

基于振动抑制的发动机进气畸变耙研制

张校东^{1,2}, 万媛媛^{1,2}, 薛秀生¹, 王晓良¹, 刘忠奎¹

(1. 中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015; 2. 重庆空天推进技术研究院, 重庆 401120)

摘要: 针对航空发动机进气流场压力畸变测试需求, 基于耙臂的振动抑制, 首次采用浮动内环连接结构, 研制了一种发动机进气畸变测试耙。强度计算结果表明, 所设计的进气畸变测试耙的动、静强度均有足够的储备裕度。测频试验和动应力测试试验结果表明, 内环与耙臂连接结构对进气畸变测试耙整体振动抑制效果明显。进气畸变测试耙工程应用效果良好, 可满足发动机进发匹配以及进气喘喘试验的需求。

关键词: 航空发动机; 进气畸变耙; 振动抑制; 浮动连接; 强度计算; 测频试验; 动应力测试

中图分类号: V241.7 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-2620 (2022) 01-0058-05

Development of intake distortion rake based on vibration suppression

ZHANG Xiao-dong^{1,2}, WAN Yuan-yuan^{1,2}, XU Xiu-sheng¹,

WANG Xiao-liang¹, LIU Zhong-kui¹

(1. AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China; 2. Chongqing Institute of Aerospace Propulsion Technology, Chongqing 401120, China)

Abstract: Based on the pressure distortion measurement of aero-engine inlet, a float connection structure was designed and the pressure distortion rake of aero-engine was investigated based on the vibration suppression. The results of structural strength calculation show that the rake meet the measurement requirements. The results of frequency measurement and dynamic stress measurement show that the float connection structure is conducive to the vibration suppression of distortion rake. The engineering application effect of rake was ideal, which can satisfy the requirements of engine/inlet matching and surge test.

Key words: aero-engine; intake distortion rake; vibration suppression; float connection; strength calculation; frequency measurement; dynamic stress measurement

1 引言

随着飞机飞行速度以及机动性能要求的不断提高, 现代飞机进气道和航空发动机的匹配问题越来越突出, 并已受到行业内人士的普遍重视。进发匹配试验是发动机研制阶段的一个重要内容, 而发动机进口流场测量也是进发匹配相关试验的主要测试项目^[1-2]。

目前, 国内外针对发动机进口流场测量均采用进气道测量耙来获取进气道出口温度和压力场分布^[3-7]。国内用于小型发动机进气畸变试验测试的进气道测量耙发展比较成熟, 而用于大型涡扇发动

机试验的大尺寸进气道测量耙的研制及应用还尚属起步阶段。为此, 有必要进行大尺寸进气道测量耙的研制^[8]。文献[9]~[11]详细介绍了一种发动机进气畸变测试耙的结构设计和测试改装方法, 并完成了相关振动、动应力等基础性能试验。

由于大型涡扇发动机进气道直径较大, 发动机进口流场测量所需的进气畸变测试耙伸入到主流道的尺寸较长, 形成了一种单支点、长悬臂的结构。受发动机进口持续高速、高压气流的气动载荷和发动机本身不间断的强烈振动影响, 这将对发动机试车安全造成很大的威胁。本文首次基于振动抑制的思

收稿日期: 2020-09-15

作者简介: 张校东(1986-), 男, 河南漯河人, 工程师, 硕士, 主要从事航空发动机测试研究。

路,采用浮动内环结构连接各耙臂,设计了一种发动机进气畸变测试耙,并将其成功应用于航空发动机进口流场测量,获得了良好的工程使用效果。

2 进气畸变测试耙方案设计

2.1 整体方案设计

设计的进气畸变测试耙包括6支耙臂和1个浮动内环。利用浮动内环将耙臂相互连接,使其从单悬臂结构转变为“固支+简支”的形式,同时利用装配间隙主动调节其频率。进气畸变测试耙结构如图1所示。每支耙臂利用安装座上圆柱段与机匣安装孔配合,采用4个螺钉紧固的方法安装在机匣上。耙臂上沿发动机径向按照等环面布置5个总压测点。由于发动机进口气流方向比较稳定,故总压测点采用球窝型。进气畸变测试耙耙臂和浮动内环外形均设计成流线型或圆弧过渡,以减小气动载荷和降低受感部对后面流场的干扰。

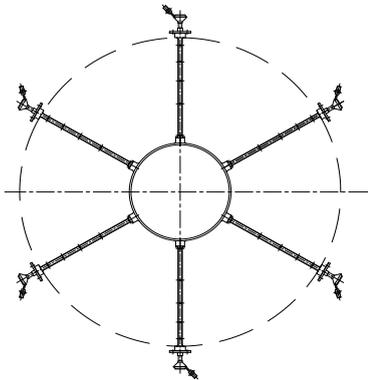


图1 进气畸变测试耙结构示意图

Fig.1 Structural sketch of rake arrangement for intake distortion test

2.2 浮动内环连接结构设计

由于每支耙臂较长,为更好地抑制耙臂的振动,提高进气畸变测试耙整体抗振能力,在耙臂与内环之间设计一种浮动连接结构,如图2所示。

首先将浮动内环按照图2所示方向置于流道中央,同时将6支耙臂分别插入流道中,并确保耙臂端部圆柱分别插进浮动内环盲孔中,然后依次预紧同一直径方向上2支耙臂的安装螺钉,保证耙臂与内环之间的配合间隙满足一定的要求。进气畸变测试耙在发动机上安装时,耙臂端部圆柱平面与内环的圆孔端面沿发动机径向预留一定间隙 L ,耙臂端部圆柱面和内环上对应盲孔圆周面之间,同样存在一

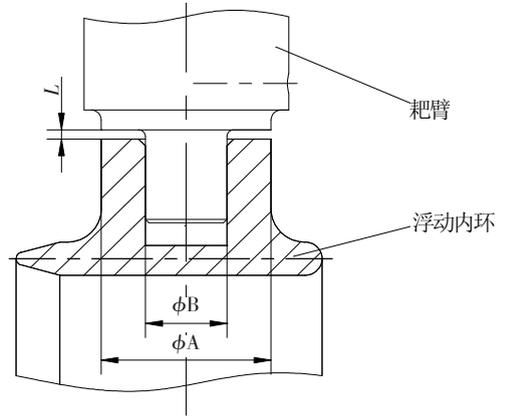


图2 耙臂和内环的浮动连接结构示意图

Fig.2 Structural sketch of floating connection between rake arm and inner ring

定的配合间隙。内环在空间上只限制了3个转动自由度和沿发动机轴向的线性自由度,在测试截面径向及周向预留了一定的位移调整空间。

由于每支耙臂与内环之间的简支点和接触力不尽相同,各耙臂之间的自振频率也略有不同。当某支耙臂振动时,其余耙臂通过浮动内环对其振动幅度进行抑制。另外,因耙臂与内环之间存在一定的调整间隙,当进气畸变测试耙发生激振时,内环可以通过自身位置的调节,从一个平衡位置自行微调到另一个位置,达到对整个进气畸变耙自振频率微调的效果。

3 进气畸变耙强度计算

根据进气畸变测试耙在发动机机匣上的实际安装形式,对进气畸变测试耙耙臂安装座与机匣安装孔之间的径向和切向位移分量进行约束,将耙臂端部与浮动内环之间的连接定义为刚性接触碰撞,建立进气畸变测试耙强度分析模型(图3),并对其进行强度计算。

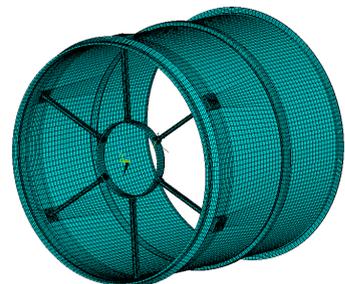


图3 进气畸变测试耙强度分析模型

Fig.3 Strength analysis model for intake distortion rake

3.1 静强度计算

在发动机主流道中,进气畸变测试靶迎面面气流受总压作用,测试靶主体背风面所受压力无法定量计算,可将背风面压力近似为气流静压 p 。则作用在测试靶迎风面上的气动载荷 p_L ,可近似为被测气流的动压与阻力系数的乘积,即:

$$p_L = C_x(p^* - p) \quad (1)$$

式中: p^* 为气流总压; C_x 为裕度系数,取1.2。

根据气流速度和总压可得气流静压为:

$$p = \frac{p^*}{\left(1 + \frac{(\kappa - 1)Ma^2}{2}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}} \quad (2)$$

式中:比热比 κ 取1.4; Ma 为气流马赫数。

根据发动机进口最大气流工况,由公式(1)和(2)可得进气畸变测试靶所受气动载荷。静强度计算结果如图4所示。由图可知,进气畸变测试靶静强度危险点处于靶臂前端与内环配合的圆柱根部,最大应力 $\sigma_{max} = 66 \text{ MPa}$,远小于进气畸变测试靶主体材料(1Cr18Ni9Ti)的屈服极限,进气畸变测试靶静强度裕度满足受感部设计要求。

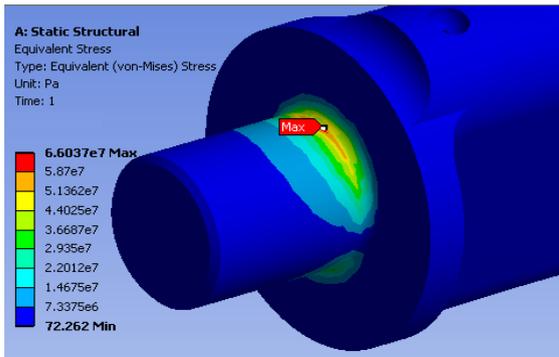


图4 受感部最大应力示意图

Fig.4 Schematic diagram of maximum stress

3.2 动强度计算

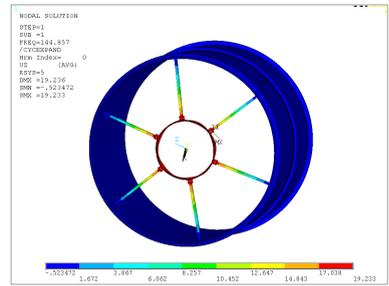
对进气畸变测试靶整体进行频率计算,前4阶固有频率计算结果如表1所示,前4阶模态振型如图5所示。

表1 进气畸变测试靶固有频率

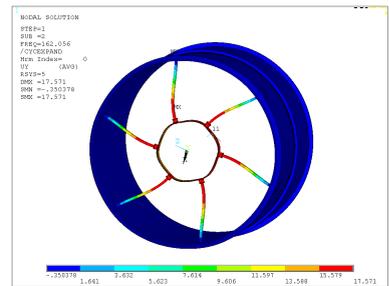
Table 1 Natural frequency of inlet distortion rake

阶数	1	2	3	4
频率/Hz	144.9	162.0	178.0	179.8

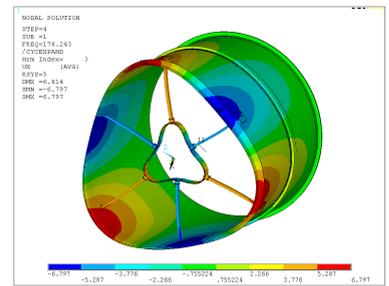
设计的进气畸变测试靶安装在发动机进气测量段上,承受发动机进气机匣振动载荷作用,进气机匣



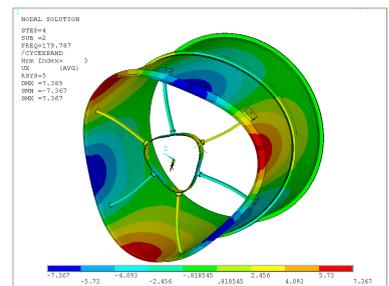
(a) 1阶振型



(b) 2阶振型



(c) 3阶振型



(d) 4阶振型

图5 进气畸变测试靶前4阶模态振型

Fig.5 Mode shape (the first 4 orders)

振动频率可近似等效为低压转子的转动频率。由文献[12]可知,发动机稳态测试受感部的动强度校核,应以前3阶固有频率与发动机激振频率差值是否大于25%作为主要判据,即:

$$|\Delta f / f| \times 100\% \geq 25\% \quad (3)$$

式中: f 为发动机转子转速对应频率(激振频率), Δf 为发动机转子转速对应频率与进气畸变测试靶固有

频率差值。结合当前在研某型发动机低压转子主要工况的工作转速范围,进气畸变测试靶前3阶固有频率的裕度均大于25%。

经过对某型发动机进气畸变试验不同转速、插板位置等条件下进口流场频率特点和涡旋尺度变化范围进行统计分析得出,进口畸变流场频率主要分布在200 Hz以内,峰值频率集中在50~135 Hz范围,涡旋尺度主要在1.0~3.5 ms之间。据此可知,进气畸变测试靶固有频率均不在发动机进口流场峰值频率范围内,进气畸变测试靶与流场发生共振的可能性较小。

4 试验验证及工程应用

4.1 固有频率微调试验验证

为验证所设计的浮动内环连接结构对进气畸变测试靶自振频率微调的效果,调整6支耙臂末端面与浮动内环安装端面间隙,对安装在发动机进气测量机匣上的进气畸变测试靶进行模态分析试验。模态试验系统如图6所示。

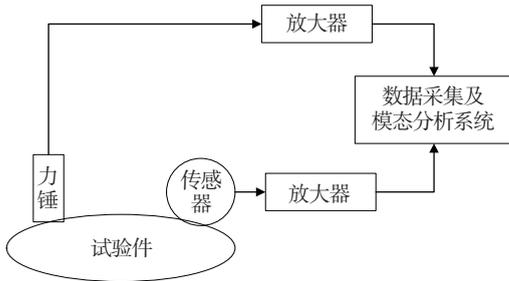


图6 模态试验系统框图
Fig.6 Modal test system diagram

进气畸变测试靶安装完成后,顺航向正上方按顺时针方向将6支耙臂分别编号1~6。以3号耙臂为基准,在内环拉向3号耙臂与内环远离3号耙臂两种状态下测量各耙臂和内环的频率,结果见表2。由表可知,进气畸变测试靶6支耙臂前4阶自振频率存在一定的差异。另外,浮动内环分别处于两个不同位置时,耙臂和内环前4阶频率均有不同程度的变化,达到了进气畸变测试靶频率微调的效果。

4.2 振动抑制试验验证

为验证所设计的浮动内环连接结构对进气畸变测试靶振动抑制的效果,在某型发动机部件插板试验中分别对进气畸变测试靶有、无浮动环两种状态进行动应力对比测试。根据畸变测试靶模态振型和耙臂型面可知,畸变测试靶耙臂在沿发动机周向左

表2 模态对比测量试验结果 Hz
Table 2 Test results for mode shape measurement

内环靠近3号耙臂							
耙臂号	1	2	3	4	5	6	内环
1阶	60	72	60	62	60	59	96
2阶	88	264	90	88	70	88	454
3阶	262	300	300	264	264	298	642
4阶	298	858	860	300	300	874	1 514
内环远离3号耙臂							
耙臂号	1	2	3	4	5	6	内环
1阶	61	68	62	56	72	62	92
2阶	89	260	88	86	264	90	458
3阶	264	296	296	262	296	299	640
4阶	300	856	856	298	818	878	1 514

右方向受机匣振动的影响较为显著,为此将应变片测点布置在耙臂根部两侧面。动应力测点位置如图7所示。

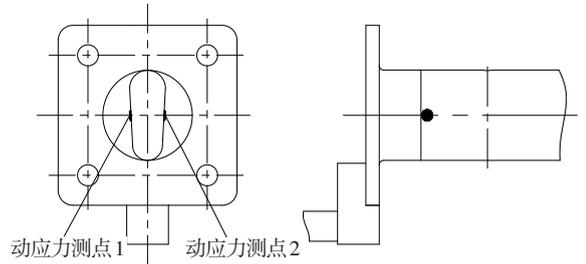


图7 动应力测点位置示意图
Fig.7 Schematic diagram of the position of dynamic stress measuring points

考虑到发动机试车安全,无浮动内环状态下仅保留1号和2号耙臂进行试验,并监测各个工作转速下两支耙臂根部的动应力。图8示出了无浮动内环状态下两支耙臂动应力测试结果,图中动应力测点编号为耙臂号-耙臂动应力测点。由图可知,1号、2

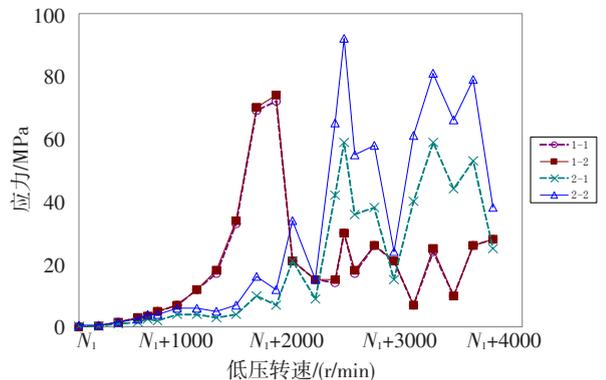


图8 无环状态耙臂动应力值
Fig.8 Dynamic stress of Harrow Arm without loop

号耙臂4个动应力测点最大值分别为72 MPa、74 MPa、59 MPa和92 MPa。另外,耙臂根部动应力在低压换算转速0.65以内随发动机转速升降而升降,但在低压换算转速0.65以上二者之间无任何规律可循。在某些特定工作转速下,耙臂出现了较为明显的应力峰值,说明这些转速下耙臂发生了较为强烈的振动。

有浮动内环状态下,进气畸变测试耙6支耙臂同时安装在发动机进口进行试验,监测各个工作转速下耙臂根部的动应力。图9给出了1号和2号两支耙臂的动应力测试值随发动机转速的变化曲线。根据测试结果,整个试验过程中动应力几乎无明显变化,且峰值较低,最大应力值均不超过10 MPa。表3示出了本次试验12个动应力测点的测试峰值。

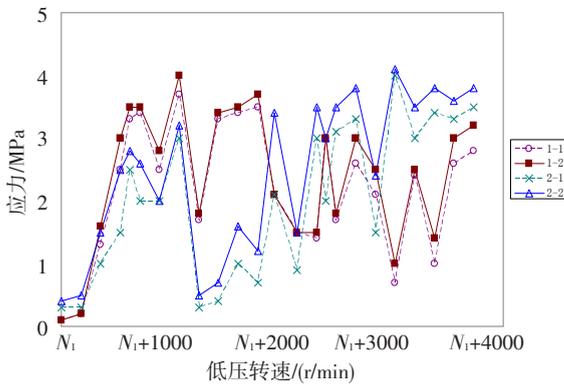


图9 有环状态耙臂动应力值

Fig.9 Dynamic stress at the root of harrow arm with ring

表3 有环状态动应力测试峰值

Table 3. Peak value of dynamic stress for harrow arm with ring

测点号	1-1	1-2	2-1	2-2	3-1	3-2
应力/MPa	3.5	4.0	3.5	4.0	7.0	1.0
测点号	4-1	4-2	5-1	5-2	6-1	6-2
应力/MPa	7.0	1.0	8.0	2.5	5.1	1.0

根据上述对比试验结果可知,与耙臂单悬臂安装状态相比,增加浮动内环后,耙臂根部的动应力随发动机转速的波动显著减弱,未发生明显振动现象,动应力峰值下降90%以上,振动抑制效果显著。

4.3 进气畸变靶工程应用

所设计的进气畸变靶加工完成后,先后应用于多份发动机进发匹配试验和进气喘喘试验,在多种工况下累计使用135 h,经历45次发动机喘振。

试验过程中,间隔6~8 h对进气畸变测试耙关键位置进行荧光探伤检查,耙臂表面均未发现裂纹和缺陷。

5 结论

(1) 设计的浮动内环连接结构对于发动机进气畸变测试耙振动的抑制效果显著,能够较好地改善传统发动机进口测试探针的振动性能。

(2) 所设计的进气畸变测试耙满足在研型号发动机进发匹配试验需求,并可推广应用至其他大涵道比发动机及燃气轮机试验。

参考文献:

- [1] 姜正行. 飞机内流空气动力学[M]. 北京:航空工业出版社,1989.
- [2] 航空发动机设计手册编委会. 航空发动机设计手册:第7册——进排气装置[K]. 北京:航空工业出版社,2000.
- [3] 和永进,史建邦,邢雁,等. 某型飞机进气道测量耙研制[J]. 燃气涡轮试验与研究,2008,21(3):59—62.
- [4] 孟庆迪,罗贵火,王少华. 某型飞机进气道测压总耙振动模态分析[J]. 振动工程学报,2004,17(8):892—894.
- [5] Bui T T, Oates D L, Gonzalez J C. Design and evaluation of a new boundary layer rake for flight testing[R]. NASA TM-2000-209014,2000.
- [6] Richwine D M. F-15B/flight test fixture II: a test bed for flight research[R]. NASA TM-4782,1996.
- [7] Marshall L A. Boundary layer transition results from the F-16XL-2 supersonic laminar flow control experiment[R]. NASA TM-1999-209013,1999.
- [8] 陶冶,田琳,张永峰. 基于ANSYS的航空发动机测量耙模态分析法[J]. 机械研究与应用,2013,26(2):27—29.
- [9] 于芳芳,史建邦,陈钊,等. 基于环散的飞机进气道出口压力测量耙设计[J]. 机械设计,2013,30(4):56—59.
- [10] 郭海东,张永峰,张强,等. 某型大尺寸进气道测量耙振动与应力相关性试验研究[J]. 机械研究及应用,2014,27(6):18—20.
- [11] 马燕荣. 空气流量组合测量耙的研制及试验[J]. 燃气涡轮试验与研究,2014,27(3):54—57.
- [12] 曹玉璋. 航空发动机气动参数测量[M]. 北京:国防工业出版社,1980.