

文章编号:1000-8055(2010)02-0396-06

风扇机匣的减振优化设计

蔡显新, 肖新红, 王 涛, 吴志清

(中国航空工业集团公司 中国航空动力机械研究所, 株洲 412002)

摘 要: 涡扇发动机风扇叶片的强大尾迹容易激起风扇机匣的高频行波共振. 针对某涡扇发动机风扇机匣曾出现的振动过大的现象, 分析了引起的原因, 研究了减振措施, 在此基础上提出了以减小振动为主要目的风扇机匣结构优化设计方法. 机匣优化前后的整机试验测试结果表明, 该方法是非常有效的.

关 键 词: 风扇机匣; 行波振动; 优化设计; 叶片尾流; 发动机试验

中图分类号: V231.92

文献标识码: A

Optimization design of a fan casing for reducing vibration

CAI Xian-xin, XIAO Xin-hong, WANG Tao, WU Zhi-qing

(China Aviation Powerplant Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: High frequency traveling vibration of a fan casing may be excited by the wake of rotating fan blades. High vibration level of a fan casing was observed during the test of a turbofan engine, the causes were analyzed, and the vibration-absorbing measures were investigated. Then, a casing structural optimization method for reducing vibration was proposed. Vibration experiments for casings before and after optimization were carried out. The results indicate that the optimization method is very efficient.

Key words: fan casing; traveling vibration; optimization design; blade wake flow; aero-engine test

提高涵道比可有效地提高涡扇发动机性能, 因而大涵道比涡扇发动机得到广泛应用. 涵道比的增大使风扇机匣直径增大, 导致其固有频率较低. 由于直径较大, 风扇转子叶片叶尖达到很高的线速度. 此外由于宽弦风扇转子叶片的采用, 使其对机匣的尾流激振力加大, 从而导致风扇机匣的高频行波共振问题时有发生. 风扇机匣一般设计成薄壳、整体式近圆柱形结构, 其作用是形成风扇的流道外壁或用于风扇整流器、工作环的安装定位和传力. 风扇机匣的振动类似圆柱壳, 呈现轴向或周向波节振动模式. 而激起机匣振动的激振源类型一般有气体激振, 结构激振, 噪声激振等, 其中气体激振源有旋转叶片尾迹的压力脉动, 旋转

失速的高、低压压力气团所引起的周向压力变化, 流场畸变等. 气体激振源中旋转叶片尾迹的压力脉动激振机理是当转子叶片旋转时, 转子叶片尾迹的压力分布不均, 相对机匣来说形成压力脉动, 当机匣固有频率与叶片通过频率相等时, 机匣将发生行波共振. 国内外许多学者针对航空发动机机匣的各种振动问题进行过研究, 如文献[1]采用多点激振单点拾振的脉冲激励试验模态测试方法, 对某涡喷发动机中介机匣的振动特性进行了模态分析; 文献[2]对转子-机匣系统的碰摩振动响应进行了研究; 文献[3-4]在研究整机振动时涉及到了发动机多个机匣振动的情况; 文献[5]建立了叶盘-机匣模型, 研究机匣的行波振动; 对于风

收稿日期:2009-02-13; 修订日期:2009-08-27

基金项目:航空基金(08B08003); 国防科技创新团队项目

作者简介:蔡显新(1959-), 男, 广东湛江人, 研究员, 博士, 主要从事结构强度振动, 多学科设计优化研究.

扇机匣的行波共振,文献[6]采用了周期对称模型,作出了频率响应曲线,并进行限幅设计.然而对于风扇机匣的减振优化方面尚未查到有关内容的报道.

某涡扇发动机在整机试车过程中曾出现风扇机匣振动过大的现象,导致转速无法达到设计值.为此通过理论和实验的方法分析了引起振动的原因,研究了减小风扇机匣振动的措施,在此基础上,提出了以减小振动为主要目的风扇机匣结构优化设计方法,建立了优化数学模型.采用本文方法优化后的风扇机匣的振动值明显减小,为该涡扇发动机研制的顺利进行提供了保证.

1 机匣结构简介及振动原因分析

图 1 为具有一定代表性的某中等涵道比涡扇发动机的风扇机匣示意图.风扇转子叶片数为 18,机匣为整体式圆筒薄壁结构.机匣后安装边通过螺栓悬臂固定在分流机匣上,前安装边与进气

道软联接,中安装边用于固定其他安装在机匣上的零部件.机匣中段与风扇转子叶片处于同一轴向位置的部位有 3 个突起的环,主要起叶片包容的作用.在发动机整机实验过程中,风扇机匣外表面上焊有 3 个振动传感器安装座,以便获取机匣振动信号.

发动机在整机转速试验中,不同转速下 1 #, 2 #, 3 # 振动测点测得的振动值列于表 1. 3 # 测点测得的轴向振动随转速变化规律不明显,最大值相对较小. 1 # 和 2 # 测点测得的径向振动总趋势是随转速的提高而增大的,转速达 9 676 r/min 时,高频振动非常大,尤其是 1 # 所测(即机匣的前段),接近 600 g. 并且随着转速的提高,振动值还有继续增大的趋势,导致发动机转速一度无法提高到设计值. 风扇转子转速从 3 900 r/min 上升到 9 676 r/min 时,机匣振动(与 1 # 对应的)三维频谱图见图 2.

由图 2 可看出,大振动出现前振动频率随时

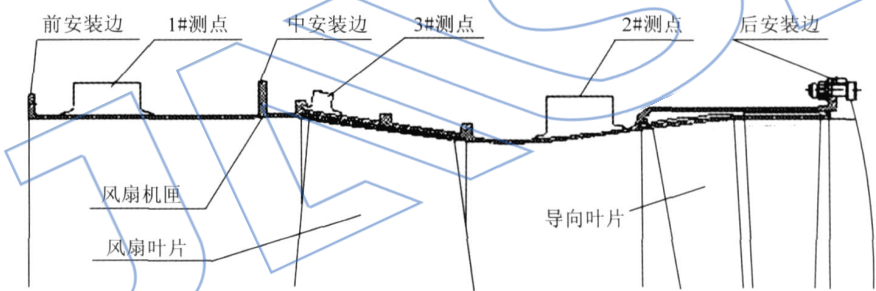


图 1 风扇机匣示意图
Fig. 1 Fan casing

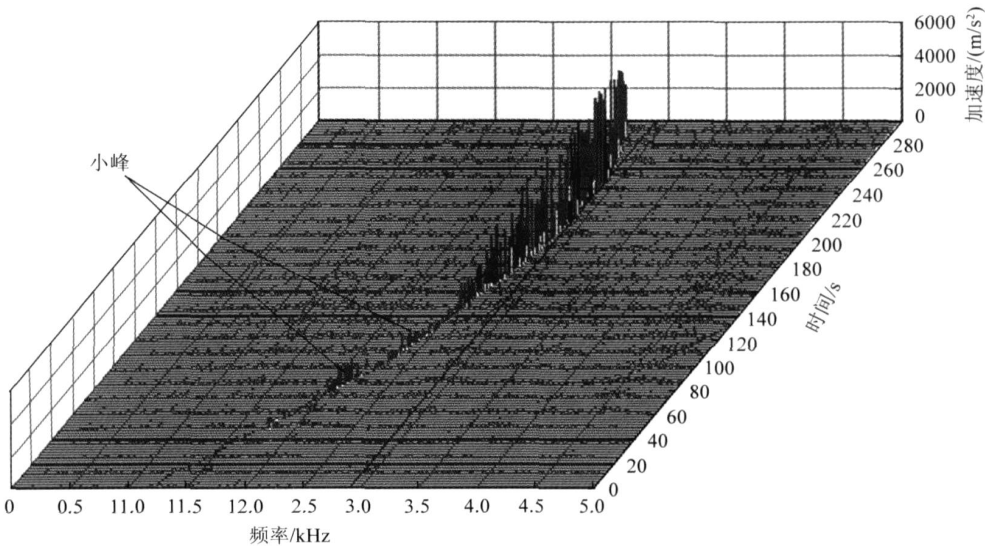


图 2 风扇机匣 1 # 测点振动三维频谱图

Fig. 2 Three-dimensional spectrum map measured from the 1 # point of the fan casing

间大致是按线性增长的,由于发动机在试验过程中是均匀加速的,因此振动频率与风扇转子的转速是成倍数(即倍频)关系的.设 f_m 为机匣的振动频率(Hz), n 为风扇转子的转速(r/min), m 为倍频数,则有

$$m = 60 f_m / n$$

(1)

将表 1 中的值带入,得 $m = 18$,正好是风扇转子叶片的数目,因此从这个方面可以判断,机匣的振动系由转子叶片旋转时的尾流激振力所激起的周向波数为 18 的行波振动.

表 1 风扇机匣振动值

Table 1 Vibration value of the casing

风扇转速 $n / (\text{r/min})$	振动频率 f_m / Hz	1# 径向 $g / (\text{m/s}^2)$	2# 径向 $g / (\text{m/s}^2)$	3# 径向 $g / (\text{m/s}^2)$
6960	2088	115	21	134
7166	2150	121	23	28
8886	2666	252	106	113
9583	2875	554	86	235
9666	2900	579	464	93
9676	2903	591	439	113

2 机匣固有频率的有限元分析

不考虑机匣上所安装的其他零件的影响,风

扇机匣可近似简化为轴对称结构.因此可采用周向变量用傅里叶级数表示的半解析^[7]有限元法进行计算.采用 8 节点四边形单元对其子午截面进行模拟,有限元模型见图 3.取周向波数为 18,约束后安装边 A 的位移(见图 3).前 6 阶固有频率列于表 2,前 4 阶振型见图 3.

表 2 固有频率

Table 2 Natural frequencies of the fan casing

阶次	频率/ Hz	阶次	频率/ Hz
1	2 108.1	4	3 520.3
2	2 420.9	5	3 874.4
3	3 289.2	6	4 157.7

第 1 和第 2 阶与图 2 中的两个小峰对应.由图 3 可知,第 1 阶机匣的振动主要发生在前段,第 2 阶发生在后段.与这两阶固有频率对应的转速都不太高,尾流激振力较小,引起的径向振动并不太大.第 3 阶与图 2 中的高峰区域接近.此时转速较高,激振力较大,由于振动频率较高,因此在机匣上测得的应力并不大(20 MPa 左右),但振动加速度如此之大,以致将静压管接嘴振断、光纤测试安装座振脱.

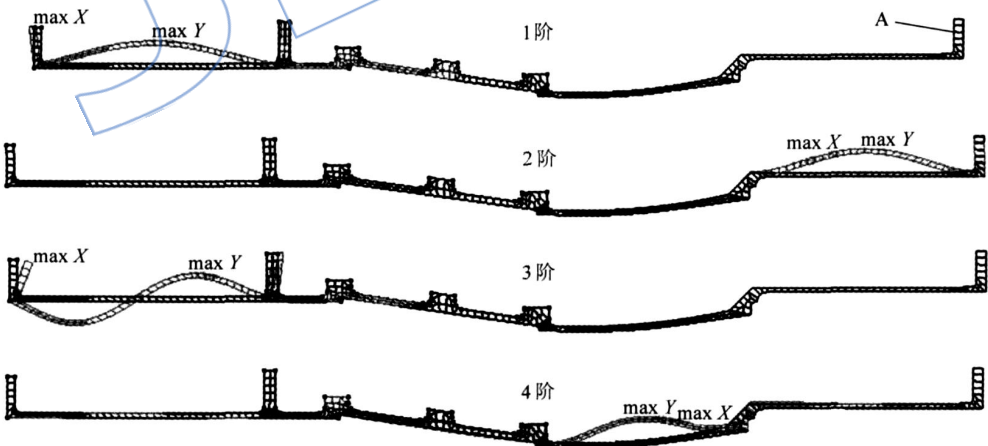


图 3 有限元网格及前 4 阶振型

Fig.3 Element mesh and the lowest four modal shapes

3 减振措施研究

为了保证发动机的研制进度,采用理论分析

和试验的方法,对多种减振措施进行了研究,它们分别为:

- 1) 加轴向加强筋;沿机匣周向等间距焊 4 个

轴向筋版;

2) 加周向箍环; 分别在机匣前、中、后段各安装一个矩形截面的周向箍环, 箍环可由螺栓调节紧度;

3) 机匣表面涂一层阻尼胶;

4) 在机匣适当位置增加图 4 所示矩形截面的环形结构。

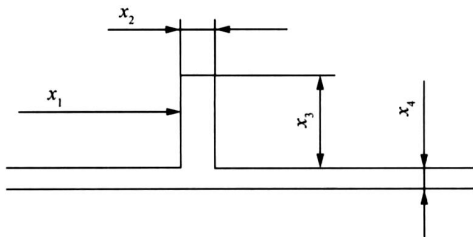


图 4 环形结构及其参数

Fig. 4 Structure of the ring and its parameters

各种措施的效果列于表 3. 对于措施 1), 采用循环对称有限元模型进行计算, 周向波数取 18, 所得的固有频率变化很小. 对于措施 2), 箍得越紧, 效果越好, 但紧度太大可能影响机匣的强度. 此外箍环与机匣接触面的摩擦对减振也有一定的效果. 措施 2) 和 3) 虽有一定的效果, 但在实验中, 随着转速的提高, 振动值还有继续增大的趋势. 因此, 综合起来看措施 4) 效果最佳, 应做进一步的研究.

表 3 各种措施的效果
Table 3 Effects of the different measures

措施	理论计算	试验
1)	对固有频率 ($m = 18$) 几乎无影响	振动值没有减小
2)	固有频率有所改变, 阻尼增大	振动约减小 30 %~40 %, 但仍较大
3)	固有频率有所改变, 阻尼增大	振动约减小 30 %~40 %, 但仍较大
4)	通过合理设计, 非常有效	后面的实验证明有效

4 减振优化设计

由以上分析可知, 在机匣适当位置增加图 4 所示矩形截面的环形结构, 对于减小机匣的行波振动非常有效. 这种结构本质上是增加了机匣局部部位的周向刚度, 有效地提高固有频率, 避开了

共振区, 但势必增加机匣的质量, 因此在设计中要综合考虑振动和质量以及静强度等因素. 如何获得综合最佳效果, 则应采用优化的方法.

本文建立的风扇机匣振动优化数学模型如下:

$$\begin{aligned} & \min f(X) \\ & X \in D \subset \mathbf{R}^N \quad X = [x_1, x_2, \dots, x_N]^T \\ & D = \begin{cases} h_i(X) = 0 & (i = 1, 2, \dots, M) \\ g_j(X) \leq 0 & (j = 1, 2, \dots, L) \end{cases} \end{aligned} \quad (2)$$

式中 $f(X)$ 为目标函数; $X = [x_1, x_2, \dots, x_N]^T$ 为设计变量; $\mathbf{R}^N$ 为实欧氏空间; $h_i(X)$ 为等式约束函数; $g_j(X)$ 为不等式约束函数; N 为设计变量总数; M 为等式约束函数个数; L 为不等式约束函数个数.

设计变量取图 4 中所示的 x_1, x_2, x_3, x_4 以及环形结构的个数 x_5 . 其中 x_1 为环形结构的轴向位置, x_2 为矩形截面的宽度, x_3 为矩形截面的高度, x_4 为机匣的厚度. 一般而言每个环形结构都包含图 4 所示的 4 个设计变量. 因此设计变量的总数为

$$N = 4 \times x_5 + 1 \quad (3)$$

如果希望不同位置处环形结构具有相同的 x_2, x_3 和 x_4 则可施加等式约束. 不等式约束用于设置设计变量的上下限, 并可约束质量、静强度等性能.

为了使机匣在整个转速范围内具有较小的振动, 应使机匣在 $m = 18$ 时所有固有频率值高于风扇转子叶片的最高转速频率. 因此本文设置的目标函数为:

1) $m = 18$ 时, 最小的固有频率值的倒数最小;

2) 结构质量最轻; 由于机匣采用仅一种材料, 故也可取机匣体积最小.

这是个多目标优化问题, 本文采用加权求和的方式转化为单目标问题. 设 $m = 18$ 时, 机匣最小的固有频率值为 $f_{\min}$, 机匣的体积为 V , 则目标函数可表示为

$$f = w_1 / f_{\min} + w_2 V \quad (4)$$

其中 w_1 和 w_2 为加权系数, 具体取值需通过试凑的方法确定, 并且可能要在多轮的反复优化中进行调整. 为了使等式右端两项具有大致相同的数量级, 应作归一化处理.

5 优化结果

采用自行开发的优化软件, 调用软件中的遗

传算法对以上建立的优化数学模型进行求解. 优化后的结构见图 5. 前 6 阶固有频率值以及对应于风扇转子设计转速的共振裕度值列于表 4, 前 4 阶振型见图 5. 由表 4 可以看出共振裕度较大. 根据优化结果, 新加工了风扇机匣. 在装上新风扇机

匣后整机实验顺利地达到了设计转速, 测得的最大振动值仅为 123 g. 此后该发动机进行了大量的性能试验, 而风扇机匣的振动一直正常. 优化后机匣质量增加了 3.6 %, 对该发动机而言是完全可以接受的.

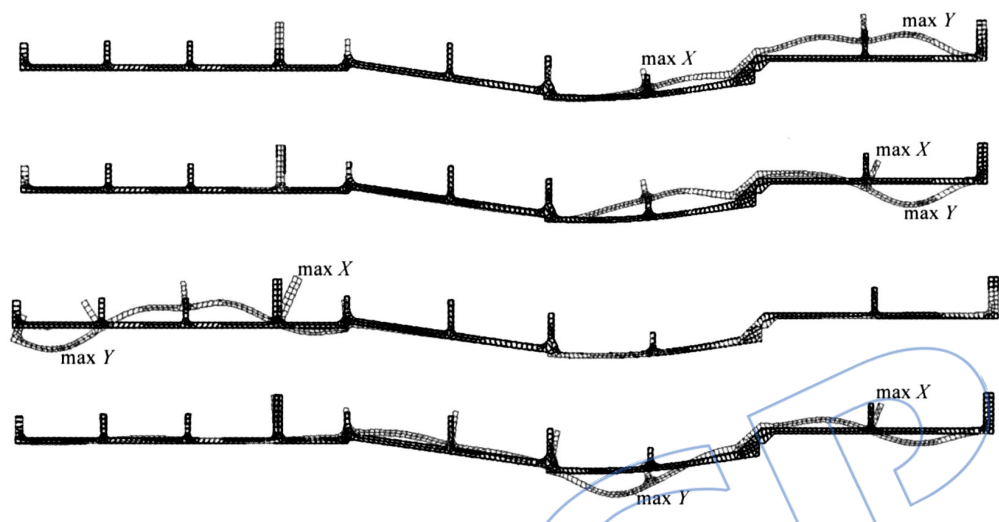


图 5 优化后前 4 阶振型
Fig. 5 First four modal shapes after optimization

表 4 固有频率
Table 4 Natural frequencies

阶次	频率/ Hz	共振裕度/ %
1	3692.0	11.9
2	3727.7	13.0
3	3810.8	15.5
4	3830.6	16.1
5	3939.5	19.4
6	3987.1	20.8

6 结束语

本文在分析了某发动机风扇机匣振动过大的原因, 研究了减振措施的基础上, 提出在机匣适当位置增加矩形截面的环形结构, 这种结构加工简单, 易于实施. 针对这种结构提出了以减小风扇机匣振动为主要目的优化设计方法. 在建立的优化数学模型中, 综合考虑了振动和质量因素, 以便在减小振动的同时, 尽量减轻质量. 采用本文方法对该风扇机匣进行了优化设计, 获得了满意的结果,

为该发动机研制的顺利进行提供了保证, 也为这类涡扇发动机风扇机匣的振动设计提供了有效工具.

在本文建立的优化数学模型中, 减振是通过使所有的相关固有频率都高于风扇转子转速频率来实现的. 实际上本文分析表明, 某些较低的固有频率的存在并不会产生较大危害, 因此可考虑以在某个区间内避开固有频率为目标进行优化, 这样机匣的个别区域(如后机匣)可以不增设周向加强环. 若将机匣筒体的壁厚取为设计变量, 还可以减轻质量, 这些工作仍在进行. 此外其他形式的加强筋结构, 如周向和轴向组合的、与轴线具有一定夹角的等等, 也是值得研究的.

参考文献:

[1] 孙扬, 刘振德, 郑严. 某涡喷发动机中介机匣振动模态分析[J]. 推进技术, 2000, 21(6): 486-488.
SUN Yang, LIU Zhende, ZHENG Yan. Modal analysis on middle casing of turbojet engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2000, 21(6): 486-488. (in Chinese)
[2] 吕延军, 李旗, 张志禹. 转子-机匣系统的碰摩振动响应[J]. 润滑与密封, 2005, (1): 80-82.
L Ü Yanjun, LI Qi, ZHANG Zhiyu. Vibration characteris-

- tics of a rub-impact rotor system with vibration of the stator[J]. Lubrication Engineering, 2005, (1): 80-82. (in Chinese)
- [3] 蔡显新, 刘玉慧, 赵艳云. 涡轴发动机整机受迫振动分析[J]. 航空动力学报, 2008, 23(12): 2202-2207.
CAI Xianxin, LIU Yuhui, ZHAO Yanyun. Forced vibration analysis of turboshaft engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(12): 2202-2207. (in Chinese)
- [4] Hong J, Chen M, Liu S G. Application of whole engine finite element models in aero-engine rotordynamic simulation analysis[R]. ASME Paper GT2007-27162, May, 2007.
- [5] Mathias L, Christophe P, Patrice C. Two-dimensional modeling of an aircraft engine structural bladed disk-casing modal interaction [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 319(1): 366-391.
- [6] 王桂华, 李琳. 航空发动机风扇机匣行波振动的分析方法[J]. 航空动力学报, 2000, 15(2): 183-186.
WANG Guihua, LI Lin. Method for traveling wave vibration analysis of fan casing in aeroengine [J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(2): 183-186. (in Chinese)
- [7] Zienkiewicz O C. The finite element method [M]. New York, N Y: McGraw-Hill Inc., 1977.