对转子不平衡振动精稳抑制的需求,采用虑及多转速状态的转子高速动平衡优化配平方法,开展了核心机转子动平衡试验。以核心机转子系统为对象,研究在高压压气机转子第 4、9 级盘上配重抑制高压涡轮振动的可行性。综合考虑核心机转子在多转速下的振动状态,以残余振动平方和残余振动最大值为目标函数,采用优化算法对配平方案进行优化,制定了核心机转子高速动平衡方案。在核心机转子系统试验台上分别进行了单平面-单转速、单平面-多转速、双平面-单转速以及双平面-多转速动平衡的试验。结果表明:采用虑及多转速状态的转子高速动平衡优化配平方法能使因不平衡引起的核心机转子振动在工作转速区间内均有所减小。

关键词:核心机转子;多转速;动平衡;航空发动机

中图分类号: V231.9

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2023.06.025

Study on High-Speed Dynamic Balance Test of Core Engine Rotor Considering Multi-Speed State

QIAO Bao-dong¹, GUO Yu-lin², YAO Jian-fei^{2,3}

(1. AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China;

2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology,

3. Key Laboratory of Engine Health Monitoring Control and Net-working of Ministry of Education, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: In order to meet the demand for precise suppression of rotor unbalance-induced vibration of the whole engine dynamic balance, an optimized balancing method for high-speed dynamic balance considering the multi-speed state was adopted to carry out the dynamic balance test of the core engine rotor. Taking the core engine rotor system as the object of study, the feasibility of suppressing high pressure turbine vibration by adding counterweights on the 4th-stage disc and 9th-stage disc of high-pressure compressor rotor was studied. Considering the vibration state of the core engine rotor at multiple speeds, taking the sum of squares of residual vibration and the maximum residual vibration as the objective function, an optimization algorithm was used to optimize the balancing scheme, and the scheme of high-speed dynamic balance of the core engine rotor was formulated. Dynamic balance tests of single-plane single-speed, single-plane multi-speed, double-plane single-speed, and double-plane multi-speed were carried out respectively on the core engine rotor system test bed. The results show the optimized balancing method for high-speed dynamic balance considering multi-speed state can reduce the rotor vibration of the core engine caused by unbalance in the working speed range.

Key words: core engine rotor; multi-speed; dynamic balance; aeroengine

0 引言

航空发动机结构复杂,处于高转速、高负荷和高温的工作环境,其转子系统的不平衡振动问题一直是业界关注的焦点^[1-3]。发动机振动过大不仅容易引发

转子系统故障,也会成为其他系统振动的重要激励源^[4-5]。转子不平衡的振动问题不仅关系到转子系统自身的性能和安全,也关系到整机的振动响应水平和工作性能^[6-7]。解决发动机的动平衡问题,能够为其安全运行提供保障。因此,迫切需要开展发动机动平

收稿日期:2022-04-20 基金项目:国家自然科学基金(51975073)资助

作者简介:乔保栋(1985),男,高级工程师。

引用格式:乔保栋,国玉林,姚剑飞.虑及多转速的核心机转子高速动平衡试验[J].航空发动机,2023,49(6):164-169.Qiao Baodong, Guo Yulin, Yao Jianfei. Study on high-speed dynamic balance test of core engine rotor considering multi-speed state[J]. Aeroengine, 2023, 49(6): 164-169.

衡研究^[8]。

Fang 等^[9]于 2013 年建立了无试重的多级平衡方法,该方法有 2 项突出的优点:不平衡离心力或转矩等于同步磁力或转矩和磁力与控制电流成比例,仅在一次启动时测量线圈电流,就可以精确计算校正质量;Khulief 等^[10]于 2014 年建立了无试重的高速柔性转子现场动平衡新方法,开发了一种用于平衡高速挠性转子的混合试验及分析技术,采用有限元建模、试验模态分析、振动测量和数学识别相结合的方法识别模态不平衡,然后将其转换到节点空间,以便在某些选定的校正平面上确定一组物理平衡质量;Liu 等^[11]于 2016 年提出基于自动进给控制、磁控力与转子不平衡离心力等效的刚性转子磁场动平衡方法;Wang 等^[12]于 2017 年提出新的测量点矢量法(Measuring Point Vector Method, MPVM),来识别运行中的转子不平衡量,无需外部激励即可对转子系统进行平衡;Bin 等^[13]于 2018 年基于多平面影响系数平衡法提出无试重整机动平衡方法,只需要同步振动的初始响应和有限元模型即可预测计算不同速度下的多平面影响系数;Zhao 等^[14]于 2021 年开发识别转子系统不平衡参数的新型瞬态平衡技术,通过对转子系统动力学方程的基本坐标变换和多模态分析,提出了瞬态激振力的计算方法。

采用最小二乘法只能使各测点的残余振动平方和最小化,在有些情况下仍会发生配重超标以及在某些转速下单个测点仍存在较大振动等问题。与最小二乘和遗传算法相比,双重优化方法在残余振动平方和极小化的基础上可同时满足各平面中的最大残余振动最小化^[15]。本文采用双重优化方法,考虑多种转速状态,在核心机转子试验台上进行了转子高速动平衡试验,分析了在高压压气机第 4、9 级盘施加配重对核心机转子不平衡振动的影响规律,为发动机转子动平衡提供技术支撑。

1 基于双重优化的转子动平衡配平优化方法

1.1 第一重优化

遗传算法由 Holland^[16]提出,通过模拟种群自然进化时的交叉变异进行全局优化。双重优化的第一重优化通过遗传算法对校正配重 u_i 进行限制,优化模型为

$$\begin{aligned} \min & \left(f = \sum_{i=1}^{N \times M} |r_i|^2 \right); \\ \text{s.t.} & \begin{cases} 0 \leq \text{mod}(u_i) \leq u_b, \\ 0 \leq \arg(u_i) \leq 2\pi, \\ i = 1, 2, 3, \dots, k \end{cases} \end{aligned} \quad (1)$$

式中: r_i 为第 i 个转速测点下的残余振动; N 为虑及转速个数; M 为测点个数; u_b 为校正配重上限。

利用遗传算法筛选出较优的个体,通过看其残余振动平方和大小来判断个体的优劣。较优个体残余振动平方和较小,相反较劣个体的残余振动平方和较大。因此转子系统动平衡的最大适应度函数值为种群中最大残余振动平方和 f_{\max} 与最小残余振动平方和 f_{\min} 之差

$$\text{Fit}(f)_{\max} = f_{\max} - f_{\min} \quad (2)$$

根据收敛条件判断种群是否需要遗传,若满足收敛条件直接输出 f_{\min} 对应的校正配重,相反对种群进行遗传。通过第一重优化可得

$$U_i = \begin{cases} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_k \end{cases} \quad (3)$$

式中: u_1 为配平面 1 的配重量和配重相位,以此类推。

通过第一重优化在经过 m 次求解后得到配重解集 C , 随后进入第二重优化

$$C = \{U_1, U_2, U_i, \dots, U_m\} \quad (4)$$

1.2 第二重优化

第二重优化目的在于从配重解集 C 中找到能够让残余振动 R 向量中最大元素绝对值最小的解。

第 1 步: 计算配重解集中各配重 U_k 对应的 R_k , R_k 表示第 k 列的残余振动向量。对比可得该配重列向量 U_k 预计产生的最大残余振动值。振幅为

$$|r_{ij}| = \sqrt{a_{ij}^2 + b_{ij}^2} \quad (5)$$

式中: r_{ij} 为测点 i 在转速 j 下的残余振动; a_{ij} 为实部; b_{ij} 为虚部。

第 2 步: 将第 1 步循环 m 次得到

$$\{|r|\}_{\max} = \left\{ |r_{ij}|_{1,\max}, \dots, |r_{ij}|_{k,\max} \right\}, (k = 1, \dots, m) \quad (6)$$

在最大残余振动解集中找到残余振动最小的值, 对应的配重列 U_k 即为我们需要的配重。第二重优化模型为

$$\Delta = \min \|R\|_{\infty} = \min (\max (|r_{11}|, |r_{12}|, \dots, |r_{ij}|, \dots, |r_{NM}|));$$

$$s.t \begin{cases} AU_k + O = R_k, \\ U_k \in C, \\ k = 1, 2, 3, \dots, m. \end{cases} \quad (7)$$

式中: A 为影响系数矩阵; O 为原始振动。

虑及多转速状态的转子动平衡双重优化方法流程如图1所示。

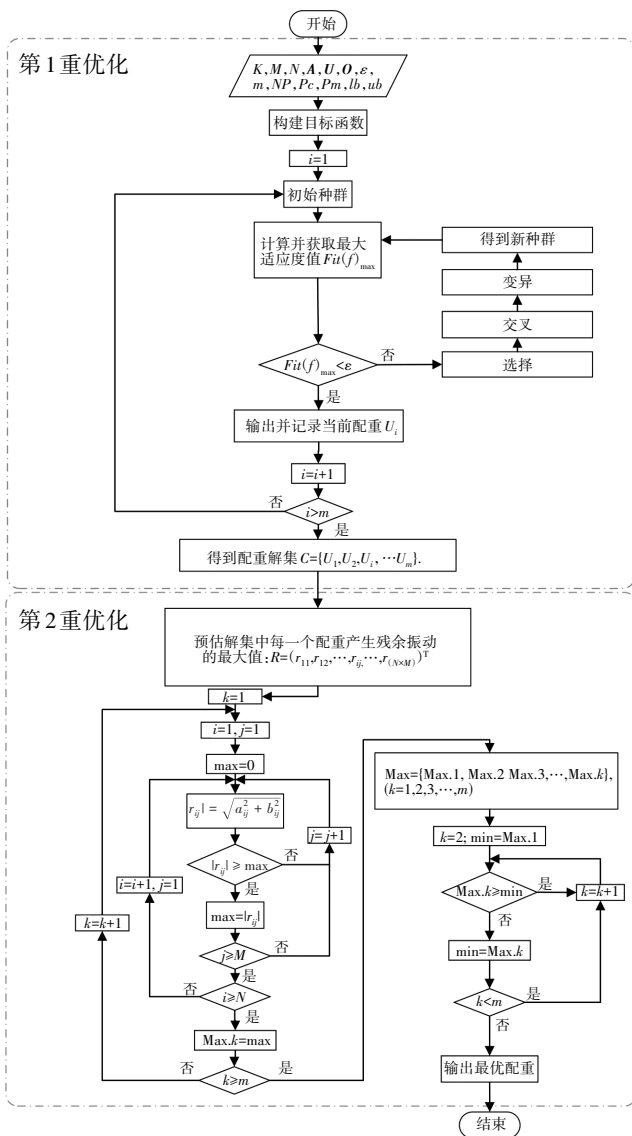


图1 虑及多转速状态的转子动平衡双重优化方法流程

2 试验方案

2.1 试验台及测试装置

试验台转子采用滑动轴承支承,电动机和齿轮增速器提供驱动力,激光转速传感器获取转速信息,测试传感器使用Bently电涡流传感器。传感器布置如图2

所示,传感器测试位置及方向见表1。其中,摆架1为靠近高涡端支撑,摆架2为靠近加长轴端支撑。

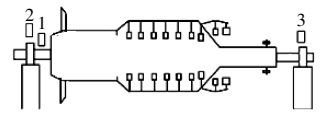


图2 传感器布置

表1 传感器测试位置及方向

传感器位置	对应(方向)	数采通道
高涡转接段	测点1	1
摆架1振动	测点2	2
摆架2振动	测点3	3

2.2 试验步骤

2.2.1 原始振动数据采集

第1次开机,对转子进行原始不平衡振动测量。将转子转速从0 r/min提高至14500 r/min,在1000~12000 r/min内每隔1000 r/min停留一段时间,记录各测点处振动信号;在12000~14500 r/min内,每隔500 r/min停留一段时间,并记录各测点处振动信号。记录转子原始振动数据后停车。

2.2.2 单平面配平

2.2.2.1 利用高压第4级盘配平

(1)在高压第4级盘处添加4.5 g $\angle 250^\circ$ 的试重,测量全转速的转子不平衡振动数据。停车并取走试重。

(2)单平面-单转速配平方案:根据原始数据与试重数据可分别求出6500、10000、12000、14000 r/min等转速下的单平面单转速配平方案。根据现场指定的目标转速,计算获得配平方案,依据配平方案将配重施加到高压第4级盘上,开机1次,测配平后转子的残余振动。

(3)单平面-多转速配平方案:综合考虑转子多目标转速下的振动状态,采用优化算法计算得到虑及多转速状态的动平衡配平方案。将配平方案施加到高压第4级盘上,开机1次,测量转子的残余振动数据。

2.2.2.2 利用高压第9级盘配平

(1)在高压第9级盘处添加5.4 g $\angle 250^\circ$ 的试重,测量全转速的转子不平衡振动数据。停车并取走试重。

(2)高压第9级盘单平面-单转速及单平面-多转速配平方案的试验步骤与关注转速与第4级盘配平方案相同,不再重述。

2.2.3 双平面配平

采用单平面配平所测数据进行双平面配平计算。选择高压第4级盘和高压第9级盘作为配平平面进行

配平。

(1)双平面-单转速配平方案:根据原始数据与试重数据可分别求出 6500、10000、12000、14000 r/min 等转速下的单转速配平方案。根据现场指定的目标转速,在高压第 4 级盘和高压第 9 级盘处施加配重。开机 1 次,测配平后的残余振动。

(2)双平面-多转速配平方案:根据原始数据与试重数据综合考虑转子多个目标转速下的振动状态,采用双重优化算法,得到双平面-多转速下动平衡方案。按照双重优化法计算得到的配平方案将配重施加在高压第 4 级盘和高压第 9 级盘上。开机 1 次,测配平后的残余振动。

3 试验结果及分析

3.1 第 4 级盘单转速动平衡

现场指定在转速为 12000 r/min 下进行配平,第 4 级盘 12000 r/min 转速配平前后摆架 1、2 振动如图 3 所示。从图中可见,第 4 级盘上加 12 g \angle 261°的配重,摆架 1、2 振动均有所减小。在经过 6900 r/min(摆架 2 临界转速)时,摆架 1 原始振动为 7.18%,配平后为 2.19%,减小了 69.5%;摆架 2 原始振动为 5.66%,配平后为 3.74%,减小了 51.3%。

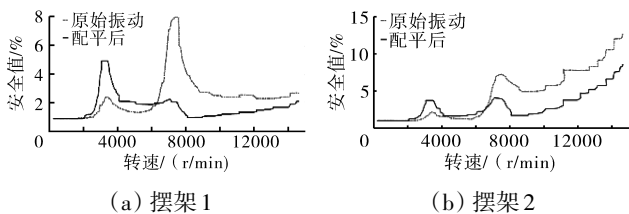


图 3 第 4 级盘 12000 r/min 转速配平前后摆架 1、2 振动

由于转子振型为俯仰振型,存在高转速配平后低转速振动安全值增大的跷跷板现象。低转速下振动安全值虽增大,由于实际振动较小且未超安全值范围,无需过多关注。重点关注范围应为 9000~14500 r/min。由试验结果可知,对第 4 级盘进行单平面单转速配平,在 7000~14500 r/min 转速内,摆架 1、2 的振幅均明显减小。

3.2 第 4 级盘多转速动平衡

虑及 6500、12000、14000 r/min 进行多转速配平,第 4 级盘多转速配平前后摆架 1、2 振动如图 4 所示。从图中可见,第 4 级盘上加 1 8g \angle 269°的配重,摆架 1、2 振动在高转速下均有所减小。在经过 6900 r/min

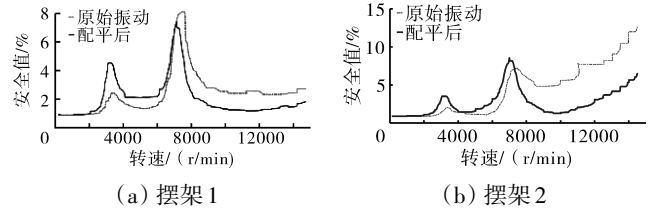


图 4 第 4 级盘多转速配平前后摆架 1、2 振动

(摆架 2 临界转速)时,摆架 1 原始振动为 7.18%,配平后为 6.87%,减小了 4.3%;摆架 2 原始振动为 5.66%,配平后为 7.78%,增大了 37.5%。由试验结果可知,在 7500~14500 r/min 转速内,摆架 1、2 振幅全部减小且效果比单转速配平的好。

3.3 第 9 级盘单转速动平衡

现场指定在转速为 14000 r/min 下进行配平,第 9 级盘在 14000 r/min 转速配平前后摆架 1、2 振动如图 5 所示。从图中可见,第 9 级盘上加 19.8 g \angle 268°的配重,在经过 6900 r/min(摆架 2 临界转速)时摆架 1 原始振动为 7.18%,配平后为 2.75%,减小了 61.7%;摆架 2 原始振动为 5.66%,配平后为 3.71%,减小了 34.5%。由试验结果可知,利用第 9 级盘进行单平面单转速配平,在 7000~14500 r/min 转速内,摆架 2 振动均有所减小,摆架 1 振动无明显变化。在单平面单转速下,第 9 级盘配平效果比第 4 级盘的差。

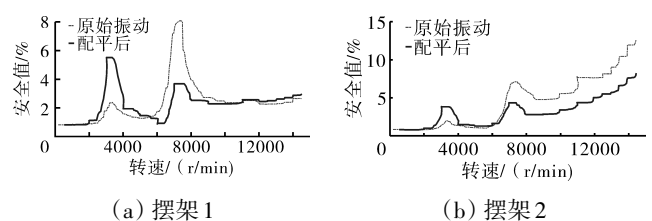


图 5 第 9 级盘在 14000 r/min 转速配平前后摆架 1、2 振动

3.4 第 9 级盘多转速动平衡

虑及 6500、12000、14000 r/min 进行多转速配平,第 9 级盘多转速配平前后摆架 1、2 振动如图 6 所示。从图中可见,第 9 级盘上加 30.6 g \angle 265°的配重,在经过 6900 r/min(摆架 2 临界转速)时,摆架 1 原始振动为 7.18%,配平后为 1.1%,减小了 84.7%;摆架 2 原始振

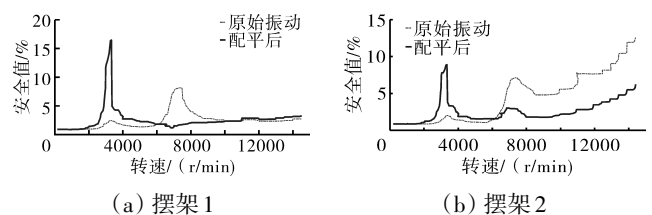


图 6 第 9 级盘多转速配平前后摆架 1、2 振动

动为5.66%,配平后为3.04%,减小了46.3%。由试验结果可知,在7000~14500 r/min转速内,摆架1减振效果不明显,摆架2振动均有所减小,多转速配平效果比单转速配平的好。在单平面多转速下,第9级盘配平效果比第4级盘的差。

3.5 双平面-单转速动平衡

现场指定14000 r/min进行配平,双平面14000 r/min配平前后摆架1、2振动如图7所示。从图中可见,第4级盘加10.5 g \angle 258°、第9级盘加16.2 g \angle 280°的配重,在经过6900 r/min(摆架2临界转速)时,摆架1原始振动为7.18%,配平后为4.23%,减小了41.1%;摆架2原始振动为5.66%,配平后为5.15%,减小了9%。在7000~7500 r/min转速内,摆架2振动略有增大(在7406 r/min处增大了6.4%)。由试验结果可知,在7000~14000 r/min转速内,摆架1、2振动均有减小。在单转速下,双平面配平效果比单平面的好。

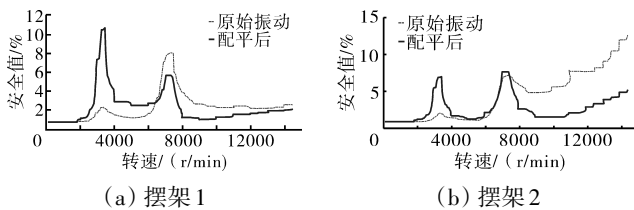


图7 双平面14000 r/min配平前后摆架1、2振动

3.6 双平面-多转速动平衡

虑及6500、12000、14000 r/min进行多转速配平,双平面多转速配平前后摆架1、2振动如图8所示。从图中可见,第4级盘加16.5 g \angle 258°,第9级盘加14.4 g \angle 285°的配重,在经过6900 r/min(摆架2临界转速)时,摆架1原始振动为7.18%,配平后为7.08%,减小了1.4%;摆架2原始振动为5.66%,配平后为6.68%,增大了18%。在6400~7900 r/min转速内,摆架1、2振动增加明显。在7406 r/min时,摆架1、2的振动增大最高分别为52.8%和87.9%。由试验结果可知,在8000~14000 r/min转速内,摆架1、2振动均有减小且效果比单转速配平的好。在多转速下,双平面配平效

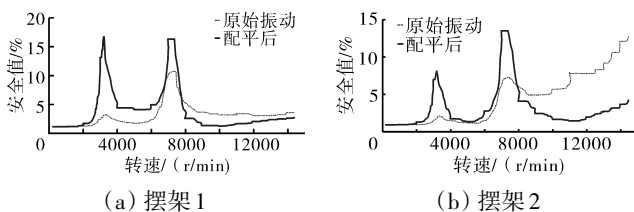


图8 双平面多转速配平前后摆架1、2振动

果比单平面的好。

4 结论

(1)在同一转速下,摆架2振动幅值远大于摆架1的,判断不平衡量的轴向位置距离摆架2较近。同时,转子振型为俯仰振型,存在高转速配平后低转速振动安全值增大的跷跷板现象。摆架1在低转速下振动安全值虽增大,由于实际振动较小且未超出安全值范围,无需过多关注。重点关注的转速范围应为9000~14500 r/min。

(2)通过对转子试验进行高速动平衡试验验证,表明能够在高压压气机第4、9级盘施加配重抑制转子不平衡振动。

(3)在单平面配平时,第4级盘配平8000~14000 r/min转速内,摆架1、2振动均有减小;第9级盘配平8000~14000 r/min转速内,摆架2振动均有减小,摆架1配平效果不明显。在高转速下,多转速配平后振幅减小幅度大于单转速的,多转速配平效果比单转速配平的好。在高速状态下,摆架1振动远小于摆架2的,说明高涡处振动较小。在单平面配平时,第9级盘对高涡平衡的贡献小于第4级盘的。

(4)在第4、9级盘双平面配平时,在8000~14000 r/min(高转速)内,摆架1、2振幅均明显减小。在高转速下,多转速配平后振幅减小幅度大于单转速的,多转速配平效果比单转速配平的好。

参考文献:

- [1] 杨丰宇. 虑及多转速的柔性转子动平衡优化配平方法研究[D]. 北京:北京化工大学,2020.
YANG Fengyu. Study on dynamic balance and optimal balancing method of flexible rotor considering multi speeds[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology,2020.(in Chinese)
- [2] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安:西北工业大学出版社,2015:50-56.
LIAO Mingfu. Aeroengine rotor dynamics[M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press,2015:50-56.(in Chinese)
- [3] 宋禹. 基于深度学习的转子动平衡[D]. 北京:北京化工大学,2020.
SONG Yu. Rotor dynamic balance based on deep learning[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology,2020.(in Chinese)
- [4] 夏长峰,蔡远文,任元,等. MSCSG转子不平衡振动原理分析与建模[J]. 北京航空航天大学学报,2018,44(11):2321-2328.
XIA Changfeng, CAI Yuanwen, REN Yuan, et al. Principle analysis and modeling of rotor imbalance vibration in magnetically suspended control and sensing gyroscope[J]. Journal of Beijing University of

- Aeronautics and Astronautics, 2018, 44 (11) : 2321–2328. (in Chinese)
- [5] Mercer C R, Simon D L, Hunter G W, et al. Fundamental technology development for gas-turbine engine health management[R]. Washington: NASA, 2007.
- [6] Thearle E L. Dynamic balancing of rotating machinery in the field[J]. Transactions of the ASME, 1934, 56(10) : 745–753.
- [7] Bishop R E D. The vibrations of rotating shafts[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1959, 223(1) : 7–22.
- [8] 陈立芳, 王维民, 高金吉. 航空发动机自动平衡技术发展综述[J]. 航空动力学报, 2019, 34(7) : 1530–1541.
CHEN Lifang, WANG Weimin, GAO Jinji. Summary on the development of auto-balancing technology of aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(7) : 1530–1541. (in Chinese)
- [9] Fang J C, Wang Y G, Han B C, et al. Field balancing of magnetically levitated rotors without trial weights[J]. Sensors, 2013, 13 (12) : 16000–16022.
- [10] Khulief Y A, Mohiuddin M A, El-Gebeily M. A new method for field-balancing of high-speed flexible rotors without trial weights [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2014: 603241–1–11.
- [11] Liu C, Liu G. Field dynamic balancing for rigid rotor-AMB system in a magnetically suspended flywheel[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2016, 21(2) : 1140–1150.
- [12] Wang A M, Cheng X H. Dynamic analysis and numerical experiments for balancing of the continuous single-disc and single-span rotor-bearing system[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 86: 151–176.
- [13] Bin G F, Li X J, Shen Y P, et al. Development of whole-machine high speed balance approach for turbomachinery shaft system with N+1 supports[J]. Measurement, 2018, 122: 368–379.
- [14] Zhao S B, Ren X M, Deng W Q, et al. A novel transient balancing technology of the rotor system based on multi modal analysis and feature points selection[J]. Journal of Sound and Vibration, 2021, 510: 116321–1–19.
- [15] Yao J F, Yang F Y, Su Y F, et al. Balancing optimization of a multiple speeds flexible rotor[J]. Journal of Sound and Vibration, 2020, 480: 115405–1–18.
- [16] Holland J H. Adaptation in natural and artificial systems[M]. 2nd ed. Cambridge: The MIT Press, 1992: 151–159.

(编辑: 兰海青)