

叶片颤振抑制技术的研究

北京航空航天大学 宋兆泓

摘 要

本文简要介绍了近年来在叶片颤振抑制技术方面所做的研究工作,包括全频段叶片颤振预估,叶片三心设计与抑制颤振特性,叶片错频抑颤特性,叶片气动弹性剪裁抑颤技术和“叶片颤振系列”实验等问题。

一、前 言

在叶轮机叶片颤振研究中,抑制叶片颤振技术是防止叶片颤振发作的重要和有效方法。在结构动力特性方面抑制叶片颤振技术主要是研究叶片的结构形式和叶片间的组装特性,来抑制叶片颤振发作。如利用叶片型面设计、结构设计和在轮盘上的组装形式,以及利用复合材料叶片的振动特性与气动弹性剪裁技术,来抑制颤振。

由于叶片颤振属于流体诱发振动中的气动弹性耦合自激振动现象,涉及叶片的气动力与叶片结构动力两方面的问题,又与叶片造型、工艺和组装等因素有关,因此抑制叶片颤振是一项十分繁杂的工程技术。目前我们仅在叶片颤振预估、叶片型面设计、错频、复合材料叶片与气动弹性剪裁方面,初步进行了一些研究工作,获得一些有益的看法。

二、全频段叶片颤振边界预估计算^[2,3]

叶片颤振预估计算可分为设计阶段的先期颤振预估与使用过程的检验性颤振预估。

当代航空发动机中压气机或风扇转子存在着如下的几类典型叶片颤振发作边界(图1):(1)亚音失速颤振边界,(2)超跨音失速颤振边界,(3)超音非失速颤振边界,(4)亚音堵塞颤振边界和(5)A100型超音非失速颤振边界。

国内外学者都致力于研究这几种颤振边界的预估计算方法。不过目前从事气动力学者建立的叶片颤振预估计算,多数以叶片特征截面(叶身80~85%长度处)为基准建立方程求解,因此须先假设叶片的频率,振型和相位角等,这难免与叶片的真实振动情存在一定的差异。

为解决这一缺陷,我们应用有限元素法建立全叶片的动力方程,并引入气动载荷,求解

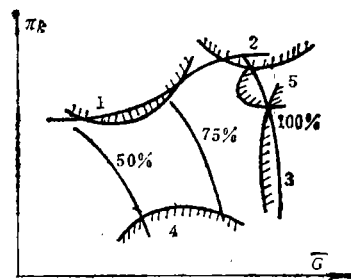


图1 叶片颤振特性图

方程特征值、以判据叶片的颤振特性。这样可以求叶片颤振发作时的低阶、高阶和耦合阶振频, 振型等, 故可称为全频段叶片颤振边界预估计算法。

对于均匀叶片转子, 认为各叶片的机械性质相同, 各叶片间的运动规律通过叶片间相位角相互联系, 整个转子叶片可简化到一个叶片上分析, 由此建立叶片有限无动力方程

$$[m]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{F_a\} \quad (1)$$

$\{F_a\}$ 为气动力项, 求解时必须首先设法将其转化成与叶片振动速度和位移的相关函数, 即

$$\{F_a\} = \{F_0\} - [C_a]\{\dot{x}\} - [k_a]\{x\} \quad (2)$$

略去上式中的常力项 $\{F_0\}$, 并代入(1)式, 得包括了气动力阻尼与气动力刚性项的影响的方程

$$[m]\{\ddot{x}\} + [C_a + C]\{\dot{x}\} + [K_a + K]\{x\} = 0 \quad (3)$$

应用特征值解法求解(3)式, 设 $x = x_0 e^{\lambda t}$, $\lambda = \sigma + j\omega$ 从 $R_e(\lambda) = 0$, 即 $\sigma > 0$ 的条件中, 建立起叶片系统的颤振判据。

进行气动力载荷计算时, 需将截面气动力载荷扩展到全叶身, 即转化到有限元计算的各相应节点上, 形成 $\{F_a\}_e = -[C_a]\{\dot{\delta}\}_e - [k_a]\{\delta\}_e$, 就可以组成如(3)式的有限元计算式。现引用叶片特征截面上定常二维气动载荷, 应用片条理论将其转化到全叶身。并将求解特征截面的孤立机翼法推广到求解叶栅颤振; 将两自由度特性截面解推广到全叶片多自由度解; 将求解截面弯扭耦合一阶颤振特性推广到同时求解弯、扭和耦合振型的全频段颤振特性; 将求解静止叶片振动特性推广到求解旋转动态下叶片振动特性。

依照上述颤振预估计算法, 除计算了叶片颤振边界特性外, 还获得如下结论。

1. 当进口马赫数一定时, 攻角增大, 叶片趋于不稳定; 当攻角一定时, 马赫数增大, 叶片也趋向于不稳定。即高马赫数和大攻角下, 叶片容易失稳发颤。
2. 叶片间相位角对叶片起颤影响显著, 一般相位角 $\beta = \pi/2$ 时, 影响最大。
3. 叶片振动系统的阻尼对颤振发作起主导作用, 一般气动负阻尼自叶尖向下分布占全叶片近三分之一时, 其能量足以使叶片发颤。
4. 增加叶片弦长可以推迟颤振发作, 而增大叶片栅距比增大弦长效果更好。

应用有限元法进行叶片颤振预估计算, 可以很方便的引入旋转状态下的叶片动频特性, 可以进一步研究叶片三维气动载荷和非定常气动载荷下的颤振预估计算。

三、叶片三心设计与抑颤特性^[4,5]

叶片的三心设计与叶片颤振密切相关, 对于亚音流孤立叶片颤振特性, 已有较成熟的结论。但是对于高亚音流和跨音流叶栅, 目前研究还不多。

目前多数用叶片特征截面法, 采用两自由度耦合动力方程:

$$\begin{bmatrix} m & S_a \\ S_a & I_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{h} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_h & 0 \\ 0 & K_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} h \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} L \\ M \end{Bmatrix} \quad (4)$$

对(4)式求解气动力 L 和气动力矩 M 时, 曾有多种假设方案和处理方法。为了使气动模型更接近于实际情况, 我们在力和力矩项目上考虑了叶片振动速度项的影响, 即令

$$\begin{aligned} L &= \rho b^3 (A_{11} \dot{h}/b + A_{12} \dot{\theta} + A_{13} h/b + A_{14} \dot{\theta}) \\ M &= \rho b^4 (A_{21} \dot{h}/b + A_{22} \dot{\theta} + A_{23} h/b + A_{24} \dot{\theta}) \end{aligned} \quad (5)$$

假设

$$\{q\} = \begin{Bmatrix} h_0 \\ \theta_0 \end{Bmatrix} e^{pt} \quad (6)$$

可以求得系统的频率与稳定性,并以稳定性判据来判断叶片的颤振特性。

气动力载荷的处理与计算上,利用无粘等熵二维叶栅非定常气流场的计算方法^[1]。通过计算叶栅气动参数变化与叶型几何参数变化对颤振特性影响的研究。从中得到如下规律。

1. 进口马赫数和攻角的变化对叶片颤振的影响规律,与有限元预估计算结论一致。
2. 叶片气动力中心随着工况不同在法线上游动,与固定不变的扭心和重心的相互关系可导致叶片颤与不颤。随马赫数增大,气动力合力向弦向后方移动,加大气动力耦合因素,使叶片趋向失稳。可见,跨超音叶栅的气动力中心后移是导致叶片起颤的主导因素。
3. 叶片扭心靠前要比扭心靠后容易失稳,后钝角叶型、扭心靠后,有利于抑颤。
4. 前重心叶片稳定性较好,在亚音叶型得以证实。如果重心置于扭心之前则更为稳定。但对超跨音叶型单纯形成前重心的叶型,将因叶型前端太厚,对气动力特性不利。
5. 气动力中心游动与工况有关,故它与重心和扭心的相对位置带来较复杂结果。对于前扭心叶片,气动力中心位于扭心和重心之间,叶片较稳定,位于重心后不利。对于后扭心叶片,气动力中心位于重心与扭心之间,叶片稳定性差,而位于前缘则稳定性较好。

总之,对亚音流,跨音流和超跨音流,叶片三心规律对颤振的影响都不尽相同。

四、错频叶片的抑颤特性^[6,7]

我国经过实验研究已在几个机型上采用错频技术,起到抑颤效果。但防颤机理及优化分布规律仍是当前研究的重要问题。

叶片本身除具有结构阻尼和结构刚度外,还有作用于叶片上的气动阻尼与气动刚性,并通过叶栅间气流相互传递,形成叶片间的气弹耦合。叶片颤振在绝大多数情况下属于同频、同振型和同相位(不同振幅)的振动。如叶片间形成的耦合振动使颤振形成时所耗能量较小,则颤振容易发作。如耗能较大,则叶片不易发颤。因此,增大叶片间的频差,使耗能增大,相应地使发颤困难,起到抑颤的作用。

当前对于叶片错频的研究,多数采用叶栅特征截面法,建立两自由度耦合动力方程,并引入气动力载荷。进行非均匀叶片叶栅分析时,将非均匀叶片的一般运动,由相应均匀叶栅的所有可能相位角振型,按某种线性组合表达。如图 2 所示。

具有 N 个叶片的叶栅的运动表达式为

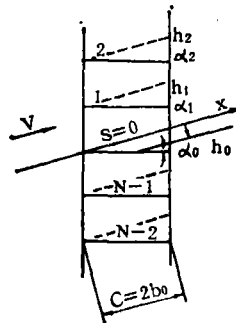


图 2 叶栅图

$$\begin{Bmatrix} \bar{h}_0 \\ \alpha_0 \\ \vdots \\ \bar{h}_s \\ \alpha_s \\ \vdots \\ \bar{h}_{N-1} \\ \alpha_{N-1} \end{Bmatrix} e^{i\omega t} = \begin{bmatrix} E(0,0) & 0 & \vdots & E(0,r) & 0 & \vdots & E(0,N-1) & 0 \\ 0 & E(0,0) & \vdots & 0 & E(0,r) & \vdots & 0 & E(0,N-1) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ E(S,0) & 0 & \vdots & E(s,r) & 0 & \vdots & E(S,N-1) & 0 \\ 0 & E(S,0) & \vdots & 0 & E(s,r) & \vdots & 0 & E(S,N-1) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ E(N-1,0) & 0 & \vdots & E(N-1,r) & 0 & \vdots & E(N-1,N-1) & 0 \\ 0 & E(N-1,0) & \vdots & 0 & E(N-1,r) & \vdots & 0 & E(N-1,N-1) \end{bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} \bar{h}_{t0} \\ \bar{\alpha}_{t0} \\ \vdots \\ \bar{h}_{tr} \\ \bar{\alpha}_{tr} \\ \vdots \\ \bar{h}_{tN-1} \\ \bar{\alpha}_{tN-1} \end{Bmatrix} e^{\omega t} \quad (7)$$

其中: $E(s, r) = e^{2\pi s r i / N}$, 上式简写为

$$\{\bar{x}\} e^{\omega t} = [E] \{\bar{y}\} e^{\omega t} \quad (8)$$

对于 N 个叶片的气动载荷有

$$\begin{Bmatrix} -L_0 \\ M_{e0} \\ \vdots \\ -L_r \\ M_{er} \\ \vdots \\ -L_{N-1} \\ M_{eN-1} \end{Bmatrix} = -\pi \rho_0 b^3_0 \omega^2 [E] \begin{Bmatrix} (A_{11} A_{12} \\ A_{21} b_0 A_{22} b_0)_{0^*} \\ \vdots \\ (A_{11} A_{12} \\ A_{21} b_0 A_{22} b_0)_r \\ \vdots \\ (A_{11} A_{12} \\ A_{21} b_0 A_{22} b_0)_{N-1} \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} \bar{h}_{t0} \\ \bar{\alpha}_{t0} \\ \vdots \\ \bar{h}_{tr} \\ \bar{\alpha}_{tr} \\ \vdots \\ \bar{h}_{tN-1} \\ \bar{\alpha}_{tN-1} \end{Bmatrix} e^{\omega t} \quad (9)$$

通过推导得出非均匀叶片转子的动力方程式为

$$\omega^2 [M] \{\bar{x}\} e^{\omega t} + [k] \{\bar{x}\} e^{\omega t} = c_1 \omega^2 [E] [A] [E]^{-1} \{\bar{x}\} e^{\omega t}$$

$$\text{或} \quad (\omega^2 [M] + [A]) \{\bar{x}\} = 0$$

$$\text{或} \quad (\omega^2 [k]^{-1} [M] + [A]) \{\bar{x}\} = 0 \quad (10)$$

求解(10)式, 可由 $\sigma_r > 0$ 系统的不稳定条件, 判断颤振发作。

改变叶片频差, 错频量分布规律以及质量密度等参数, 初步得到如下规律。

1. 即错频叶片可以达到抑制颤振的作用。这主要是减弱了叶栅间的气动弹性耦合。
2. 不同的错频分布规律, 有不同的抑颤效果, 但最优分布规律随气动状态而异。
3. 每种错频分布规律的错频量都有一个最佳值, 不等于错频量越大效果就越好。因此对不同型号发动机采用何种错频分布形式, 需由叶片结构和所处工况条件而定。

4. 来流密度的变化对叶片颤振发作有明显影响。密度增大使叶片趋向于不稳定, 反之稳定性增强。对于同台发动机, 采用不同材料的叶片将有其最佳错差分布规律。

错频抑颤是利用叶片间气弹耦合作用, 目前为了更深入的研究, 已涉及到进入叶片-盘系统的耦合振动, 盘行波振动对系统耦合振动的影响。涉及到进入叶片-盘-轴系统的耦合振动等。其研究内容更为复杂, 但也更接近发动机的实际情况。

五、气动弹性剪裁技术

利用复合材料的可塑性、铺层裁剪性和非线性振动特性,可以实现叶片气动弹性剪裁,以抑制颤振。叶片气动弹性剪裁,就是利用复合材料改变叶片的固有振动特性、利用叶片的变形改变气动力特性,进行叶片抑颤作用。对此我们仅研究了改变其固有特性的气动弹性剪裁工作。复合材料叶片的振动特性有如下几点:

1. 复合材料的铺层方向与次序,对叶片的振动特性有很大的影响,即利用不同的铺层方法,可以改变叶片的频率,振型出现次序等。

2. 0° 和较小角度($<30^\circ$)的铺层,具有较高的抗弯刚度; $\pm 45^\circ$ 的铺层抗扭刚度最高; 90° 以及非纯 45° 交替铺层,具有很好的抗强向振动性能。

3. 不同的铺层,对叶片振型的出现次序和频率变化都有很大的影响。

4. 复合材料叶片外铺层比内铺层对振动特性变化的影响大。对称铺层叶片,具有较强的弯扭耦合特性,同时叶片会产生较大的静变形。

5. 与同型钢叶片相比,其刚性强,频率高,其模态阻尼高,即其抗振性较好。

材料铺层与叶片振动特性变化如图 3 所示。

当前压气叶片,尤其是长的风扇叶片,采用了金属骨架,空心充填物,复合材料蒙皮的复合结构型式。在叶片型面造型时,可以利用叶片三心设计抑颤规律,配置叶片型面重心与扭心和气动力中心的相互位置,以达到抑制颤振作用。同时利用复合材料铺层特性,改变叶片的固有特性和外气动力特性,实现气动弹性剪裁抑颤的作用。

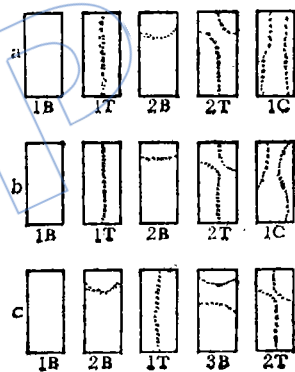


图 3 材料铺层对叶片振动特性的变化图

(a) $[0/\pm 30]_s$, (b) $[0/\pm 45/90]_s$, (c) $[\pm 45/\pm 45]_s$

六、颤振转子实验研究^[8]

为了配合叶片颤振的理论研究和开展实验研究,我们设计了“叶片颤振系列转子”,即设计了双重心叶型、前扭心叶型和后扭心叶型三种可颤叶片并设计了有三种安装($\beta = 39.8^\circ$; $\beta_{\text{大}} = 47.8^\circ$; $\beta_{\text{小}} = 27.8^\circ$)的轮盘角,因此可以组装九种试验转子。其中四种转子进行了十余次试验研究,得出了叶片流体诱发振动的一些基本现象,研究了叶片型面对颤振特性的影响和错频量与错频规律对颤振特性的影响。研究了机匣声控减振与抑颤特性和叶片与机匣经向间隙变化的抑颤特性。研究了叶片颤振发作的声学原理和声监控与诊断技术和多通道振幅监测仪与振动应力自动记录仪的实时分析技术等。

实验研究揭示了许多有益的实验现象,补充与丰富了理论研究,大体有如下几点:

1. 按零气动阻尼与超临界折合速度设计的可颤叶片,三种型面的叶型都在工作转速附件 $n = 16500 \text{ rpm}$ 时,出现了叶片颤振现象。

2. 三种型面叶片的颤振边界线不一样,起颤点不一样,颤振的剧烈程度也略有不同。

由图 4 可见前扭心叶型(1)易于起颤, 颤振边界长, 颤振区大, 振动应力大, 颤振现象十分明显。双重心叶型(2)次之, 后扭心叶型(3)更次之。这与理论分析现象十分吻合。证明三心设计规律的正确性。

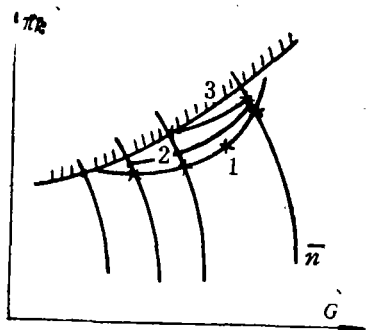


图 4 前扭心(1)、重合心(2)和后扭心三种叶型

3. 对于双重重心叶型(重心与扭心重合的双圆弧叶型)试验转子。在小频差分布近似均匀叶片转子与具有相间大频差分布非均匀叶片转子, 其试验结果表明, 大频差分布叶片转子, 使颤振边界线推迟出现, 即在工况转速范围内不发生颤振, 起到抑颤作用。

4. 试验中出现流体诱发的叶片气动响应的旋转失速现象, 转子转速处于 $0.72 \sim 0.78$ 设计转速下, 叶片出现旋转失速现象。双重合叶型转子还在 $n = 12000 \sim 14000 \text{ rpm}$ 时, 出现由于旋转失速引起的叶片共振现象, 此时叶片振动应力显著。

5. 由试验的振动波形与声控波形分析, 叶片的气弹失稳(即颤振)有两种明显的不同波形: 其一为非稳态的“拍振”波, 此时叶片振动应力波形时大时小, 叶片虽出现颤振, 但不够稳定, 有明显的颤振声, 此时声频的中心频率 $f = 270 \text{ Hz}$, 近似等于叶片动频 $f_D = 560 \text{ Hz}$ 的一半; 其二为稳态的应力波, 叶片处于较为稳定的颤振状态。由于恐怕叶片被振坏、在颤振时试验停留时间不能长, 需快速过渡, 所以未发现叶片出现增幅振动的失稳现象。

6. 叶片与机匣径向间隙变化影响颤振特性, 间隙太大与太小都不利, 有恰当值。

7. 通过声监控可以判断叶片颤振点, 和分析发颤前征兆, 以预告颤振的发生。

总之, 抑制叶片颤振技术是多方面的, 今后还有许多工作有待深入研究。

参 考 文 献

- [1] 何力、周盛, “亚跨音失速颤振边界预估计算”力学学报 Vol.7, No.6, 1985。
- [2] Song Zhaohong, Xu Jianmin, “Predicting of Blade Flutter in a Tuned Rotor” ASME 85-IGT-100, 1985
- [3] Xu Jianmin, Song Zhaohong, “Analgsis of Blade Flutter in a Mistuned Rotor”, ASME 85-IGT-58 1985。
- [4] 张成胜、宋兆泓 “The Theoretical Researches About the Effects of Three Centers of Blade on Flutter” 4 层叶轮机气弹力学会议 1987 年 8 月西德阿亨
- [5] 张成胜、宋兆泓, “叶片三心与颤振特性分析”, 航空动力学报, Vol.1, No.2, 1986 年。
- [6] 宋翌、马牧、宋兆泓, “叶片错频防颤的优化设计”, 北京航空学院学报 1986, No.4。
- [7] 宋兆泓、宋翌, “非均匀转子抑制叶片颤振的理论分析”, 航空学报, Vol.9 No.5, 1988 年。
- [8] 宋兆泓、王雨渭、孔瑞莲, “叶轮机叶片颤振特性试验研究”航空学报 Vol.9 No.7, 1988 年。

RESEARCH ON CONTROL TECHNIQUE OF BLADE FLUTTER

Song Zhaohong

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

This paper summarizes our work on the control techniques of blade flutter in recent years. It involves a numerical method for predicting blade flutter boundary in all frequency range, the flutter characteristics of the blades with different disposition of the three centers, the flutter depression characteristics of the mistuning blades, the technique of aeroelastic tailoring for controlling the blade flutter, and the experimentation on a series of blade fluttering rotor designed by us to reproduce flutter.

COUPLING VIBRATION CHARACTERISTICS OF MISTUNED BLADED-DISK ASSEMBLY

Shen Dakuan, Chen Qun, Liao Mingfu, Yan Yunju

(Northwestern Polytechnical University)

Abstract

A 16-blades-disk of flat plate is made as a test and mathematical model to study the effects of blade mistuning on the dynamic characteristics of bladed-disk assembly, as well as the effects of mistuning amplitude, mistuning order and six distribution types of mistuning on the response to forced vibration. The results show that the natural mode of a tuning system can be categorized into single-mode and double-mode. Mistuning separates the double-mode into two modes of similar frequency. The response to forced vibration of a mistuned system is greater than that of the tuning system and the former will rise with increase of mistuning amplitude. At the same exciting frequency the influences of the various distribution types on the response to the forced vibration are different, that is to say, there exists an optimal distribution type. The blade bearing the greatest response is generally the extremely mistuned one, and there certainly exists one or more blades bearing the greatest response at any exciting frequency. This might be one of the causes leading to damage of one or more blade.