

# 固支状态对压气机叶片自振频率计算结果的影响

孙强<sup>1</sup>, 汪波<sup>2</sup>, 柴桥<sup>1</sup>, 张永何<sup>1</sup>, 张忠平<sup>1</sup>

(1. 空军工程大学 工程学院, 陕西 西安 710051; 2. 西安航空发动机制造公司, 陕西 西安 710021)

**摘要:**以某型发动机压气机四、六级叶片为例,采用有限元数值计算方法,探讨了固支状态对叶片自振频率计算值的影响。得到的结论是:对于叶片的前七阶振动,通常的叶片固支状态对叶片自振频率计算值几乎没有影响。

**关键词:**固支状态;压气机叶片;自振频率

**中图分类号:**V23 **文献标识码:**A **文章编号:**1009-3516(2003)04-0008-03

## 1 问题的提出

对确定的航空发动机压气机叶片,准确计算其自振频率,对于叶片的强度校核或故障抑制至关重要<sup>[1-2]</sup>。但是在计算叶片振动频率时遇到了这样的问题:实际工作状态下叶片的固支状态与试验测量自振频率时对叶片的固支条件存在差异<sup>[3-5]</sup>。例如某型发动机压气机叶片:其榫头为燕尾形榫头,在高速旋转的工作状态下,巨大的离心力使榫头侧面和轮盘边缘的榫槽凸块紧紧挤压在一起而不发生相对位移,此时,叶片固支状态可以看作是仅对叶片榫头侧面的固支;而通常在试验中测量叶片静止状态下的自振频率时,由于试验条件下不存在旋转状态下的离心力,从而不得不对榫头侧面和底面进行固支。那么,计算叶片的自振频率时应按哪种固支方式进行呢?亦即叶片的不同固支状态对叶片的自振频率计算结果有没有影响?影响有多大?这是关系到叶片自振频率计算结果准确性的重要问题。

本文以某型发动机压气机四、六级叶片为例,应用有限元法计算了压气机叶片在不同固支状态下的自振频率,通过对计算结果的比较,对上述问题做出了明确的回答。

## 2 固支状态对叶片自振频率的影响

对叶片自振频率计算,目前常用方法是应用有限元数值计算方法。叶片自由振动的有限元微分方程为<sup>[1]</sup>

$$M \ddot{q} + Kq = 0$$

式中: $q$ 表示叶片在平衡位置附近的微幅振动,是时间 $t$ 的函数; $M$ 为叶片的总质量矩阵, $K$ 为总刚度矩阵。叶片的固支状态实质上就是上述微分方程的边界约束条件。

下面应用有限元法计算某型发动机压气机四、六级叶片在三种不同固支状态:固支榫头两侧面、固支榫头两侧面及底面、固支榫头周围侧面及底面情况下的自振频率。以ANSYS软件为计算工具<sup>[6]</sup>,采用10节点体元素为计算模型。叶片材料为LY2高强度铝合金,根据文献<sup>[7]</sup>,取弹性模量 $E = 70.6 \text{ GPa}$ ,材料的质量密度 $\rho = 2.75 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ,Poisson比 $\nu = 0.31$ 。

图1~图3给出了压气机四级叶片的三种固支状态及有限元网格划分。表1、表2列出了四、六级叶片

收稿日期:2002-12-04

基金项目:空军工程大学学术基金资助项目

作者简介:孙强(1972-),男,陕西三原人,讲师,硕士,主要从事飞机发动机强度与寿命研究;  
张忠平(1962-),男,陕西澄城人,教授,主要从事飞机发动机强度与寿命研究。

在这三种固支状态下自振频率的有限元计算结果。

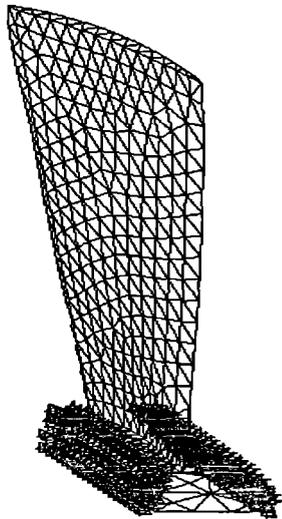


图1 固支榫头两侧面

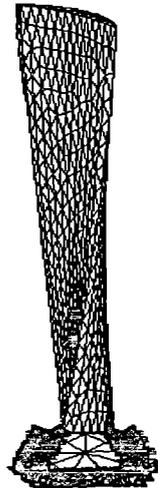


图2 固支榫头两侧面及底面

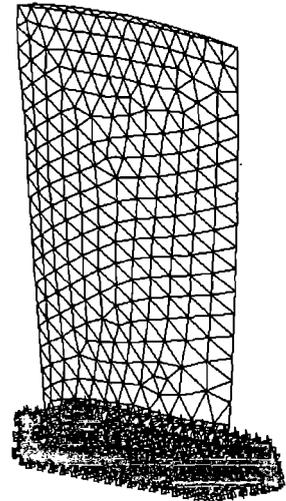


图3 固支榫头周围侧面及底面

表1 四级叶片自振频率计算结果

频率阶次	1	2	3	4	5	6	7
固支榫头两侧/Hz	427.1	1 143.9	1 825.4	2 762.7	3 493.7	3 937.3	4 252.6
固支两侧及底面/Hz	4 27.7	1 144.9	1 826.8	2 765.9	3 523.5	3 945.9	4 253.7
相对误差(%)	0.14	0.09	0.08	0.12	0.85	0.22	0.03
固支周侧及底面/Hz	427.9	1 145.1	1 827.6	2 766.3	3 531.3	3 948.4	4 254.4
相对误差(%)	0.18	0.10	0.12	0.13	1.08	0.28	0.04

表2 六级叶片自振频率计算结果

频率阶次	1	2	3	4	5	6	7
固支榫头两侧/Hz	599.0	1 445.2	2 610.1	3 664.2	4 319.2	5 235.1	5894.2
固支两侧及底面/Hz	600.3	1 446.9	2 613.3	3 667.7	4 320.5	5 288.4	5 933.0
相对误差(%)	0.22	0.12	0.12	0.10	0.03	1.01	0.66
固支周侧及底面/Hz	601.1	1 447.5	2 615.8	3 668.9	4 321.3	5 308.1	5 953.4
相对误差(%)	0.35	0.16	0.22	0.13	0.05	1.39	1.00

发动机高速旋转时,由于离心力的作用使榫头侧面和轮盘边缘的榫槽凸块紧紧挤压在一起而不发生相对位移,此时,叶片固支状态可以看作是仅仅对叶片榫头侧面的固支。正是基于这样的想法,本文将与固支榫头两侧面对应的计算结果作为标准,表1、表2中的相对误差便是其它两种情况下的计算结果与上述标准值的比较。

由表1、表2比较四级及六级叶片在三种固支状态下的自振频率计算值可知,无论是四级还是六级叶片的前七阶振动,大多数情况下的相对误差小于0.4%,最大相对误差不超过1.4%,因此,完全有理由得出这样的结论:三种固支方式对叶片自振频率的影响是微乎其微,即固支状态几乎不影响叶片自振频率计算值的准确性。

在表1、表2中,固支榫头两侧及底面时,计算值略微大于固支两侧面时的计算值;而固支榫头周围侧面及底面时,计算值又略微大于固支两侧及底面时的计算值。之所以如此,是由于榫头具有弹性,固支的面越多,限制榫头的弹性、增大其刚性的程度越大,因而会使叶片的自振频率计算值增大。

虽然在应用有限元法计算叶片自振频率时可以采用上述三种等价固支方法,但是,如引言部分所述,对榫头两侧面固支对应的是叶片实际工作时的实际固支状态,用有限元法计算叶片旋转状态下的自振频率时采用这种固支条件的计算值会更接近于真实值。因此,在计算叶片旋转状态下的自振频率时,本文建议采用

固支榫头两侧面的边界条件。在计算叶片静止状态下的自振频率时,一方面由于叶片静止时不具备旋转状态下所具有的离心力,仅通过榫头两侧面无法固支叶片;另一方面,对于确定的计算对象,当采用相同的单元划分时,固支的面越多,需计算的单元总数越少,相应的方程数目也就越少,计算也就越省时,因此,计算叶片静止状态下的自振频率时可以采用第二种边界条件——固支榫头两侧面以及榫头底面。

### 3 结论

对于航空发动机压气机叶片的前七阶振动频率的计算,采用如下三种固支条件:固支榫头两侧面、固支榫头两侧面及底面、固支榫头周围侧面及底面几乎是等价的,即它们几乎不影响叶片自振频率的计算结果。

#### 参考文献:

- [1] 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[M]. 北京:第三机械工业部第六研究院, 1980.
- [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] 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.
- [4] 杜建云. 航空燃气涡轮发动机工作叶片[M]. 西安:空军工程学院,1986.
- [5] 李云霞,蒙文,赵尚弘,等. 飞机发动机叶片变形的非接触光学测量方法[J]. 空军工程大学学报(自然科学版), 2002,3(6):16-17.
- [6] 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.
- [7] 工程材料实用手册编辑委员会. 工程材料实用手册(第三卷)[M]. 北京:中国标准出版社,2002.

(编辑:姚树峰)

## Effect of Fixed State on Calculated Result of Compressor Blade Intrinsic Vibration Frequency

SUN Qiang<sup>1</sup>, WANG Bo<sup>2</sup>, CHAI Qiao<sup>1</sup>, ZHANG Yong-he<sup>1</sup>, ZHANG Zhong-ping<sup>1</sup>

( 1. The Engineering Institute, Air Force Engineering University, Xi'an, Shaanxi 710051, China; 2. Xi'an Aero-engine Manufacturing Company, Xi'an, Shaanxi 710021, China )

**Abstract:** The fourth and sixth stages of a mode of aero-engine compressor blades are taken as examples, and effect of fixed state on calculated result of compressor blade intrinsic vibration frequency is studied by applying a finite element method. The conclusion shows that the calculated results of blade intrinsic vibration frequencies bear no relation to the common fix states for the first seven-order blade vibration.

**Key words:** fixed state; compressor blade; intrinsic vibration frequency; effect