航空发动机全静子机匣支点动柔度试验

秦天龙，葛向东，路　阳，吴法勇，耿春晖
（中国航发沈阳发动机研究所，沈阳 110015）

摘要：为研究航空发动机全静子机匣在高压转子不平衡激励条件下的振动能量的传递特性，对发动机进行测试改装。设计了一种模拟真实状态转子不平衡激励的高速旋转激振装置，开展了发动机全静子机匣对No.3支点支承的动柔度试验。通过测试不平衡激振力下支点轴承座与整机外机匣的振动响应，计算获得了全静子机匣在试验转速范围内的动柔度结果。结果表明：在发动机试验转速范围内，轴承座与外机匣的支点动柔度随转速增大而增大，外机匣柔度增大倍数大于轴承座增大倍数；在定不平衡激励条件下轴承座与外机匣振动测点的振动相位保持稳定；外机匣测点受发动机结构振动模态影响较大，在多个转速下存在共振峰，轴承座测点振动更加体现转子激励特性。

关键词：全静子机匣；动柔度；不平衡激励；振动测试；航空发动机
中图分类号：V216.2+1　　**文献标识码：**A　　doi：10.13477/j.cnki.aeroengine.2025.06.014

Support Dynamic Compliance Test for Aeroengine Full Stator Casing

QIN Tian-long, GE Xiang-dong, LU Yang, WU Fa-yong, GENG Chun-hui
（AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China）

Abstract: To investigate the vibration energy transfer characteristics of an aeroengine full stator casing under high-pressure rotor unbalance excitation, test modifications were performed on the engine. A high-speed rotating vibration excitation device simulating real-state rotor real unbalance excitation was designed, and the dynamic flexibility tests were conducted on the No.3 support of the engine's full stator casing. The dynamic flexibility results of the full stator casing within the test speed range were calculated by measuring the vibration response from the support bearing housing and outer casing under unbalance excitation forces. The experimental results indicate that Within the engine operating speed range, the dynamic flexibility of both the bearing housing and outer casing increases with the increase of engine speed, with the outer casing exhibiting a greater rate of increase than the bearing housing. Under constant unbalance excitation, the phase of vibration response between the bearing housing and the outer casing remains stable. The measuring point of the outer casing is significantly affected by engine structural vibration modes, showing resonance peaks at multiple speeds, while the bearing housing vibrations give a better reflection of the rotor excitation characteristics.

Key words: full static structure assembly; dynamic flexibility; unbalance excitation; vibration test; aeroengine

0　引言

航空发动机整机振动问题是发动机在研制、装备过程中所面临的重要工程问题[1-2]。在动力学设计中，支承系统动柔度作为重要参数决定转子临界转速分布。针对发动机存在整机振动超标问题，为研究其振动特征，需获得静子支承系统的动柔度信息。目前支承动柔度的计算均采用整机振动特性拟合的结果，存在较大的计算误差，需要一种通过试验准确获得支承系统动柔度的方法。

目前针对发动机动柔度工程试验测量方法研究的公开资料均来自中国，国外尚未披露。Zhu 等[3]和 Dibazar[4]对支撑系统的静态特性与仿真做了大量研究工作，而缺少在真实安装条件下对发动机全静子支撑系统振动传递特性试验研究；任兴民等[5]对发动机安装节动柔度测量及静子动力特性进行了计算；洪杰等[6]分别运用静刚度、动刚度和整机有限元模型对发动机进行了动力学计算；鲁鹏等[7]研究了结构动特性测试方法及动刚度在平衡中的应用；杨建刚等[8]利用试验台开展了基于频响函数工况传递路径分析方法

收稿日期：2023-04-25　　**基金项目：**国防工业重点研究项目资助
作者简介：秦天龙（1990），男，硕士，工程师。

引用格式：*秦天龙，葛向东，路阳，等. 航空发动机全静子机匣支点动柔度试验[J]. 航空发动机，2025，51(6)：115-119. QIN Tianlong, GE Xiangdong, LU Yang, et al. Support dynamic compliance test for aeroengine full stator casing[J]. Aeroengine, 2025, 51(6): 115-119.*

的研究；葛向东等[9]对发动机低压风扇转子开展了动特性研究，同时采用振动特征溯源研究的方法对发动机的不平衡问题进行了研究[10]；陈果等[11]通过有限元方法对整机机匣振动传递特性与转子多重不平衡条件下的耦合特性开展了仿真研究。由于发动机结构形式复杂、质量和尺寸大、激振力要求高、结构改装空间小等，目前中国尚未开展发动机高压转子支承系统支点动柔度的研究。

本文设计并搭建了一种模拟真实转子不平衡激励条件下静子支撑系统动柔度测量试验系统，开展了全静子机匣动柔度试验与模态试验。

1 试验设计

1.1 试验方案

本试验方案主要用于开展发动机全静子系统动柔度试验和模态试验，发动机结构形式及测点布置如图 1 所示，发动机结构为高低压双转子结构，高压转子通过主支承 No.3 支点向外传递振动能量。在全静子机匣动柔度试验中，仅在 No.3 轴承安装旋转激振器，在振动主传递路径轴承座安装振动传感器，在外机匣 6 号截面支板位置安装振动测点。在模态试验中，根据机匣结构特征，从前至后多个机匣外侧沿着周向安装振动测点。

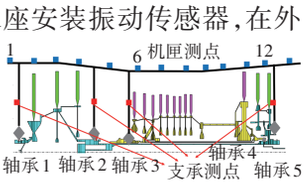


图 1 发动机结构形式及测点布置

为保证试验对象静子支承系统与整机状态的一致性，直接对试验对象全静子机匣进行测试改装。试验件包括 No.1 ~ No.5 支点轴承座、进气机匣、风扇机匣、中介机匣、涡轮后机匣、加力组件、全部外部管路及附件齿轮箱的质量模块，均直接采用整机部件，且装配要求与整机装配要求相同。在试验件支撑结构设计中，选择与发动机试车台相同支撑结构的发动机运输车作为试验件的外部承力框架，主支承与辅助支撑方式和紧度与试车台状态保持一致。试验系统实物如图 2 所示。外机匣振动测点与整机振动测点保持相同的测试位置。

图2 全静子系统动柔度试验和模态试验系统实物

为模拟真实转子不平衡带来的旋转激励，设计了带有偏心质量的高速旋转激振装置，其原理与实物如图 3 所示。激振装置电主轴通过定位圆筒和固定圆环固定在发动机 No.3 支点轴承座上，激振装置与轴承座采用过盈配合。通过调整转子上的不平衡螺钉分布来控制激振力的大小。转子激振工作转速覆盖发动机高压转子全工作转速范围。通过 No.3 支点安装的激振装置，获得单一振动激励来源的符合发动机由内向外振动传递结构特征的轴承座和外机匣振动测点的振动传递特性。

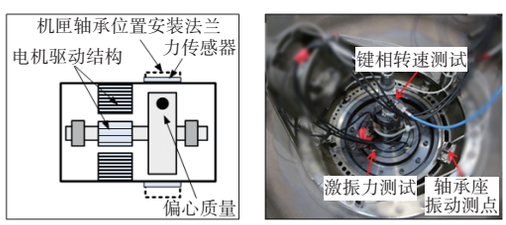


图 3 高速旋转激振装置原理与实物

在轴承座位置安装振动传感器测试轴承座振动响应。通过预先设计的带凹口的转子及电涡流传感器，测试获得带键相功能的转速信号。

在轴承座与激振装置间垂直和水平方向预埋 4 支激振力传感器用以测试旋转激振力。通过原理可知旋转状态不平衡激振力的主要成分为转速基频 F_e 为

$$F_e = mr\omega^2 e^{i\omega t} \tag{1}$$

式中：m 为转子偏心质量；r 为偏心半径；ω 为激振装置角速度。

考虑到实际工况中静子系统的系统阻尼较低，通过旋转激振装置的全转速慢扫试验可获得不同转速下的发动机稳态振动响应特征。

为分析发动机静子模态对整机振动测点振动响应的影响，在全静子机匣试验件条件下开展了外部双源敲击激励条件下的扫频模态试验，试验系统实物如图 4 所示，全静子机匣整机模态试验因发动机系统阻尼较大，采取激振器形式的多点输入和多点输出、步进正弦扫频的方式进行模态试验。试验使用 2 个激振器同时对静子机匣进行激励，1 号激振器位于风扇 3 级机匣下方，2 号激振器位于加力燃烧室机匣。在 90 ~ 250 Hz 频率段使用 1 Hz 步进步长，其余频率段使用 5 Hz 步进步长。

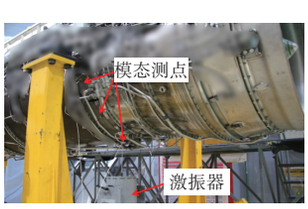


图 4 全静子机匣扫频模态试验系统实物

1.2　测试数据分析方法

在振动信号分析中,由于激振装置的结构特征,激振力为转速基频幅值稳定的正弦信号,轴承座与外机匣测点的稳态响应作为同周期的振动稳态响应。根据发动机高压转子工作转速范围及响应的频带特征,计算获得振动测点的积分后速度有效值作为振动幅值。通过互谱计算获得振动响应与转速的相位差作为振动响应的相位。

在支承动刚度分析中,根据试验方案,支承动刚度是系统的固有属性,在不平衡激励条件下的动力方程

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_e(t) \tag{2}$$

式中:m 为质量;c 为阻尼;k 为静刚度;$F_e(t)$ 为激振力。

对式(2)进行拉普拉斯变换,可得系统的传递函数

$$H(\omega j) = \frac{1}{K(\omega j)} = \frac{1}{k - m\omega^2 + c\omega j} \tag{3}$$

式中:$K(\omega j)$为系统动刚度;$H(\omega j)$为系统动柔度。

系统的动刚度与动柔度互为倒数,在不平衡力激振的条件下动柔度为激振频率即转速的复函数。其幅频特性与相频特性由系统固有特性决定。通过振动响应测得的振动位移与振动激励力作为频响函数计算,可获得系统动柔度。本文采用 Frequency Response H1算法计算频响函数,计算方法为[12-13]

$$H(\omega) = \frac{S_{xy}(\omega)}{S_x(\omega)} \tag{4}$$

式中:$S_x(\omega)$为激振力信号的自功率谱密度函数;$S_{xy}(\omega)$为激振力信号与振动响应信号的互功率谱密度函数。

采用相干分析评价试验中各信号间的线性相关性与结果可靠性,相干系数计算方法为[14]

$$\gamma_{xy}^2 = \frac{\left|S_{xy}^2(\omega)\right|}{S_x(\omega)S_y(\omega)} \tag{5}$$

式中:$S_y(\omega)$为振动响应信号的自功率谱密度函数。

当$0<\gamma_{xy}^2<1$时,可用于评价线性相关的系数;当$\gamma_{xy}^2 \geqslant 0.8$时,系统干扰小,动柔度分析结果真实可靠[15-16]。

2　试验结果与分析

2.1　信号有效性分析

本次试验分别测试了垂直和水平方向的激振力F_{33}、F_{34},垂直和水平方向轴承座振动响应Z_{33}、Z_{34},外机匣主承力机匣下方的整机振动测点振动响应V_{21}。激振器工作原理及慢扫试验程序决定了激振力为与转速同频的正弦信号。激振力作用在机匣系统后,测点的振动响应为系统的稳态响应,其数学形式为与激振力相同频率的正弦信号。对各测试结果频谱分析,激振力与振动响应分布如图5所示,图中包含激振器转速基频成分,与设计预想吻合,数据有效,可作为动柔度的分析使用。

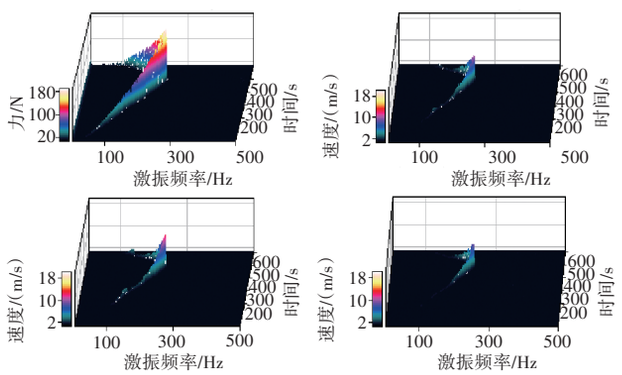


图5　激振力与振动响应分布

根据动柔度分析需求,分别对轴承座振动响应和外机匣测点振动响应与激振力数据作相干分析,分析结果如图6所示。从图中可见,在4800~14400 r/min转速范围测得的激振频率在200 Hz情况下,信号间相干系数保持在0.8以上时,可进行动柔度分析。

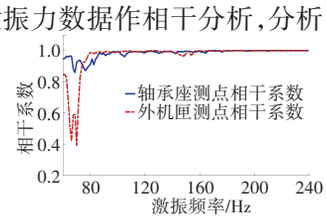
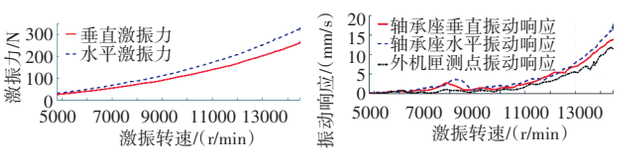


图6　轴承座和外机匣测点振动响应与激振力相干分析结果

综上信号频谱与相干分析结果,在转速为4800~14400 r/min时测得的激振力、轴承座振动响应、外机匣振动响应可用于振动分析与动柔度分析。

2.2　动柔度试验结果

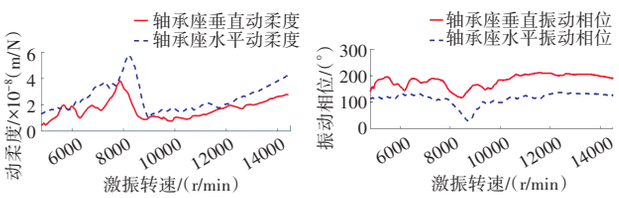
根据各测点信号的频谱特征,提取激振力、轴承座振动响应、外机匣测点振动响应的转速基频幅值,分析结果如图7所示。从图中可见,模拟转子不平衡激励特点是不平衡激振力随转速增大而增大,垂直和水平激振力变化趋势一致。轴承座、外机匣振动整体随激振转速增大响应幅值增大。



(a) 旋转激振试验激振力　　(b) 旋转激振试验振动响应

图7　旋转激振试验测试结果

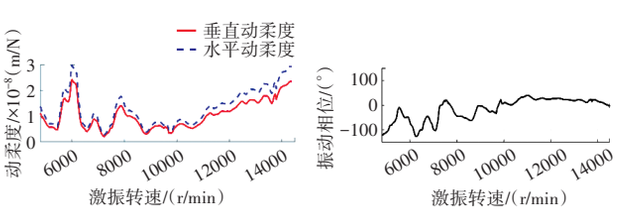
对轴承座测点振动响应与对应方向激振力作动柔度和振动相位分析。轴承座测点动柔度与振动相位分析结果如图8所示。从图中可见，在10000 r/min转速以下，轴承座测点在8000~8500 r/min转速区间，振动响应存在明显的相位变化并出现动柔度峰。在10000 r/min以上高压转子工作转速区间，内动柔度单调增大，最大值是初始值的2倍以上。动刚度降低，振动相位趋于稳定，没有明显的共振峰。



(a) 轴承座测点动柔度分析结果　(b) 轴承座测点振动相位分析结果

图8　轴承座测点动柔度与振动相位分析结果

外机匣V21测点动柔度与振动相位分析结果如图9所示，在全转速范围5724、6030、6837 r/min等多个转速存在明显的共振峰，在共振峰转速附近振动相位变化明显。在发动机工作转速范围，动柔度随转速增大而增大，垂直动柔度14000 r/min比10000 r/min增大至2.75倍；当水平动柔度增大至2.27倍时，振动响应随转速增大而增大，相位较为平稳，变化在30°以内。在工作转速范围外机匣测点振动相位相对稳定。



(a) 外机匣V21测点动柔度分析结果　(b) 外机匣V21测点振动相位分析结果

图9　外机匣V21测点动柔度与振动相位分析结果

2.3　模态试验结果

由于外机匣测点共振峰明显多于轴承座测点的，为分析静子模态对整机振动测点动柔度共振峰的影响，开展了全静子机匣在外部双源敲击激励条件下的扫频模态试验。由于整个静子机匣结构复杂，其模态振型较密集，不同机匣之间既有局部振型又有整体振型，主要分析的静子机匣的整体振型，其固有频率为95、115、129、154、179、188、207、228、240、252 Hz，全静子机匣的典型2弯和3弯振型分别如图10、11所示。

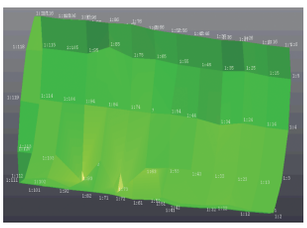


图10　整机模态试验全静子机匣2弯振型

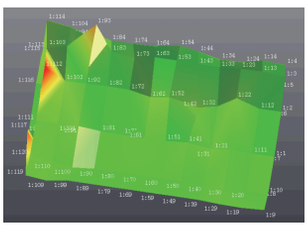


图11　整机模态试验全静子机匣3弯振型

选择转速为5000~ 14500 r/min对应的频率范围的外机匣振动测点的动柔度共振峰与全静子机匣模态进行对比，结果见表1。

表1　外机匣动柔度与模态试验结果对比

物理转速/(r/min)	模态频率/Hz	动柔度共振峰频率/Hz	差异度/%
5725	95	95.40	0.4
6003		100.50	
6837	116	113.95	2.6
7862	130	131.03	0.8
9291		154.85	
10100	173	168.30	2.7
11240	188	187.30	0.4
11740		195.60	
12490	210	208.16	0.9
12870	219	214.50	2.1
13380	227	229.16	1.0
13750	239	239.00	0

从表中可见，在目标转速范围内，在旋转激振条件下获得的柔度峰值频率与外部双源扫频激励条件下的模态试验结果具有很高的重合度，整机振动测点在动柔度存在更多共振峰。根据发动机整机试车振动表现，振动响应规律如图12所示。从图中可见，发动机在12600 r/min时存在明显的振动响应峰值，与全静子机匣整机模态试验结果的机匣3弯振型固有频率吻合度较高，说明该振动响应峰值为全静子机匣特性导致。

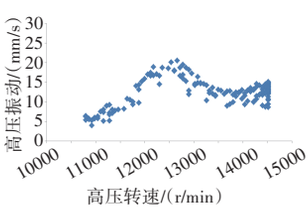


图12　发动机整机工作条件下振动响应规律

试验结果说明振动外机匣测点受全静子机匣的整体模态及局部模态影响较大，静子模态会改变定旋转激励的振动能量传递特性。轴承座测点在发动机工作转速没有明显的动柔度峰值，能更好地反映转子的激励特征。

3　结论

(1)静子支承系统在高压转子的工作转速范围,动柔度会随转速的增大而增大。轴承座最高工作转速动柔度比最低时的增大了100%,外机匣测点最高工作转速动柔度比最低时的增大了175%。

(2)在发动机高压转子工作转速范围,在定不平衡激励条件下轴承座与外机匣振动测点的振动响应相位保持稳定。在共振峰附近,振动相位存在较大波动。

(3)整机振动测点的振动传递特性受全静子机匣模态影响较大,在整体模态频率下均出现动柔度共振峰,而在工作转速范围轴承座测点没有明显的动柔度共振峰。

参考文献:

[1] 刘永泉,王德友,洪杰,等. 航空发动机整机振动控制技术分析[J]. 航空发动机,2013,39(5):7-8.
LIU Yongquan,WANG Deyou,HONG Jie,et al. Analysis of whole aeroengine vibration control technology[J]. Aeroengine,2013,39(5):7-8.(in Chinese)

[2]《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册:第19册[M]. 北京:航空工业出版社,2000:10-11.
General Editorial Board of Aero Engine Design Manual. Aero engine design manual:Volume19 [M]. Beijing:Aviation Industry Press,2000:10-11.(in Chinese)

[3] Zhu J, Gu P. Dynamic response of orthotropic plate using BEM with approximate fundamental solution[J]. Journal of Sound and Vibration, 1991,151(2):203-211.

[4] Dibazar A A. Intelligent recognition of acoustic and vibration threats for security breach detection, close proximity danger identification, and perimeter protection[R]United States: Naval Postgraduate School, Center for Homeland Defense and Security (NPS-CHDS),2011.

[5] 任兴民,顾家柳. 航空发动机安装节动柔度测量及静子动力特性计算[J]. 力学与实践,1993,15(6):26-28.
REN Xingmin, GU Jialiu. Aviation engine installation rhythmic softness measurement and static dynamics characteristics calculation[J]. Mechanics and Practice,1993,15(6):26-28. (in Chinese)

[6] 洪杰,王华,肖大为,等. 转子支承动刚度对转子动力特性的影响分析[J]. 航空发动机,2008,34(1):23-27.
HONG Jie, WANG Hua, XIAO Dawei, et al. Effects of dynamic stiffness of rotor bearing on rotordynamic characteristics[J]. Aeroengine, 2008,34(1):23-27.(in Chinese)

[7] 鲁鹏, 廖明夫,李明. 一种动刚度的测试方法及其在动平衡中的应用[J]. 噪声与振动控制,2014,34(2):208-212.
LU Peng, LIAO Mingfu, LI Ming. Dynamic stifftness test and its application in analysis of unbalance response of rotors[J]. Noise and Vibration Control,2014,34(2):208-212.(in Chinese)

[8] 杨建刚. 旋转机械振动分析与工程应用[M]. 北京:中国电力出版社,2007:37-43.
YANG Jiangang. Vibration analysis and engineering application of rotating machinery[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2007: 37-43.(in Chinese)

[9] 葛向东,高强,路阳. 发动机风扇转子动特性试验与分析[J]. 航空发动机,2020,46(2):67-69.
GE Xiangdong, GAO Qiang, LU Yang. Dynamic characteristics experiment and analysis of aeroengine fan[J]. Aeroengine, 2020, 46(2): 67-69.(in Chinese)

[10] 葛向东,吴法勇,刘永泉,等. 航空发动机整机振动问题研究方法及工程应用[J]. 航空学报,2024 ,45 (4):36-56.
GE Xiangdong, WU Fayong, LIU Yongquan, et al. Research methods for whole aeroengine vibration and their engineering application [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2024 , 45 (4) : 36-56.(in Chinese)

[11] 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):241-254.
CHEN Guo. A coupling dynamic model for whole aeroengine vibration and its verification[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(2): 241-254.(in Chinese)

[12] Jeffrey J, Vannini G, Camatti M, et al. Rotordynamic analysis of a large industrial turbo- compressor including finite element substructure modeling[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010,132(8):1233-1243 .

[13] 李智炜,杨伸纪. 航空发动机支承系统的动柔度系数矩阵及其测量[J]. 航空动力学报,1988,3(1):73-76.
LI Zhiwei, YANG Shenji . Dynamic flexibility coefficient matrix and its measurement for aeroengine suppprting system[J]. Journal of Aerospace Power, 1988, 3(1): 73-76. (in Chinese)

[14] 胡仲翔,严普强. 对于用扫频激励法测试系统频率特性的讨论[J]. 振动与动态测试,1985(1):4-9.
HU Zhongxiang, YAN Puqiang. Discussion on measuring the frequency characteristics of the system by sweeping excitation method[J]. Vibration and Dynamic Testing, 1985(1):4-9. (in Chinese)

[15] 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,2015:1-380.
LIAO Mingfu. Aeroengine rotor dynamics[M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press ,2005:1-380.(in Chinese)

[16] 闻邦椿,顾家柳,夏松波,等. 高等转子动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2000:194-198.
WEN Bangchun, GU Jialiu, XIA Songbo, et al. Advanced rotor dynamics[M]. Beijing: China Machine Press, 2000: 194-198.(in Chinese)

(编辑:贺红井)