

螺旋桨转子颤振涡动的试验研究

西北工业大学 李智炜* 徐 明 任兴民

【摘要】 当涡桨飞机因发动机安装结构中某一部件损坏,致使螺旋桨轴轴头刚度下降,其螺旋桨发生颤振涡动的极限飞行速度会下降。风洞试验研究证实了上述理论是正确的。

关键词: 螺旋桨 颤振涡动 涡桨飞机

1 前 言

由于涡桨飞机失事,早在 1960 年,美国 NASA 的 Langley 研究中心就开始对螺旋桨转子颤振涡动进行了试验研究^[1]。此后颤振涡动就成为新机设计中规定的必要分析内容^[2]。近期人们对此又极为重视。1990 年在文献[3]的研究中,将桨叶视为弹性体,桨轴—支承系统的影响用桨轴轴头处的动刚度来反映,且考虑螺旋桨上总存在着不平衡力。使螺旋桨转子的力学模型更接近实际,能更准确的预估涡桨飞机因颤振涡动限定的飞行速度门坎值,并得出桨轴—支承系统的动刚度是影响螺旋桨转子开始失稳的飞行门坎速度的首要因素。为了对此分析结论的进一步论证,进行了螺旋桨转子颤振涡动的试验研究。

2 螺旋桨试验器的设计

某涡扇发动机选用了美国 Hartzell T 10173 三叶螺旋桨,螺旋桨的直径为 2.5m。为模拟该三叶螺旋桨,试验器的桨叶设计符合二个相似准则:(1)几何相似。(2)旋进比 $\lambda = V/ND$ 相等。式中 V 为飞行速度, N 为螺旋桨的工作转速, D 为螺旋桨的直径。设计的模型螺旋桨桨叶,它的几何参数除角度值和原型桨叶相等外,其余几何尺寸均按原型的尺寸缩小四倍,即螺旋桨直径缩到 0.625m。桨叶用铝合金铸造,经加工、修磨、抛光而成。据桨叶根部圆柱面上的定位孔和定位螺钉之间的配合,桨叶具有 $0^\circ \pm 10^\circ \pm 20^\circ$ 共 5 个安装角,以适应不同的转速和风速。

加工桨叶时,在其 8 个设计截面上,用上、下两个型面的专用检验样板检查其透光度。将各截面的样板装配成桨叶的整体检验夹具,以保证桨叶整体符合设计要求。

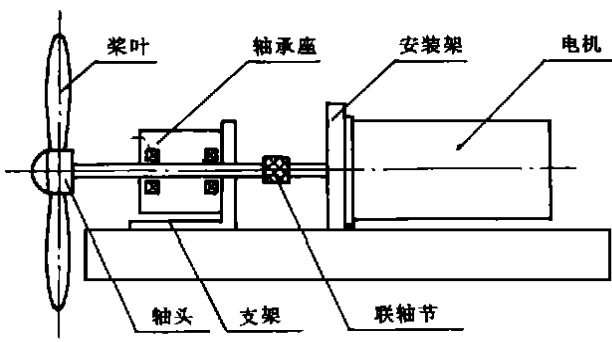


图 1 螺旋桨转子试验器

具有三个桨叶的模型螺旋桨试验器用 1.5kW 直流电动机驱动。曾在实验室对试验器进行了整体动平衡,在桨叶根部去质量及附加不平衡重量以减小不平衡量。试验器的最高转速可达 5000r/min。试验器的结构示意图见图 1。

3 模型螺旋桨试验器螺旋桨轴轴头系统动刚度的测定

由文献[3]可知,因颤振涡动限制的飞机飞行速度门坎值与轴头系统的动刚度有关,因而在试验器上实测了轴头系统的动刚度。

设在螺旋桨轴轴头处施加的激振力为

$$F(t) = \begin{Bmatrix} f(t) \\ m(t) \end{Bmatrix} \quad (1)$$

其中 $m(t)$ 为力矩, $f(t)$ 为力。产生的响应为

$$X(t) = \begin{Bmatrix} x(t) \\ \theta(t) \end{Bmatrix} \quad (2)$$

其中 $x(t)$ 为挠度, $\theta(t)$ 为挠角。则轴头处的动柔度矩阵,即它的传递函数矩阵为

$$\tilde{\alpha} = H(\omega) = X(\omega) / F(\omega) \quad (3)$$

即

$$X(\omega) = \tilde{\alpha} F(\omega) = H(\omega) F(\omega) = \begin{bmatrix} H_{11}(\omega) & H_{12}(\omega) \\ H_{21}(\omega) & H_{22}(\omega) \end{bmatrix} F(\omega) \quad (4)$$

其中 $X(\omega)$ 、 $F(\omega)$ 为 $X(t)$ 、 $F(t)$ 的付里叶变换。 $H(\omega)$ 是一个复数阵,它的逆矩阵即为所求的动刚度矩阵

$$\tilde{K} = \tilde{\alpha}^{-1} = Re(\tilde{K}) + iIm(\tilde{K}) \quad (5)$$

对于(4)式而言,已相当于一个单频激振在该频率下的复刚度。就其性质来说,可以理解为阻尼与刚度之和,即

$$CX + KX = F(\omega)e^{i\omega t} \quad (6)$$

其解为 $X = X(\omega)e^{i\omega t}$, 代入(6)可得 $(i\omega C + K)X(\omega) = F(\omega)$ 。故有 $\tilde{K} = i\omega C + K$, 即

$$K = Re(\tilde{K}), \quad C = (1/\omega)Im(\tilde{K}) \quad (7)$$

由于测量时要装上一个附加工艺激振头(见图 2),增加了附加质量和附加转动惯量,求动刚度矩阵时必须进行修正。

设工艺激振头的附加质量为 m_0 ,引起的附加转动惯量为 J_0 ,则轴头系统的运动微分方程变为(8)式,并可写成矩阵形式(8')式:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x} + c_{11} \dot{x} + c_{12} \dot{\theta} + k_{11}x + k_{12}\theta = f(\omega)e^{i\omega t} \\ J_0 \ddot{\theta} + c_{21} \dot{x} + c_{22} \dot{\theta} + k_{21}x + k_{22}\theta = m(\omega)e^{i\omega t} \end{cases} \quad (8)$$

$$M_0 \ddot{X} + CX + KX = F(\omega)e^{i\omega t} \quad (8')$$

其中 $M_0 = \text{diag}[m_0, J_0]$ 。对(8')式进行付里叶变换,得到

$$[\tilde{K} + K_0]X(\omega) = F(\omega) \quad (9)$$

其中 $\tilde{K} = i\omega C + K$, $K_0 = \text{diag}[-m_0\omega^2, -J_0\omega^2]$ 。 $\tilde{K}$ 为轴头系统的动刚度矩阵, K_0 为附加质量、附加转动惯量引起的动刚度变化量。

设测得的动柔度系数矩阵为 $\tilde{\alpha}'$, 则

$$\tilde{K} + K_0 = \tilde{\alpha}'^{-1}, \quad \tilde{K} = \tilde{\alpha}'^{-1} - K_0 \quad (10)$$

即将测得的动柔度系数矩阵 $\tilde{\alpha}'$ 求逆,再减去工艺激振头引起的动刚度变化量 K_0 ,即可得到系

统在轴头处真正的动刚度矩阵 K 。

模型螺旋转子动柔度测量示意图 2。在测量动柔度时, 将桨叶拆下, 安装上一个工艺激振头, 用来加激振力和激振力矩。在 Y 方向加激振力, 测量 A 、 B 处的加速度响应。在 Z 方向加激振力, 该力与该处半径 R 相乘即为所加的激振力矩, 同时测量 A 、 B 处的加速度响应。

将力信号和 A 、 B 处加速度响应信号同时输入 SD380Z 信号分析仪, 对 A 、 B 处加速度响应信号积分二次, 得位移信号后, 进行频响函数分析, 可得垂直方向的动柔度系数

$$\tilde{\alpha}_{11}' = [(Y_B + Y_A)/2]/F_Y = (H_{AY} + H_{BY})/2$$

$$\tilde{\alpha}_{21}' = [(Y_B - Y_A)/L]/F_Y = (H_{AY} - H_{BY})/L$$

$$\tilde{\alpha}_{12}' = [(Y_B + Y_A)/2]/F_Z \cdot R = -(H_{AZ} + H_{BZ})/2R$$

$$\tilde{\alpha}_{22}' = [(Y_B - Y_A)/L]/F_Z \cdot R = (H_{BZ} - H_{AZ})/RL$$

其中 Y_A 、 Y_B 为 A 、 B 处在 Y 方向的位移响应, F_Y 、 F_Z 为 Y 、 Z 方向所加激振力, H_{AY} 、 H_{BY} 、 H_{AZ} 、 H_{BZ} 为传递函数, L 为 A 、 B 二点间的距离, R 为激振力所处的半径。

由于试验器在风洞中安装时, 其垂直方向的刚度与水平方向的刚度不等, 故也应按上述方法测量水平方向的动柔度系数矩阵。对动柔度系数分别求逆, 并消除附加质量的影响, 即可得到试验器安装状态下的水平和垂直方向的动刚度矩阵。

4 模型螺旋桨试验器的风洞试验

因为在试验中不但螺旋桨要有旋转运动, 并应有一定的气流速度(等效于飞行速度), 使桨叶各截面的气流速度和攻角附合所需要求。

为便于安装, 选用了连续型的低速开式风洞。该风洞的直径为 1.5m, 最大风速为 40m/s, 实验段长度为 1.95m, 堵塞比应小于 8%。

在模型螺旋桨试验器轴承的水平和垂直方向上安装了 2 个加速度传感器, 测量轴承座, 即整个试验器的振动。其加速度信号经电荷放大器二次积分后变成位移信号。将水平和垂直方向的位移信号同时输入示波器的 X 、 Y 轴, 现场观察试验器的运

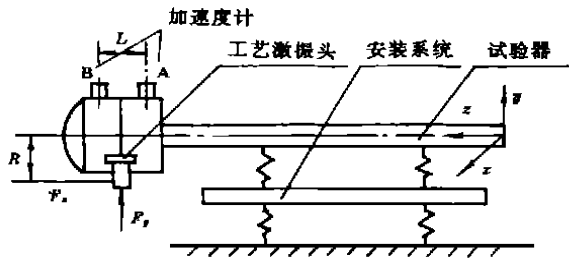


图 2 动柔度测量示意图

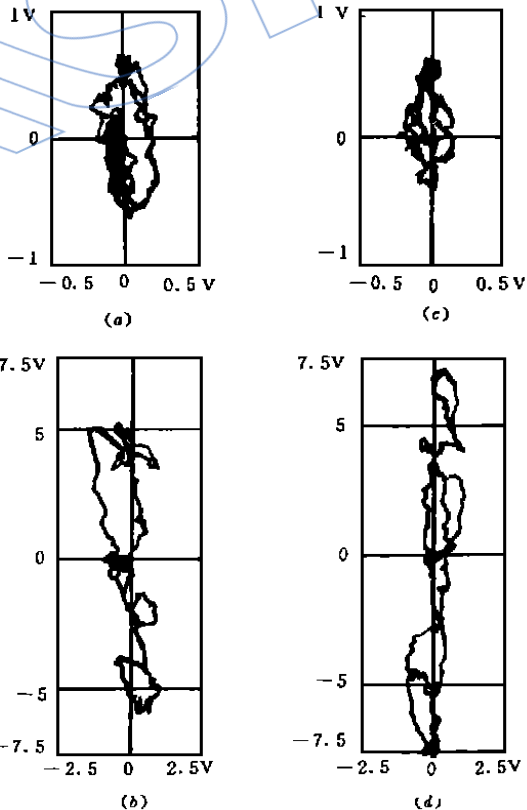


图 3 $\theta = 10$ 安装刚度为 K_A (a、b) 与 K_B (c、d) 时轴心运动轨迹

动轨迹图。将水平和垂直方向的位移信号同时记入磁带记录仪,以便试验结束后,将信号送入 SD380Z 信号分析仪作进一步的分析、绘图等。

风洞试验时,示波器上观察到的图形即为模型螺旋桨轴承座的运动轨迹图。当运动轨迹突然变大时,说明系统已趋近失稳,此时风洞的风速即为该安装刚度下的不发生螺旋桨转子颤振扰动的极限飞行速度。

在桨叶安装角为 10° 、安装刚度为 K_A 时,对螺旋桨试验器进行风洞吹风试验,其轴心轨迹变化如图 3(a、b) 所示。从图中所见,当风速小于 30m/s 时,转子轴心轨迹的运动范围在 0.5V 左右(记录信号电压),如图 3 中(a)所示($n=3520\text{r/min}$, $V=25\text{m/s}$)。当风速增加到 40m/s 时,轴心轨迹急剧增大,由于结构刚度在垂直方向较小,因而系统在垂直方向振幅很大,峰值为 5V 左右,如图 3 中(b)所示($n=3930\text{r/min}$, $V=40\text{m/s}$)。这说明已达临界状态,再提高风速或转速系统将进入失稳区域。因为实际结构总是非线性的,轴心轨迹趋于一极限环。此安装刚度下飞行速度门坎值为 40m/s 。

桨叶安装角仍为 10° ;在较小的安装刚度 K_B 下再做试验($K_B < K_A$)。其轴心轨迹变化如图 3(c、d) 所示。当风速小于 30m/s 时,转子轴心轨迹的幅值在 0.5V 左右,如图 3 中的(c)所示。当风速增加到 35m/s 时,峰值急剧增加为 7V 左右,如图 3 中的(d)所示($n=3930\text{r/min}$, $V=35\text{m/s}$)。涡动轨迹突然增大 10 倍以上,说明系统已达失稳边界,此安装刚度下的飞行速度门坎值为 35m/s 。记录信号电压经系统标定后得 1V 相当于 0.178mm 。

5 结 论

(1) 由风洞试验结果可见飞行速度门坎值与螺旋桨试验器系统安装刚度有关。安装刚度较低时其飞行速度门坎值较低,安装刚度较高时其飞行速度门坎值较高。

(2) 模型螺旋桨试验器的风洞吹风试验的结果与文献[3]中的理论分析结果相比,具有相同的变化规律,而且数值也十分接近,由此可相互验证。

参 考 文 献

- 1 Abbott Frank T Jr, et al. Investigation of Propeller-Powerplant Autoprecession Boundaries for a Dynamic Aeroelastic Model of a Four-Engine Turboprop Transport Airplane. NASA TN D-1806, 1960
- 2 FAA. Civil Air Regulations Amendment 46-16. 1964
- 3 Hong Jie, Gu Jialiu. A Study of the Propeller Whirl Flutter. In: Proceedings of the IV Conference of Asian-Pacific Congress on Strength Evaluation, Beijing, China, October 8-10, 1991: 643-648

based on this approach. It gives satisfactory results of the flow field computation and is also very simple and practical. The subprogram can meet all requirements of aerodynamic design and analysis for an advanced axial-flow compressor.

EXPERIMENTAL STUDY ON UNSTABLE BEHAVIOR OF AXIAL COMPRESSION SYSTEM

Li Jun (*Air Force Engineering College*)

Liu Zhiwei (*Northwestern Polytechnical University*)

ABSTRACT

Unstable behavior of an axial-flow single-stage compressor has been researched successfully by use of a simple dynamic measuring system. The character and the influence factors of the unstable behavior have been analyzed from systematic view. The experimental results demonstrate that the unstable types of the compressor could convert each other in certain conditions. The compressor rotor speed, the construction and size of the exhaust parts are the main factors influencing the conversion. The surge occurs in the compressor on condition of high rotor speed or large exhaust volume, otherwise the rotating stall appears. The decrease of the exhaust volume leads to increment of the surge frequency. There is an obvious difference of the unstable behavior between the single-stage compressor and the isolated rotor compared. In the condition of high rotor speed ($\bar{n} > 0.85$), a stall phenomena of nonrecoverable stall appears. Its character is also considered.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON WHIRL FLUTTER OF PROPELLER ROTOR SYSTEM

Li Zhiwei, Xu Ming, Ren Xingmin

(*Northwestern Polytechnical University*)

ABSTRACT

A whirl flutter of a propeller rotor system has been investigated experimentally in the wind tunnel. The design of whirl flutter experimental equipment and a dynamic stiffness coefficient measurement method for the supporting system are also studied. The experiments show that if the support stiffness of the propeller rotor system is reduced as a result of failure of some elements in the engine frame or mount, the threshold flight velocity of onset whirl flutter will be decreased. The results of its wind tunnel experiments exhibit the same trends as in its theoretical calculation.

STUDY OF A SUBSONIC COMBINED-LEANING TURBINE GUIDE VANE WITH TIP ENDWALL CONTOURING

Jiang Hongde

(*Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences*)

Lu Yongliang, Zhou Fanzen, Wang Songjun

(*Harbine Steam Turbine Work*)

ABSTRACT

A three-dimensional, multigrid potential flow computation method is developed to analyse subsonic flow in steam turbine nozzle guide vane. In order to reduce the large secondary losses in the first annular nozzle guide vane with very small aspect ratio of 0.26 in a 300MW steam turbine, both tip endwall contouring and combined-lean blades are used in the new design. Experimental investigation shows that the mass-weighted loss coefficient of the new nozzle guide vane is 42 percent less than traditional radial one. The agreement between the measured and calculated results of the pressure distribution on the