

某型航空发动机压气机叶片振动静频与动频的关系

杨文庆¹, 孙强¹, 马龙², 李春旺¹, 张忠平^{1,3}

(1. 空军工程大学理学院, 陕西西安 710051; 2. 空军航空大学, 长春 130022; 3. 西安交通大学金属材料强度国家重点实验室, 陕西西安 710049)

摘要: 以某型航空发动机压气机四、六级叶片为研究对象, 考虑发动机实际工作时的温度及叶片扭向的影响, 首先计算了压气机叶片振动的静频值及发动机特定转速下的动频值。通过函数拟合, 得到了压气机叶片振动的动频与静频及发动机转速的关系式, 给出了在更接近于实际工作状态下计算某型发动机任意转速下叶片动频的方法, 指出了所得关系式与传统关系式相比, 其优点在于既包括了温度的影响又恰当地反映了叶片扭向的影响。

关键词: 叶片振动; 叶片扭向; 温度; 静频; 动频

中图分类号: V235.1 文献标识码: A 文章编号: 1009-3516(2005)05-0005-03

在航空发动机中, 叶片共振是导致叶片断裂或掉角的主要原因之一, 因此, 防止叶片共振是防止叶片断裂或掉角的主要方法之一。而防止叶片共振, 一方面要知道外加激振力的频率, 另一方面要知道叶片静止状态下的自振频率 - 静频值及发动机工作状态下叶片的自振频率 - 动频值。

无论是计算还是试验, 都不可能穷尽叶片振动全部的静频值及动频值, 因此, 在得到叶片振动的静频值及发动机特定转速下的动频值之后, 还需进行函数拟合, 以反映叶片动频与静频及发动机转速的关系, 并为计算发动机任意转速下叶片的动频值提供条件。然而, 现有资料中^[1-2], 传统的压气机叶片动频计算值既没有考虑发动机实际工作中气流温度的影响, 也没能恰当地反映叶片扭向的影响, 因此, 计算结果没能很好地反映发动机实际工作时的叶片振动情况, 由此所得到的动、静频及发动机转速的关系只是某种程度的近似。

1 压气机叶片振动的自振频率

本文计算采用有限元法。该方法的实质是以数值模拟方法建立并以适当的数值计算方法求解如下的微分方程^[3]

$$M\ddot{a}(t) + Ka(t) = 0 \quad (1)$$

式中: $a(t)$ 是结点位移向量; $\dot{a}(t)$ 是结点速度向量及加速度向量; M 是系统的质量矩阵, K 是与叶片旋转角速度对应的刚度矩阵, 方程的边界条件实质上就是叶片的固支状态。本文应用有限元分析软件^[4] ANSYS 计算叶片自振频率, 计算过程中, 固支叶片榫头两侧面采用 10 结点体单元模型^[5]。叶片形状及网格划分见图 1。

叶片材料为 LY2 高强度铝合金, 根据文献^[6], 其质量密度 $\rho = 2.75 \times 10^3 \text{ kgm}^{-3}$, 泊松比 $\gamma = 0.31$ 。为考虑温度对叶片自振频率的影响, 计算叶片静频时取室温下材料的弹性模量 $E_j = 7.06 \times 10^{10} \text{ Pa}$; 而计算叶片动频时, 考虑到压气机四、六级叶片的平均工作温度分别为 110°C 、 174°C 、, 根据文献^[6], 相应温度下材料的弹性模量依次为 $E_d = 6.62 \times 10^{10} \text{ Pa}$ 、 $E_d = 6.33 \times 10^{10} \text{ Pa}$ 。

压气机四、六级叶片的静频、动频计算结果分别列于表 1、表 2 中。为便于比较, 表中还列出了静频的测量值^[7]。其中的 n 表示发动机转速, 单位是转/分。

收稿日期: 2004-11-12

基金项目: 陕西省自然科学基金(2003E15)及空军工程大学学术基金资助项目(2002X18)

作者简介: 杨文庆(1970-), 男, 河南洛阳人, 硕士生, 主要从事航空发动机强度与寿命研究。

表1 四级叶片自振频率计算结果

测量值	409	1065	1821	2725	3674	3777	3955
$n=0$	427.1	1143.9	1825.4	2762.7	3493.7	3937.3	4252.6
$n=3000$	433.0	1113.8	1786.6	2686.1	3388.0	3819.5	4131.6
$n=3500$	439.6	1116.0	1793.4	2690.0	3389.8	3821.9	4136.7
计算值 $n=3700$	442.8	1117.0	1796.4	2691.7	3390.6	3822.9	4138.9
$n=3800$	444.4	1117.5	1797.9	2692.6	3391.0	3823.5	4140.1
$n=3900$	446.0	1118.0	1799.5	2693.5	3391.4	3824.0	4141.3
$n=4200$	450.9	1119.6	1804.6	2696.4	3392.7	3825.8	4145.1
$n=4425$	454.8	1120.9	1808.6	2698.7	3393.8	3827.1	4148.1
$n=4700$	459.8	1122.6	1813.8	2701.7	3395.1	3828.8	4152.1
$n=4900$	463.6	1123.9	1817.8	2704.0	3396.1	3830.2	4155.2

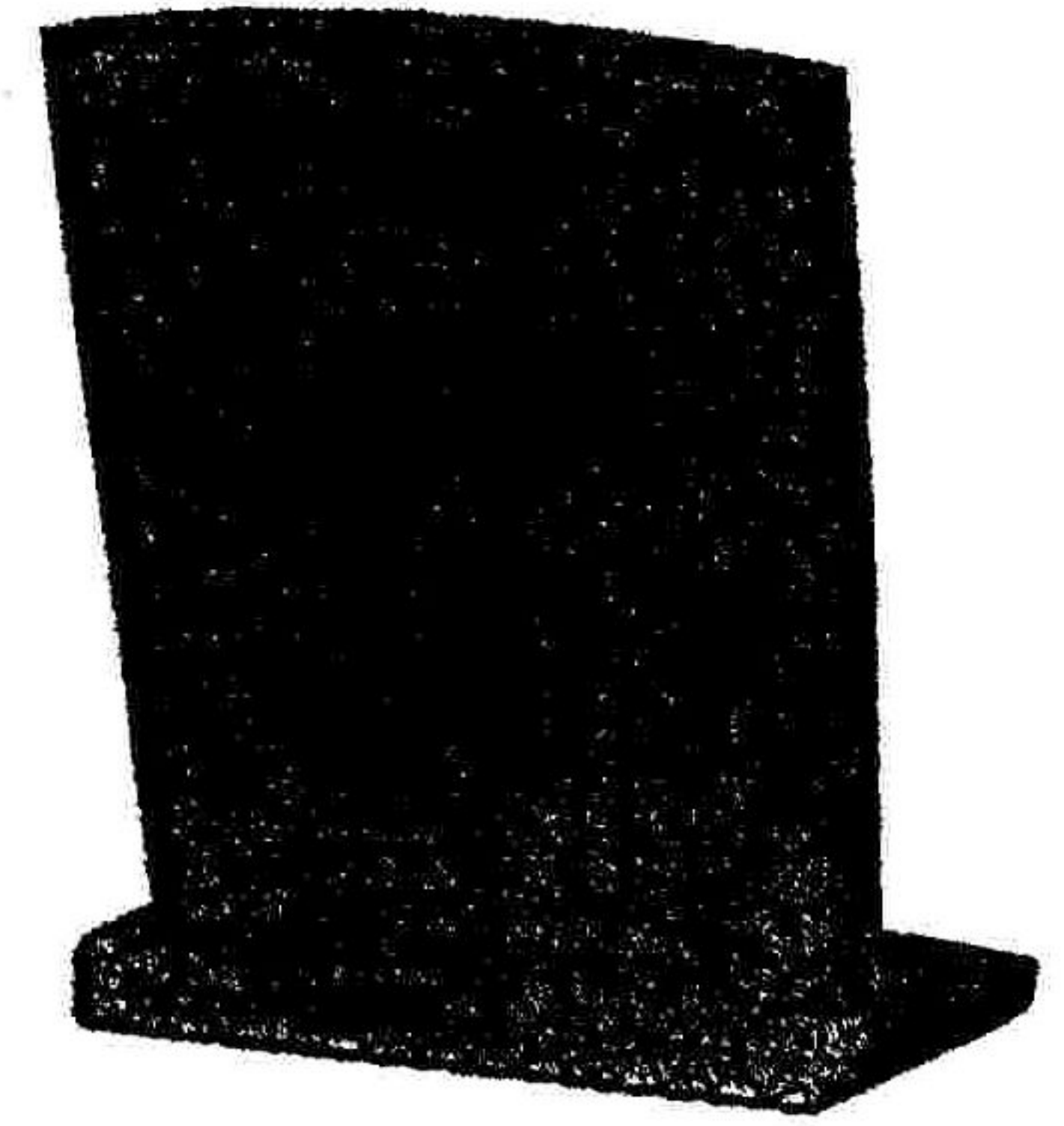


图1 叶片形状及网格划分

表2 六级叶片自振频率计算结果

测量值	605	1407	2668	3751	4454	--	--
$n=0$	599.0	1445.2	2610.1	3664.2	4319.2	5235.1	5894.2
$n=3000$	588.3	1376.2	2492.2	3483.3	4093.8	4967.5	5595.5
$n=3500$	595.8	1379.1	2499.6	3488.2	4095.2	4971.2	5600.7
计算值 $n=3700$	599.0	1380.3	2502.9	3490.4	4095.8	4972.8	5603.1
$n=3800$	600.7	1380.9	2504.6	3491.5	4096.1	4973.7	5604.3
$n=3900$	602.4	1381.6	2506.4	3492.7	4097.5	4974.5	5605.5
$n=4200$	607.9	1383.7	2511.9	3496.3	4097.5	4977.2	5609.4
$n=4425$	612.2	1385.4	2516.3	3499.3	4098.4	4979.4	5612.6
$n=4700$	617.7	1387.5	2521.9	3503.0	4099.5	4982.1	5616.7
$n=4900$	621.9	1389.2	2526.2	3505.9	4100.3	4984.2	5619.8

由表1、表2中的结果可知,计算所得各阶静频值与测量值很接近,说明本文所采用模型的正确性。但表1、表2中的动频值在所考虑的转速内大多小于静频值,似乎与动频值始终大于静频值的“基本常识”相悖^[1-2]。其实不然,本文计算动频时,考虑了温度的影响^[8],所取 E_t 小于 E_j ,而在传统的计算过程中忽略了温度的影响,所取 E_d 等于 E_j ,因此完全有理由相信,本文的计算结果更接近于实际情况。

2 叶片静频与动频的关系

如果对表1、表2中的计算结果进行函数拟合,则有

$$[f_d^2] = \frac{E_t}{E_0} [f_0^2] + n^2 [B] \quad (2)$$

式中: n 是发动机转速; E_t 是温度 t 时材料的弹性模量; E_0 是室温 20°C 时材料的弹性模量; $[f_0^2]$ 是室温时叶片静频值平方的列矩阵; $[f_d^2]$ 是转速为 n 、温度为 t 时动频值平方的列矩阵; $[B]$ 是系数矩阵,其对应于四、六级叶片的值分别为

$$[B]_4 = [0.00182783, 0.00150424, 0.00749468, 0.00643305, 0.00368913, 0.00556547, 0.01281340]^T \quad (3)$$

$$[B]_6 = [0.00270839, 0.00238636, 0.01139960, 0.01055220, 0.00355820, 0.01123620, 0.01801640]^T$$

式(2)、(3)给出了叶片动频 f_d 、静频 f_0 、叶片转速 n 及材料弹性模量 E 的关系。据此,在试验得到或计算出叶片静频值后,就可由式(2)、(3)推算出叶片在实际工作温度中、任意转速下的叶片动频值。

在已有资料中,可以找到描述动频与静频关系的传统表达式^[2]

$$f_d^2 = f_0^2 + Bn^2 \quad (4)$$

比较式(2)与式(4)可见,二者似乎没有什么本质区别,只是表达形式不同。其实,一方面,式(4)中第一项少了系数 E_t/E_0 ,而该系数恰恰反映了温度的影响;另一方面,式(4)中的动频系数 B 没有考虑叶片扭向的影响,若要进一步考虑叶片扭向的影响,在式(4)的基础上还需引进经验公式^[7]

$$f_d = \Psi f_d \quad (5)$$

才能计算出叶片振动的动频值。式(5)中: Ψ 是扭向修正系数,与叶型扭转角有关。相比之下,式(2)中的系数矩阵 $[B]$ 不仅考虑了叶片的安装角,还考虑了叶片的扭向。因此式(2)较准确地描述了叶片振动动频与静频的关系。

3 结论

某型航空发动机压气机叶片动频、静频及发动机转速的关系是 $[f_d^2] = \frac{E_t}{E_0} [f_0^2] + n^2 [B]$

与传统资料中的相应关系式相比,该关系式已经综合考虑了温度及叶片扭向对叶片振动频率的影响,故而较准确地描述了叶片动频与静频的关系。

本文以四、六级叶片为例,是因为某型航空发动机压气机四、六级叶片的故障率最高,排除了四、六级叶片的故障,就大大降低了某型航空发动机压气机的故障率。

参考文献:

- [1] 宋兆泓. 航空发动机可靠性与故障抑制工程[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2002.
- [2] 宋兆泓. 航空发动机典型故障分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,1993.
- [3] 蔡肇云,金六周. 航空发动机强度设计、试验手册-叶片强度与振动计算[R]. 第三机械工业部第六研究院,1980.
- [4] 王国强. 实用工程数值模拟技术及其在 ANSYS 上的实践[M]. 西安:西北工业大学出版社,1999.
- [5] 孙强,汪波,柴桥,等. 固支状态对压气机叶片自振频率计算结果的影响[J]. 空军工程大学学报(自然科学版), 2003,4(4):8-10.
- [6] 工程材料实用手册编辑委员会. 工程材料实用手册(第二版第三卷)[M]. 北京:中国标准出版社,2002.
- [7] 杜建云. 航空燃气涡轮发动机工作叶片[M]. 西安:空军工程大学工程学院,1986.
- [8] 孙强,张忠平,柴桥,等. 航空发动机压气机叶片振动频率与温度的关系[J]. 应用力学学报,2004,21(4):137-139.

(编辑:姚树峰)

The Relationship between the Static Frequency and the Kinetic Frequency
for a Certain Aero- engine Compressor Blades

YANG Wen - qing¹, SUN Qiang¹, MA Long², LI Chun - wang¹, ZHANG Zhong - ping^{1,3}

(1. The Science Institute, Air Force Engineering University, Xi'an, Shaanxi 710051, China; 2. Air Force Aeronautic University, Changchun, Jilin 1300:2:2, China; 3. The State Key Laboratory for Mechanical Behavior of Materials, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, Shaanxi 710049, China)

Abstract : Taking the fourth and the sixth stage blades of a certain aero - engine compressor for example, the blade static frequencies and the kinetic frequencies in some given revolutions are first calculated in consideration of the effects of both temperature corresponding to compressor blade working state and blade twist. Then, the relationship between the static frequency and the kinetic frequency is obtained by fitting the calculated results. Compared with the traditional relationship, the present relationship reflects the effects of both temperature and blade twist. By this relationship, not only the kinetic frequency can be obtained at any blade velocity, but also the result is close to the real one correlating to the practical blade working state.

Key words : blade vibration ; blade twist ; temperature ; static frequency ; kinetic frequency