

# 大功率涡桨发动机隔振系统设计及试验\*

董万元, 王建强, 陈永辉, 陈春兰, 王会利

(中国飞机强度研究所 西安, 710065)

**摘要** 针对涡桨飞机飞行中发动机振动剧烈的问题,以降低发动机振动向飞机机体的传递为目的,基于橡胶隔振原理设计了一种全尺寸大功率涡桨发动机隔振系统。以刚性边界支撑条件下力的传递率为隔振性能评价准则,设计了涡桨发动机隔振性能试验系统,通过试验方法研究了不同激励对隔振系统隔振性能的影响。试验研究表明:发动机在 70 Hz 处不同峰值载荷的一阶激励,隔振效率达到 95% 以上;发动机在 15~2 000 Hz 内不同均方根值的随机激励下,隔振效率达到 75% 以上;由相位差法测试得到系统的损耗因子大于 2.2。可见,该隔振系统具有优良的阻尼性,本研究可为涡桨发动机隔振系统设计及性能验证提供技术支撑。

**关键词** 涡桨发动机;隔振系统;隔振效率;橡胶隔振

**中图分类号** TH113.1; U441.3

## 引言

涡桨发动机燃气燃烧和旋转部件转动引起发动机剧烈振动<sup>[1]</sup>,该振动将沿发动机安装框向飞机舱内传递而影响内部设备的可靠性。为了提高飞机结构及设备可靠性,对涡桨发动机进行隔振安装。研究表明,涡桨发动机安装时需设计专用隔振器,形成多自由度隔振系统,其隔振性能直接影响飞机舱内的振动噪声水平<sup>[2]</sup>。国外对涡桨发动机的隔振技术研究比较成熟,Taylor<sup>[3]</sup>开始了早期螺旋桨发动机隔振系统设计方法研究。Phillips<sup>[4]</sup>研究了结构柔性对发动机隔振效果的影响。国外 Barry control 公司设计的隔振器在 ATR42, ATR72 等飞机上得到成功应用<sup>[5]</sup>。国内发动机隔振设计技术起步晚,近年来逐渐得到关注。陈永辉等<sup>[5-8]</sup>研究了发动机隔振安装的解耦设计方法和动力学分析方法等。王迪<sup>[9]</sup>研究了涡桨发动机用橡胶隔振器的动力学特性。贺尔铭等<sup>[10]</sup>采用机翼双梁模型建立了发动机安装系统分析模型,开展了发动机振动向机身框的传递特性研究。文献[11-12]利用有限元法建立发动机转子和机匣系统模型,研究转子-支承-机匣的耦合振动特性。

笔者以某大功率涡桨发动机为设计目标,设计发动机隔振系统及其隔振性能试验平台。在实验室环境模拟发动机额定推力下的振动,开展发动机隔振性能试验研究,得到隔振系统的隔振效率与损耗

因子,为涡桨发动机隔振设计与试验提供参考。

## 1 涡桨发动机隔振系统设计

### 1.1 隔振系统设计

隔振安装就是变刚性连接为柔性连接,降低发动机安装位置的支撑刚度,可减小发动机运转产生的高频振动向飞机机体传递,以实现发动机振动隔离的目的。从国外涡桨发动机隔振设计经验可知,大功率发动机宜采用在前、后设置隔振器的双安装面支撑形式,尽量保证隔振系统的刚度中心与发动机的惯性中心重合。

设计的大功率涡桨发动机隔振系统如图 1 所示, $x$  向为航向, $y$  向为展向, $z$  向为垂向。发动机前端有 3 个安装点,由 3 个隔振器连接到前安装框上;后端有 2 个安装点,由 2 个隔振器连接到后安装框上,2 个安装框之间通过铰接连杆连接。为了便于发动机推力载荷的传递,推力通过前端 3 个隔振器传递给前安装框,再由铰接连杆向后传递,直到飞机机翼的大梁;后端隔振器不承受发动机的推力,仅承担发动机的自重和展向的摆动载荷。因此,前端 3 个隔振器具有  $x, y, z$  3 个方向的刚度,且  $x$  方向的刚度远大于  $y, z$  方向的刚度;后端 2 个隔振器仅具有  $y, z$  2 个方向的刚度, $x$  向刚度几乎为 0。隔振器刚度满足文献[5]给出的系统解耦设计分配原则。

\* 国家民机科研专项基金资助项目

收稿日期:2021-01-23;修回日期:2021-04-14

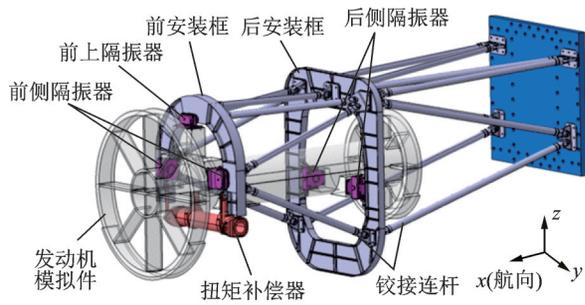


图1 涡桨发动机隔振系统

Fig.1 Vibration isolation system of turboprop engine

1.2 橡胶隔振器设计

橡胶隔振器由橡胶与金属结构组合而成,通过合理设计橡胶结构的自由变形面以及橡胶材料的硬度和阻尼等参数,得到性能优异的隔振器。文献[6]给出了一种橡胶隔振器刚度的计算方法,其特点是根据橡胶材料硬度与近似弹性模量的关系,由硬度估算其弹性模量;再利用有限元法快速获得隔振器的三向刚度,且刚度计算误差在5%以内。因此,本研究以该方法为基础设计涡桨发动机隔振器。

1.2.1 前端隔振器结构设计

前端隔振器外形结构如图2所示,包含安装底座、金属板、硫化橡胶和限位轴。硫化橡胶和金属板通过橡胶硫化技术形成一个硫化橡胶减振块,隔振器主要通过该减振块实现减振功能,其余零件主要起连接和限位的作用。通过在安装底座的两侧设置两片硫化橡胶减振块实现三向隔振。隔振器采用双侧卡板安装,发动机产生的推力由橡胶的压缩变形承担,其自重由橡胶的剪切变形承担。可见,隔振器的设计原则是确定橡胶体的压缩刚度和剪切刚度,简化为设计橡胶块的承压面积和厚度,其阻尼性能取决于橡胶材料的配方。

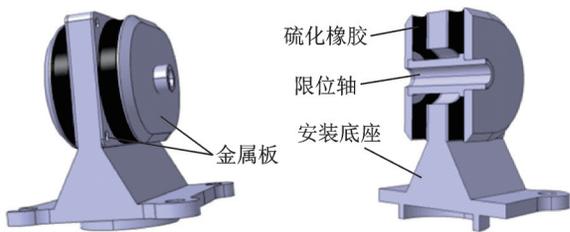


图2 前端隔振器外形结构图

Fig.2 Outline structure of front frame vibration isolator

1.2.2 后端隔振器结构设计

后端隔振器仅承担发动机的自重,无需传递发动机的推力,因此隔振器仅具备y向和z向的刚度,通过平面内的三球铰机构来实现,如图3所示。发动机后安装面通过2个三球铰机构支撑,在y向和z

向平动受到约束。在小变形范围内,垂直于y-z平面内的x向不受约束,从而实现x向的准零刚度。后端隔振器外形结构如图4所示。该隔振器较前隔振器结构复杂,包含安装底座、硫化橡胶、金属板、支撑骨架、限位轴、预紧螺栓、球铰、活动耳片和螺钉等。硫化橡胶和金属板通过橡胶硫化技术形成一个硫化橡胶减振块,隔振器主要通过减振块实现减振功能,其余零件主要起连接和限位作用。因此,后端隔振器设计是确定橡胶体的剪切刚度,简化为设计橡胶块的承压面积和厚度。

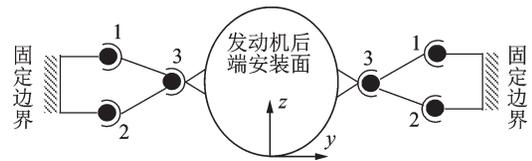


图3 三球铰机构模型

Fig.3 The model of three ball joint mechanism

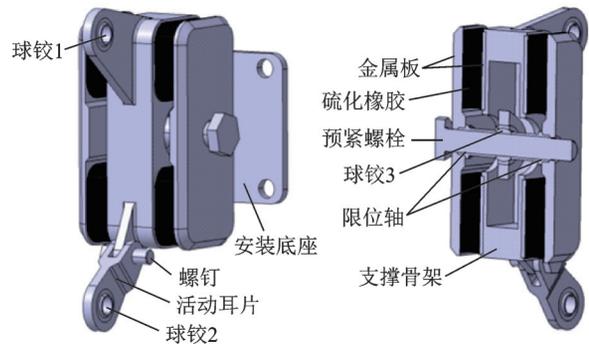


图4 后端隔振器外形结构图

Fig.4 Outline structure of rear frame vibration isolator

2 隔振系统试验

2.1 隔振性能试验原理与试验

传统采用加速度传递率作为隔振效率评价指标,但是加速度响应受安装支撑边界条件的影响。柔性边界下加速度响应大,刚性边界下加速度响应小,因此在刚性边界下不宜采用加速度作为隔振效率评价指标。涡桨发动机通过连杆框架安装在飞机机翼上,机翼属于典型的柔性边界,若实验室里搭建模拟机翼柔性边界安装的平台将增加研究成本。本研究基于主动隔振与被动隔振传递函数的等效原理,提出在刚性边界条件下采用力传递率作为发动机隔振效率的评价指标,涡桨发动机隔振性能试验原理如图5所示。承力墙为固定刚性边界,在被测系统与承力墙之间布置动态力传感器测量被测系统传递到基础的载荷;在被测系统适当位置采用激振

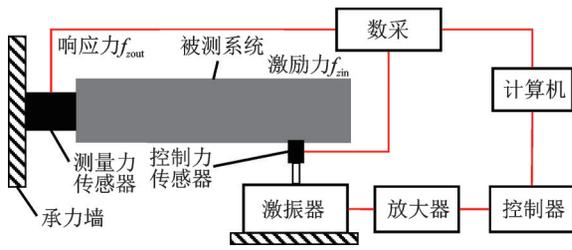


图 5 涡桨发动机隔振性能试验原理

Fig.5 Experimental principle of vibration isolation performance for turboprop engine

器进行激励以模拟被测系统自身的振动,由激振器杆端单向力传感器进行激励力控制。通过测量激励力与响应力并进行比较,得到系统的隔振效率,隔振效率的计算公式为

$$\delta = \left( 1 - \frac{f_{zout}}{f_{zin}} \right) \times 100\% \quad (1)$$

其中: $F_{zin}$ 为 $z$ 向激励力; $F_{zout}$ 为测量力传感器的 $z$ 向载荷。

若在试验中施加正弦激励,通过相位法可测试系统的损耗因子,损耗因子等于激励 $P$ 与响应力 $F$ 的相位差的正切值<sup>[13]</sup>,即

$$\eta = \tan \theta \quad (2)$$

其中: $\theta$ 为相位差。

涡桨发动机隔振性能试验平台如图 6 所示。采用 4 个三向力传感器将发动机隔振系统悬臂安装在刚性承力墙上。发动机的额定推力通过悬挂质量块进行模拟,质量块由专用橡皮绳解耦装置连接到发动机上。发动机振动由激振器产生的振动进行模拟,激振器的激励力作用在发动机重心位置,分别对发动机的垂向和展向进行振动激励。试验采用 LMS 数据采集系统采集传感器的载荷,采样率为 5 kHz。将测量的响应力通过时域叠加方法进行分析,即



图 6 涡桨发动机隔振性能试验平台

Fig.6 Experimental platform of vibration isolation performance for turboprop engine

$$F_{zo} = F(t)_{z1} + F(t)_{z2} + F(t)_{z3} + F(t)_{z4} \quad (3)$$

$$F_{yo} = F(t)_{y1} + F(t)_{y2} + F(t)_{y3} + F(t)_{y4} \quad (4)$$

垂向和展向隔振效率的计算公式分别为

$$\delta_z = \left( 1 - \frac{F_{zo}}{F_{zr}} \right) \times 100\% \quad (5)$$

$$\delta_y = \left( 1 - \frac{F_{yo}}{F_{yr}} \right) \times 100\% \quad (6)$$

其中: $F_{zr}$ 为垂向激励力; $F_{z1}, F_{z2}, F_{z3}, F_{z4}$ 为 4 个测量力传感器的垂向载荷; $F_{yr}$ 为展向激励力; $F_{y1}, F_{y2}, F_{y3}, F_{y4}$ 为 4 个测量力传感器的展向载荷。

涡桨发动机的振动特点是宽带随机叠加、窄带随机。窄带随机主要由螺旋桨的桨叶旋转通过频率引起。某涡桨发动机为四叶桨,额定功率下的转速为 1 050 r/min,则发动机振动的一阶窄带激励频率为 70 Hz,试验模拟该发动机的振动开展试验研究。为了研究激励力大小对隔振性能的影响,试验中施加不同激励力幅值的正弦激励和不同激励力均方根值的随机激励。振动试验频谱如图 7 所示,振动试验量级如表 1 所示。

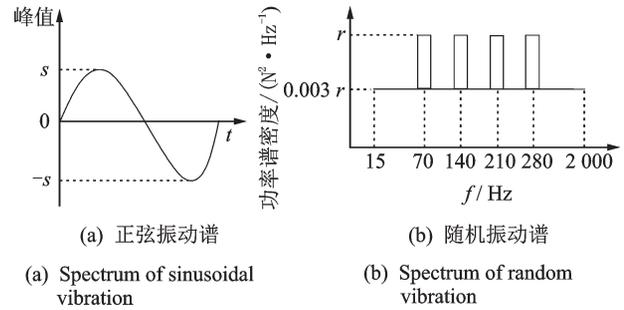


图 7 振动试验频谱

Fig.7 Spectrum of vibration test

表 1 振动试验量级

Tab.1 The level of vibration test

试验量级	正弦振动		随机振动	
	f/Hz	峰值/N	频带范围/Hz	均方根值/N
1	70	100	15~2 000	100
2	70	200	15~2 000	150
3	70	300	15~2 000	200
4	70	400	15~2 000	250

## 2.2 正弦振动试验结果

正弦振动试验曲线如图 8 所示。表 2 为正弦振动测试结果。可见:试验中施加正弦激励,4 个测量传感器测量到的与激励力同方向的载荷进行时域叠加后仍为正弦波,但存在一个相位差,载荷经过橡胶隔振器隔振传递产生的滞后效应,这是橡胶材料内部阻尼作用而损耗能量的结果;在相同的激励水平下,展向响应力峰值较垂向响应力峰值大,这是由橡

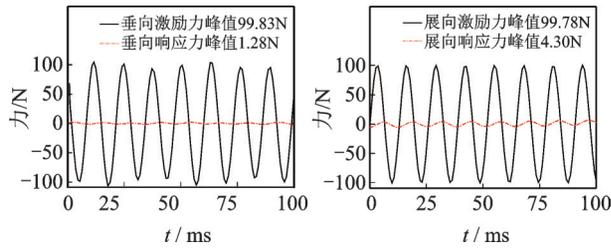


图 8 正弦振动试验曲线

Fig.8 The curve of sinusoidal vibration test

表 2 正弦振动测试结果

Tab.2 The results of sinusoidal vibration test

序号	激励频率/Hz	激励目标峰值/N	垂向		展向	
			激励力/N	响应力/N	激励力/N	响应力/N
1	70	100	99.83	1.28	99.78	4.30
2	70	200	199.66	2.46	199.96	8.30
3	70	300	299.46	3.61	299.99	12.29
4	70	400	399.33	4.68	400.14	16.28

胶材料的非线性特性引起的;随着激励力峰值的增加,测得的响应力峰值也随之增加。

### 2.3 随机振动试验结果

随机振动试验曲线如图 9 所示。表 3 为随机振动测试结果。可见:试验中施加随机激励,4 个测量传感器测量到的与激励力同方向的载荷进行时域叠加后仍为随机信号;与正弦振动试验结果相似,在相同的激励水平下,展向响应力均方根值较垂向响应力均方根值大,这同样是由橡胶材料的非线性特性引起的;随着激励力均方根值的增加,测得的响应力

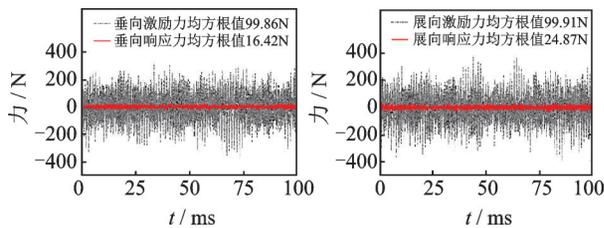


图 9 随机振动试验曲线

Fig.9 The curve of random vibration test

表 3 随机振动测试结果

Tab.3 The results of random vibration test

序号	频带范围/Hz	激励目标值/N	垂向		展向	
			激励力/N	响应力/N	激励力/N	响应力/N
1	15~2 000	100	99.86	16.42	99.22	24.87
2	15~2 000	150	149.43	23.44	148.68	37.22
3	15~2 000	200	199.78	30.86	199.22	48.90
4	15~2 000	250	252.74	39.91	247.53	60.75

均方根值也随之增加。

### 2.4 隔振性能分析

根据隔振效率计算公式得到在正弦激励和随机激励下的隔振效率,图 10 为载荷-隔振效率关系曲线。从图 10 可知,在正弦和随机激励下,垂向隔振效率明显优于展向隔振效率。隔振器在垂向承受发动机的重力,在展向则无载荷作用,因此隔振器在垂向的初始变形大于展向的初始变形,相反隔振器垂向刚度低于展向隔振刚度,从而垂向隔振效果优于展向隔振效果。在正弦和随机激励下,隔振效率随激励力的增加变化不明显,说明隔振系统刚度在当前激励力条件下处于近似线性段。由图 10 可知,单频 70 Hz 正弦激励的隔振效率明显高于宽频随机激励。这是由于系统局部振动模态放大引起的,在宽频随机激励下,必然会发生在某阶模态频带范围内系统的隔振效率降低的现象。

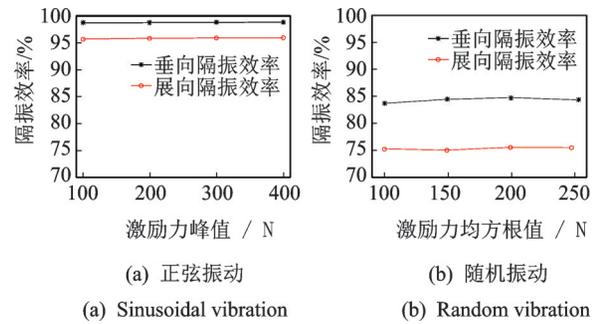


图 10 载荷-隔振效率关系曲线

Fig.10 Curve of load vs vibration isolation efficiency

### 2.5 隔振系统阻尼性能分析

根据相位差法测试系统的损耗因子,激励力与响应力的相位差如图 11 所示。根据损耗因子计算

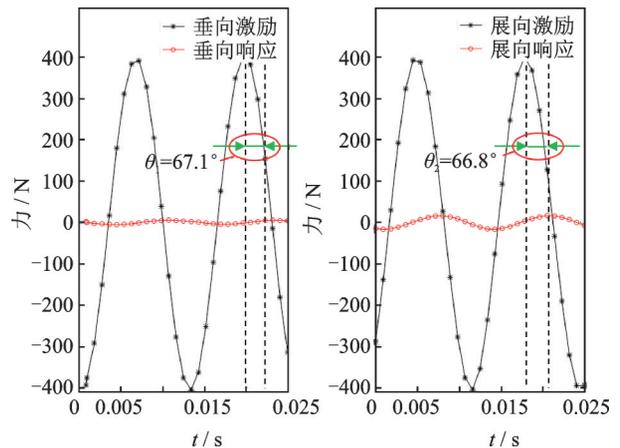


图 11 激励力与响应力的相位差

Fig.11 Phase difference between excitation force and response force

公式,得到垂向和展向的损耗因子测试结果如表4所示。从表4可知,涡桨发动机隔振系统具有优良的阻尼性能,能够有效避免共振而损坏发动机部件。单纯橡胶材料的损耗因子只有0.2左右,经分析认为隔振系统的高损耗因子是由连杆球铰的摩擦阻尼引起的。

表4 损耗因子测试结果

Tab.4 The results of loss factor

序号	激励频率/Hz	激励峰值/N	垂向		展向	
			相位差	损耗因子	相位差	损耗因子
1	70	100	66.6	2.31	66.2	2.27
2	70	200	66.8	2.33	66.6	2.31
3	70	300	67.2	2.38	66.5	2.30
4	70	400	67.1	2.37	66.8	2.33

### 3 结论

1) 设计的隔振系统具有优良的隔振效果,对发动机桨叶旋转引起的一阶(70 Hz)激励隔振效率达到95%以上;对发动机全频带内的随机激励,隔振效率达到75%以上。

2) 采用相位差法测试系统的损耗因子大于2.2,表明发动机隔振系统具有优良的阻尼性能,能够有效降低共振峰值。

3) 本研究验证了在刚性边界支撑条件下,采用力的传递作为隔振效率评价指标是可行的,与柔性边界条件下加速度传递率作为隔振效率评价指标形成互补。

### 参 考 文 献

- [1] GJB 150.16A—2009 军用装备实验室环境试验方法第16部分:振动试验[S]. 2009.
- [2] SHMYROV V F. Airplane power plants systems designing [M]. Kharkiv: National Aerospace University, 2010: 35-39.
- [3] TAYLOR E S. Vibration isolation of aircraft power plants [J]. Journal of the Aeronautical Sciences, 1938, 6: 43-39.
- [4] PHILLIPS W H. Effect of structural flexibility on the design of vibration-isolating mounts for aircraft engines [J]. NASA Technical Memorandum, 1984, 85725: 1-2.
- [5] 陈永辉,陈春兰,苏尔敦,等. 涡桨发动机安装系统动力学设计方法[J]. 科学技术与工程, 2017, 17(28): 9-13.
- CHEN Yonghui, CHEN Chunlan, SU Erdun, et al. Dynamic design method of turboprop engine mount [J].

Science Technology and Engineering, 2017, 17(28): 9-13. (in Chinese)

- [6] 陈永辉,王会利,苏尔敦,等. 涡桨发动机橡胶隔振器设计方法研究[J]. 科学技术与工程, 2013, 13(20): 5889-5893.
- CHEN Yonghui, WANG Huili, SU Erdun, et al. Design method of aero-engine rubber vibration isolator [J]. Science Technology and Engineering, 2013, 13(20): 5889-5893. (in Chinese)
- [7] 陈永辉,王建军. 翼吊式发动机安装系统隔振设计技术研究[J]. 强度与环境, 2018, 45(3): 48-53.
- CHEN Yonghui, WANG Jianjun. Research on vibration isolation design technology for underwing engine mount system [J]. Structure & Environment Engineering, 2018, 45(3): 48-53. (in Chinese)
- [8] 陈永辉,陈春兰,苏尔敦,等. 航空发动机安装系统动力学设计技术研究[J]. 计算机仿真, 2018, 35(6): 23-27.
- CHEN Yonghui, CHEN Chunlan, SU Erdun, et al. Research on dynamic design technology of aero-engine mounting system [J]. Computer Simulation, 2018, 35(6): 23-27. (in Chinese)
- [9] 王迪. 基于某型涡桨发动机橡胶隔振器动力学特性研究[D]. 南京:南京航空航天大学, 2017.
- [10] 贺尔铭,陈熠,李玉龙,等. 机翼双梁模型的动力学修正及应用[J]. 应用力学学报, 2013, 30(3): 367-372.
- HE Erming, CHEN Yi, LI Yulong, et al. Dynamic modification and application of wing double-beam model [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2013, 30(3): 367-372. (in Chinese)
- [11] CHEN G. Vibration modelling and verifications for whole aero-engine [J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 349: 163-176.
- [12] 屈美娇,陈果,冯国全. 安装节刚度对发动机整机耦合振动的影响分析[J]. 航空动力学报, 2017, 32(7): 1736-1746.
- QU Meijiao, CHEN Guo, FENG Guoquan. Analysis on effect of mount stiffness on whole engine coupling vibration [J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(7): 1736-1746. (in Chinese)
- [13] 顾金桃. 损耗因子测试方法研究[D]. 西安:西北工业大学, 2016.



第一作者简介:董万元,男,1986年9月生,硕士、工程师。主要研究方向为发动机振动控制。曾发表《金属丝网非线性隔振器的动静态特性研究》(《实验力学》2019年第34卷第5期)等论文。  
E-mail:994992628@qq.com