

失调叶片盘的振动机理

西北工业大学 闫云聚* 顾家柳

【摘要】 本文对于失调叶片盘的耦合振动问题, 采用子结构模态综合法建立系统的振动微分方程, 利用试验模态分析及模态修正计算求得调谐叶片和外缘带锥壳轮盘的若干低阶模态。通过对叶片模态刚度的微量摄动, 构造真实的失调叶片盘和各种理论分析失调模型。对某个实际的失调叶片盘的非旋转强迫振动试验验证了系统的力学模型和计算公式。计算结果分析表明, 失调叶片盘强迫振动响应中个别叶片振动过甚乃为叶片失调所致。对各种失调模型的振动计算表明, 小频差的随机失调优于其他失调分布形式。并就算例给出了最佳频差幅值和恰当的发动机工作频率范围。

关键词: 失调 叶片盘 耦合振动 计算

1 前 言

在用有限元素法分析高转速高推重比的航空发动机叶片盘耦合振动特征时, 主要依据叶片盘的轴对称结构特点来缩聚系统的运动自由度, 同时还出现了多种依据结构对称性的叶片盘耦合振动分析方法。如果考虑到同级盘上众多叶片由于制造公差、材料不均、安装条件等因素造成的微小差别, 真实叶片盘将不是轴对称结构。这种称之为叶片失调的盘与叶片耦合振动系统与对称性叶片盘(盘上各叶片完全相同)的振动特性有本质区别。失调叶片盘的耦合振动问题在国内的研究始于 80 年代初^[1,2]。在国际上 60 年代英、美学者就提出了叶片失调可能是造成某个叶片提前振动疲劳折断(Rogde Blade)的内在原因。早期的研究限于计算手段难以处理实际的失调叶片盘的大量运动自由度以及进行发动机开车试验研究时众多失调工作叶片多点动态测试方面的困难, 提出了多种非旋转失调叶片盘动力分析模型^[3]。这些模型对失调叶片盘做了大量简化, 尽管在叶片失调将引起叶片振动响应水平严重不均, 易产生出 Rogde Blade 这一问题上取得共识, 但失调导致叶片振幅增大的程度、具体哪个叶片承受最大响应, 何种失调分布形式最佳等一系列有关实际应用的问题上存在着重大分歧^[4]。

本文通过对国内外多种航发进气级叶片盘结构的归类分析, 以较少的简化条件建立叶片盘力学模型。首先通过试验模态分析与模态修正计算求得叶片、盘的实际振动模态, 用子结构模态综合法导出系统的运动方程。所建模型的计算揭示了失调叶片盘耦合振动机理, 并为解决叶片失调问题提出了有参考意义的结论。本文的研究仍基于非旋转叶片盘的振动分析。

2 叶片盘振动方程

为了在轮盘上安装工作叶片, 轮盘的外缘一般要有宽大的圆锥壳。典型的进气级叶片盘可归纳为图 1 所示的力学模型。

把叶片盘划分为 3 类子结构: (1) 中心固支的变厚度轮盘, (2) 变厚度的轮缘锥壳, (3) N 个

失调的自然扭曲叶片。假定叶片在锥壳上固装, 锥壳和盘缘固接。并设因突缘及叶根的加强作用, 锥壳的纵向挠曲可忽略。对叶片和锥壳盘组件分别进行试验模态分析和模态修正计算可得其各阶振型。盘的振型: $w_{ij}(r) \cos j\theta$, $i, j = 0, 1, \dots$; i 代表盘振型节圆数, j 代表节径数, $w_{ij}(r)$ 为盘中面法向位移。

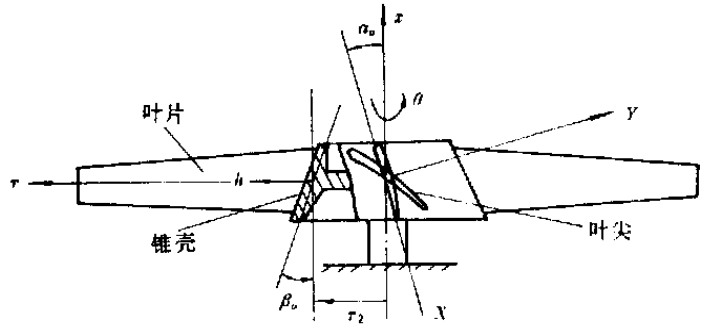


图 1 叶片盘模型

叶片弯扭复合振动各阶振型的 3 个分量为: $u^k(r)$, $v^k(r)$, $\Phi^k(r)$, $k = 1, 2, \dots$ 。 k 代表阶次, $u^k(r)$, $v^k(r)$ 为叶型弯心在盘径向 r 处的横向振动位移分量, $\Phi^k(r)$ 为振动扭转分量。据频率截止准则和模态综合, 可写出各子结构的振动位移表达式:

$$\text{轮盘: } w(r, \theta, t) = \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^n w_{ij}(r) \cos j\theta q_{ij}(t) \quad (1)$$

$q_{ij}(t)$ 为广义坐标, 下标 ij 表示一整变量, 且 $ij = (j+1) + i(n+1) = 1, 2, \dots, (m+1)(n+1)$; m, n 分别为截阶节圆、节径数。

第 p 号失调叶片:

$$\left. \begin{aligned} u_p(r, t) &= - \left[w(r_2, \theta, t) + w_r'(r_2, \theta, t) r \right] \cos(\alpha_0) + \sum_{k=1}^s u_{pk}(r) q_{Nkp}(t) \\ v_p(r, t) &= \left[w(r_2, \theta, t) + w_r'(r_2, \theta, t) r \right] \sin(\alpha_0) + \sum_{k=1}^s v_{pk}(r) q_{Nkp}(t) \\ \Phi_p(r, t) &= \sum_{k=1}^s \Phi_{pk}(r) q_{Nkp}(t) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中 $u_p(r, t)$ 、 $v_p(r, t)$ 、 $\Phi_p(r, t)$ 分别是 p 号叶片的振动位移, $u_{pk}(t)$ 、 $v_{pk}(t)$ 、 $\Phi_{pk}(t)$ 为 p 号叶片 k 阶模态, α 为叶片安装角, s 为叶片模态截阶数, $w_r' = \partial w(r, \theta, t) / \partial r$, 广义坐标 q_{Nkp} 的下标为一整变量, 且: $Nkp = (m+1)(n+1) + k + (p-1)s$; $k = 1, 2, \dots, s$; $p = 1, 2, \dots, N$, N 为盘上叶片总数。

锥壳: 在锥壳上设柱座标 $xh\theta$ 如图 1, 设壳上任一点沿轴向(x)、径向(h)、周向(θ)的振动位移分别为 $w_c(x, h, \theta, t)$, $u_c(x, h, \theta, t)$, $v_c(x, h, \theta, t)$, 则据其与轮缘的位移协调关系和变形假设可得:

$$\left. \begin{aligned} w_c(x, h, \theta, t) &= w(r_2, \theta, t) + hw_r'(r_2, \theta, t) \\ v_c(x, h, \theta, t) &= \left[h / (r_2 - x \tan \beta_0) \right] w_\theta''(r_2, \theta, t) \\ u_c(x, h, \theta, t) &= - w_r'(r_2, \theta, t) x \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中 $x_1 \leq x \leq x_2$, $h_1 \leq h \leq h_2$, $h_1 = -h_0(x)/2$, $h_2 = h_0(x)/2$, β_0 为半锥角, $h_0(x)$ 为锥壳的厚度。

由子结构的振动位移, 可求得叶片的振动速度 $\dot{u}_p = \partial u_p(r, t) / \partial t$, $\dot{v}_p = \partial v_p(r, t) / \partial t$, $\dot{\Phi}_p = \partial \Phi_p / \partial t$ 。

$(r, t) / \partial$, 盘速度 $\dot{w} = \partial v(r, \theta, t) / \partial$ 及锥壳的振动速度 $\dot{w}_c = \partial v_c(x, h, \theta, t) / \partial$, $\dot{u}_c = \partial u_c(x, h, \theta, t) / \partial$, $\dot{v}_c = \partial v_c(x, h, \theta, t) / \partial$ 。由此可求得各部分的振动动能和势能。

2.1 各子结构的振动能量

轮盘动能为:

$$T_1 = \frac{1}{2} \iint_D \rho_1 h(r) \dot{w}^2 r dr d\theta \quad (4)$$

式中积分域 D 表示盘, ρ_1 为盘材料密度, $h(r)$ 为盘的厚度。 N 个失调叶片的动能为:

$$T_2 = \sum_{p=1}^N \frac{1}{2} \left\{ \int_0^L \rho_2 A(r) [\dot{u}_p^2 + \dot{v}_p^2 + J_{T\rho}/A(r) \dot{\Phi}_p^2 + 2(x_T \dot{v}_p - y_T \dot{u}_p) \dot{\Phi}_p] dr \right\} \quad (5)$$

式中 L 为叶长, $A(r)$ 为叶片截面积, ρ_2 为材料密度, $J_{T\rho}(r)$ 为叶型截面绕弯心的转动惯量, x_T 、 y_T 为叶型弯心在重心坐标系的坐标值。

锥壳的动能为:

$$T_3 = \frac{1}{2} \iiint_C \rho_1 (\dot{w}_c^2 + \dot{u}_c^2 + \dot{v}_c^2) R dx dh d\theta \quad (6)$$

式中 $R = (r_2 - x) \tan \beta + h$, 积分域 C 表示整个锥壳。

轮盘的势能为:

$$\begin{aligned} \pi_1 = \frac{1}{2} \iint_D \frac{E_1 h^3(r)}{12(1-\mu_1^2)} & \left[\left(w_{rr}'' + \frac{1}{r} w_{r\theta}' + \frac{1}{r^2} w_{\theta\theta}'' \right)^2 - 2(1-\mu_1) w_{rr}'' \left(\frac{1}{r} w_{r\theta}' + \frac{1}{r^2} w_{\theta\theta}'' \right) \right. \\ & \left. + 2(1-\mu_1) \left(\frac{1}{r} w_{r\theta}'' + \frac{1}{r^2} w_{\theta\theta}' \right) \right] r dr d\theta \end{aligned} \quad (7)$$

式中 E_1 为盘材料弹性模量, μ_1 为泊松比, $w_{r\theta}'$ 、 w_{rr}'' 、 $w_{r\theta}''$ 、 $w_{\theta\theta}''$ 、 $w_{r\theta\theta}''$ 分别为 $w(r, \theta, t)$ 对 r, θ 的一、二阶偏导数和混合偏导数。

N 个失调叶片的势能为:

$$\begin{aligned} \pi_2 = \sum_{p=1}^N \frac{1}{2} \int_0^L & \left[E_2 (J_{Gy} u_p^2 + J_{Gx} v_p^2 + 2J_{Gxy} u_p v_p + 2\alpha' (J_{Tx} v_p' \right. \\ & \left. + J_{Ty} u_p') \Phi_p + (G_2 I_T + E_2 J \alpha^2) \Phi_p^2 \right] dr \end{aligned} \quad (8)$$

式中 E_2 、 G_2 为叶片材料弹性模量、剪切模量, α' 为自然扭曲率, I_T 为抗扭系数, J_{Gx} 、 J_{Gy} 、 J_{Gxy} 为叶型对其质心的惯性矩、惯性积, J_{Tx} 、 J_{Ty} 、 J 为叶型对其弯心的高阶矩。根据弹性力学, 可求得锥壳上非零的应变为:

$$\epsilon_{\theta} = (\partial v_c / \partial \theta + u_c) / R, \quad \tau_{\theta} = R \partial (v_c / R) / \partial x + (\partial v_c / \partial x) / R \quad (9)$$

由此可得锥壳的势能:

$$\pi_3 = \frac{1}{2} \iiint_C \left[\frac{E_1}{1-\mu_1^2} \epsilon_{\theta}^2 + \frac{E_1}{2(1+\mu_1^2)} \tau_{\theta}^2 \right] R dx dh d\theta \quad (10)$$

2.2 失调叶片盘振动方程

根据已知的各子结构的振动模态和结构参数, 叶片盘系统振动的动能和势能可表示为广义速度 $\dot{q}(t)$, 广义坐标 $q(t)$ 的二次型函数:

$$\begin{aligned} T(\dot{q}_{\bar{j}}, \dot{q}_{Nkp}) &= T_1(\dot{q}_{\bar{j}}) + T_2(\dot{q}_{\bar{j}}, \dot{q}_{Nkp}) + T_3(\dot{q}_{\bar{j}}) = (1/2) \{ \dot{q} \}^T [M] \{ \dot{q} \} \\ \pi(q_{\bar{j}}, q_{Nkp}) &= \pi_1(q_{\bar{j}}) + \pi_2(q_{Nkp}) + \pi_3(q_{\bar{j}}) = (1/2) \{ q \}^T [K] \{ q \} \end{aligned} \quad (11)$$

式中 $\{q\} = \{q_{\bar{j}}, q_{Nkp}\}^T$, $\{\dot{q}\} = \{\dot{q}_{\bar{j}}, \dot{q}_{Nkp}\}^T$, $[M]$, $[K]$ 分别为系统的质量矩阵和刚度矩阵, 矩阵元

素可用数值积分求得。当系统做自由振动时,将 T 、 π 代入拉格朗日方程:

$$d(\partial T / \partial \dot{q}_l) dt + \partial T / \partial q_l = 0 \quad l = 1, 2, \cdots, (m+1)(n+1) + Ns \quad (12)$$

则可得失调叶片盘自由振动运动方程:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{0\} \quad (13)$$

式中 $\{\ddot{q}\}$ 为广义加速度。对于强迫振动,可考虑在航空发动机的气流通道内由于支板、导向器的尾迹、进气流场畸变等原因所产生的对工作叶栅的周期激振。这种激振力的周向不均匀可借 Fourier 级数分解,径向的不均匀可借叶片的各阶振型分解。在固定坐标系内,作用在叶片上的任一个分力均可表示为 $F_k \cos j\theta$, 它相应于 k 阶叶片振型, j 节径盘振型的分力。在随叶轮旋转的动坐标系内,作用在第 p 号叶片上的激振力为 $F_{Nkp} = F_k \cos j(\omega + \theta_p) = F_k \cos j\omega \cos j\theta_p - F_k \sin j\theta_p \sin j\omega$, ω 为叶轮角速度, θ_p 为叶片方位角, F_k 为激振力幅。显然 $j\omega$ 决定了激振频率, $j\theta_p$ 反映了激振力相位。分析中可就 F_{Nkp} 展开式的任一项作为激振力。由于 F_{Nkp} 中 $p = 1, 2, \cdots, N; k = 1, 2, \cdots, s$, 故形成激振力列阵 $\{F(t)\}$ 。假定叶片振动时受到的阻尼为粘性阻尼力,它在 p 号叶片的 k 阶振型上的分量为 $D_{Nkp} = -\xi_{kp} \dot{q}_{Nkp}$, ξ_{kp} 为 p 号叶片 k 阶模态阻尼,将 $\{F\}$ 、 $\{D\}$ 加入 (13) 式,可得失调叶片盘强迫振动方程:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (14)$$

2.3 调谐叶片盘振动方程

当叶片没有失调时,此种所谓调谐的叶片组中的 N 个叶片仅有 s 个相异的模态。所对应的广义坐标 q_{Nkp} 将可依盘振型的半径数缩减。即调谐叶片盘的广义坐标只与叶片模态阶次 k , 盘节径数 j 有关,而与叶片号无关,以 g_{skj} 表示调谐叶片的广义坐标,则与失调叶片广义坐标 q_{Nkp} 有以下关系:

$$q_{Nkp} = g_{skj} \cos(j\theta_p) \quad skj = (m+1)(n+1) + k + js \quad (15)$$

而失调和调谐时盘、壳广义坐标不变,当 $j = 1, 2, \cdots, n; k = 1, 2, \cdots, s; p = 1, 2, \cdots, N$ 时, (15) 式将形成一个变换关系 $\{q\} = [\Psi]\{g\}$, $[\Psi]$ 为变换矩阵, $\{g\} = \{q_{ij}, g_{skj}\}^T$ 为调谐叶片盘广义坐标列阵。根据叶片调谐广义坐标重新排出其位移表达式,按前述过程求得调谐叶片盘质量矩阵 $[M_g]$ 、刚度矩阵 $[K_g]$; 利用变换矩阵 $[\Psi]$ 可导出调谐叶片盘激振力 $\{F\}_g = [\Psi]\{F\}$ 、阻尼力 $\{D\}_g = [\Psi] \cdot \{D\}$, 则求得调谐叶片盘自由振动、强迫振动方程为:

$$[M_g]\{\ddot{g}\} + [K_g]\{g\} = \{0\} \quad (16)$$

$$[M_g]\{\ddot{g}\} + [C_g]\{\dot{g}\} + [K_g]\{g\} = \{F_g\} \quad (17)$$

求解 (13)、(14)、(16)、(17) 式则可得调谐和失调叶片盘自由振动、强迫振动解。

3 算例及分析

3.1 模型参数

算例模型取自某型退役航空发动机低压压气机第 1 级叶片盘。盘上叶片数 $N = 31$, 叶长 $L = 0.184\text{m}$, 叶尖相对于叶根扭曲角 $\theta = 38^\circ$; 安装角 $\alpha = 3^\circ$; 轮盘外径 $r_2 = 0.14\text{m}$, 锥壳半顶角 $\beta = 28^\circ$; 锥壳纵向长 $x_2 - x_1 = 0.075\text{m}$ 。为了获得子结构模态,对盘壳和某一叶片进行了自振频率测试和振动模态试验分析。对盘壳的频率测试结果为: 0 节径 0 节圆振型 634.39Hz , 1 节径 0 节圆振型 519.61Hz , 2 节径 0 节圆振型 924.24Hz , 3 节径 0 节圆振型 2854.60Hz , 0 节径 1 节圆振型 5446.7Hz ; 对固装于盘缘叶片的频率测试结果为, 1 阶 141.49Hz , 2 阶 406.94Hz , 3 阶

935.56Hz, 4 阶 1546.7Hz。如截阶频率取为 1000Hz, 则盘壳和叶片各取前 3 阶模态参与模态综合。把测得某一叶片的自振频率和振型作为调谐叶片, N 个失调叶片是通过叶片模态刚度, 即 $[K]$ 中某些元素加以 $\pm \Delta k_s$ 构造而成。试验获得的模态振型须加以适当修正计算方可参与模态综合。为了获取真实叶片盘的叶片自振频率失调分布情况, 对盘上 31 个叶片分别测试了前 4 阶自振频率, 图 2 给出了一、二阶叶片失调频率。

从图中可知, 叶片的实际失调是随机分布的。对于失调频率差, 以一阶为例, 最大为 161.25Hz, 最小为 127.75Hz, 相对于中值的频差为 23.7%, 此频差较大, 原因是测试是在叶片盘非旋转状态下进行的, 叶根非完全固装。对工作中的叶片盘, 由于离心力作用, 叶根固装性加强, 实际中的频差要小得多, 但分布趋势将不会有大的改变。

3.2 试验验证

为了验证计算公式和模型参数, 将算例中的叶片盘中心轴装夹在激振台上进行正弦激振, 并逐点测量各叶尖截面重心处的振幅, 将测试结果与相同状态下的计算结果加以比较。设激振台的运动为 $x(t) = A_o \sin \Omega t$, A_o 为振幅, Ω 为激振频率。

此时叶片盘受基础激振, 由模态质量产生的惯性激振力为 $\{F\} = -[M]\{\ddot{x}(t)\} = [M]\{A_o \ddot{\Omega}^2\} \sin \Omega t$, $[M]$ 仍为失调叶片盘系统质量矩阵。设测点上瞬态的绝对位移为 $c_p(t)$, p 仍表示叶片号。则 $c_p(t) = (u_p - y^T \Phi) \cos \alpha + (v_p + x^T \Phi) \sin \alpha + \sin(\alpha + \alpha_c) A_o \sin \Omega t$, 式中 α 为叶尖截面惯性主轴方位角, u_p, v_p, Φ 由 (2) 式确定。 $c_p(t)$ 可整理为 $c_p(t) = c_{op} \sin(\Omega t + \beta_{op})$ 。试验共测量了 8 个激振频率下的叶尖响应振幅, 图 3 给出了 125Hz 激振频率下叶尖响应振幅的试验测量值和理论计算值。从图 3 结果可以看出, 计算值与试验测量值是相当吻合的, 这说明本文的叶片盘模型假设是正确的, 理论分析方法是可靠的。

图 2 实际叶片自振频率失调分布

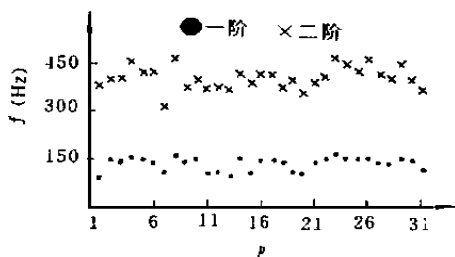


图 2 实际叶片自振频率失调分布

图 3 叶尖振动幅值分布 (激振频率 125Hz)

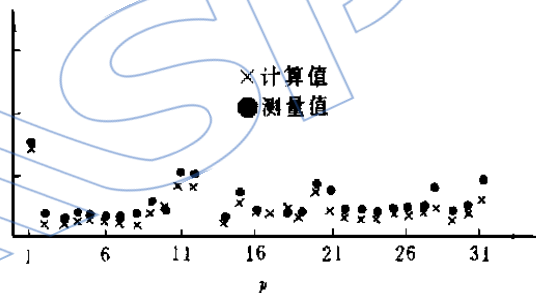


图 3 叶尖振动幅值分布 (激振频率 125Hz)

3.3 算例分析

为了从理论上分析叶片失调对叶片盘动力特征和受迫振动响应特性的影响, 人为设定了 6 种失调分布模型: 随机分布 (RAM)、交替分布 (CRO)、两种余弦分布 ($\cos \theta$ 和 $\cos 2\theta$)、仅 1 阶随机失调 (SIG1)、仅 2 阶随机失调 (SIG2)。作为比较基础, 记叶片调谐为 TUN。对上述 7 种分布在 110Hz 至 170Hz 激振频率范围内, 失调频差从 1% 到 12% 及 4 种激振力函数 $F_1 \cos \theta$ 、 $F_2 \cos \theta$ 、 $F_1 \cos 2\theta$ 、 $F_2 \cos 2\theta$ 的各种情况进行了数值计算。

3.3.1 系统的自由振动特性

首先用本文模型参数和实测叶片失调分布数据对调谐和失调两种叶片模型进行自由振动分析。图 4 为两种模型的自振频率散布, 图 5 为调谐模型的模态振型。模态振型图是依据叶尖

振幅绘制的。图 6 给出了一个典型失调模型的模态振型。

从自振频率看,失调叶片盘相对于调谐叶片盘自振频率密集而且散布范围广,这就使得失调叶片盘共振机会增多。另一方面,调谐叶片盘模态振型均为规则的余弦波或常量,而失调叶片盘模态振型是以少数失调叶片振幅突出增大为特征的。由于强迫振动响应是由系统所有模态贡献迭加而成,因此调谐叶片盘上各叶片的响应振幅必然是相等,而失调模态迭加的结果一

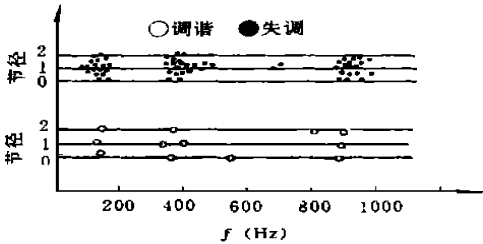


图 4 调谐及失调叶片盘自振频率

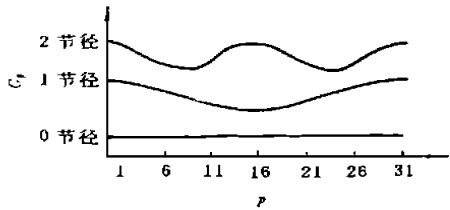


图 5 调谐叶片盘部分模态振型

般讲是个别叶片响应振幅明显大于其它叶片,显然这种失调叶片要最先产生振动疲劳而成为 Rogde Blade,这应是失调叶片盘的振动机理。从而对个别叶片提前损坏给出了合理解释。

3.3.2 系统的共振响应特性

研究表明,叶片失调的影响主要表现在系统的共振区,当远离共振区时,失调的作用很小。图 7 给出 6 种失调模型和调谐模型在 120Hz 到 160Hz 激振频率范围内盘上最大振幅之叶尖的响应曲线。

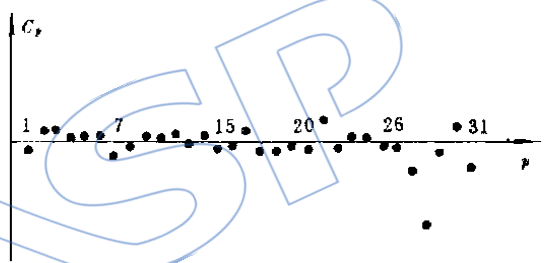


图 6 失调叶片盘某一模态振型

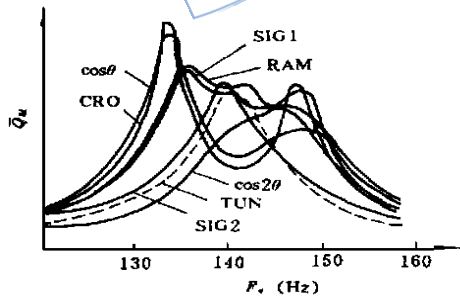


图 7 不同失调分布的共振响应

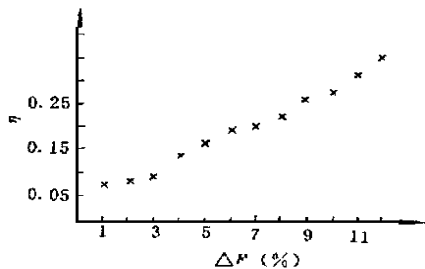


图 8 失调频差与共振区宽度

一般情况下,在共振区失调的响应大于调谐时的响应,增大的程度因失调形式不同而异。由于共振峰主要取决于系统的阻尼,故失调对最大峰值的影响是次要的。最大的问题是失调时的共振范围比调谐的大得多,图 7 可明显看出失调叶片可在更大的频率范围(即发动机工作转速范围)内产生共振。失调叶片的频率分散度对共振峰带宽度有直接影响。设最大共振峰值为 Q_M , 取 $Q_M/2$ 所对应的激振频率 F_1, F_2 , 且 $F_2 > F_1$ 。又设叶片频率分散度 $\Delta F = (F_{max} - F_{min}) /$

($F_{max}+F_{min}$), F_{max} 为一组失调叶片同阶最大自振频率, F_{min} 为最小频率。定义无量纲共振峰带宽系数 $\eta=(F_2-F_1)/(F_2+F_1)$ 。图 8 给出了随机失调时 ΔF 与 η 的关系曲线。可看出 ΔF 越大, η 值越大, 当 $\Delta F>3\%$ 时, η 值明显增大。如果 $F_n=n/60$ 为发动机工作频率, n 为转速。又设共振峰中心频率为 F_c , 如果 F_n 满足 $F_c(1+\Delta F)<F_n<F_c(1-\Delta F)$, 则叶片盘最大振动值小于 $\bar{Q}_M/2$ 。表 1 给出了各种失调模型在 $F_1\cos\theta$ 激振时的 $\bar{Q}_M$ 值(F_{emax} 为产生 $\bar{Q}_M$ 时的激振频率)。表 2 给出了单阶失调在不同激振力作用时的最大响应幅值。

表 1 各种失调分布的 $\bar{Q}_M$ 值

失调模型	TUN	RAM	CRO	$\cos\theta$	$\cos2\theta$	SIG1	SIG2
$\bar{Q}_M$	34.66	40.16	48.49	49.78	35.46	40.16	35.2
F_{emax} (Hz)	142	136	134	134	138	136	140

从表 1 知, $\cos\theta$ 的 $\bar{Q}_M$ 最大, CRO 的 $\bar{Q}_M$ 值次之, 这由于激振力为 $\cos\theta$ 型, $\cos\theta$ 失调分布就易于引起共振, 而 CRO 的叶片频率交替分布, 不但振动大且工艺上也不易实现。尽管 $\cos\theta$ 失调时响应较小。但如出现 $\cos2\theta$ 型激振力, 其响应亦会大为增加。RAM 和 SIG1 失调响应水平相当接近, 因此它们的叶片 1 阶频率均为随机失调, 且激振频率也刚好激起 1 阶模态。SIG2 和调谐 TUN 的响应水平接近是因它们的 1 阶频率均为调谐。由于 SIG1 和 SIG2 均要求有多个调谐阶次, 难以实现。综合上述分析, 小频率差的随机失调分布振动响应小且工艺上易实现。

表 2 的数据主要表明只有失调阶次模态被激振时, 振动响应才会增大。如 SIG1 的 1 阶失调, $F_1\cos\theta$ 激振时为 37.2, 如改变为谐 1 阶 SIG2, 其响应仅为 17.4, 降低 53%。同样在由 $F_2\cos\theta$ 激振(415 激振 Hz) 2 阶时, SIG2 响应比 SIG1 的(1.91 和 2.09)降低 9.2%。

表 2 不同激振力在单阶失调的最大响应

激振频率	135Hz		415Hz	
激振力	$F_1\cos\theta$	$F_2\cos\theta$	$F_1\cos\theta$	$F_2\cos\theta$
SIG 1	37.2	0.013	0.36	2.09
SIG 2	17.4	0.015	0.45	1.91

如果激振频率接近叶片哪一阶自振频率, 就尽可能使那一阶调谐, 将会有效的降低振动响应, 这种方法对低阶振动效果最佳。叶片与盘振动耦合程度将会大大影响叶片盘系统自振频率的分布, 从而影响系统的振动特性, 而叶片频率失调也是从这个意义影响叶片盘系统振动特性, 二者有着有机的内在联系。

本文主要结论: (1) 叶片失调是造成发动机工作过程中个别叶片首先振动疲劳损坏的重要原因。(2) 由于叶片失调不可避免, 实际中拟采用小频差随机失调分布。

参 考 文 献

1 沈达宽, 陈群. 带失调叶片的盘片耦合系统振动特性. 航空动力学报, 1988, 3(4)
2 顾家柳, 高虹. 失调叶片盘振动特性. 振动工程学报, 1988, 1(4)
3 Griffin J H, Hoosac T M. Model Development and Statistical Investigation of Turbin Blade Mistuning. J. of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, Apr. 1984: 106
4 Macain J C, Whaley P W. Maximum Resonant Response of M istuned Bladed-Disk. J. of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, Apr. 1984: 106

(责任编辑 朱梓根)

VIBRATION CHARACTERISTICS OF MISTUNED DISK-BLADED

Yan Yunju and Gu Jialiu

(*Northwestern Polytechnical University*)

ABSTRACT

A mathematical model by Substructure Mode Synthesis Method is provided for coupling vibration of a mistuned disk-bladed. Several low order modes of each substructure are obtained by means of Experimental Modal Analysis and modifying calculation of the modes. Relying on the small perturbation of blade modal stiffness, real mistuned disk-bladed and several kinds of theoretical mistuned models are set up. Model parameters and mathematical formulas are checked by use of forced vibration experiment of a real mistuned disk-bladed on vibrostand. Analytical results well reveal that the mistuning of blades is the reason why resonant response of some blade on the same stage disk is much greater than other blades. The results also show that smaller frequency difference and random mistuning distribution of blades are eligible, and also give the rational range of rotating frequencies of an engine.

PRECISE TRANSFER MATRIX FORMULAE CONSIDERING AXIAL FORCES

Li Yan

(*Nanhua Power Plant mechanical Research Institute*)

ABSTRACT

Two precise transfer matrix formulae of different forms for analysis of shaft element with constant section parameters are derived which take axial forces and shearing deformation into account. Both of the formulae are applied to a practical example. The comparison between the results of the calculation and experimental data shows that the precision of the formulae is very well and that considerable axial forces do have a nonnegligible influence on dynamic properties of rotor-bases system. The presented formulae not only extend the application of the transfer matrix method, but also provide a convenient approach to solving the specific engineering problems in dynamic analysis of the rotor-bases system with considerable axial forces due to pre-pressed coupling curves in its assemblage.

STUDY ON CONTACT STRESSES OF CYLINDRICAL GEARS ACTED BY DYNAMIC LOADS

Liu Geng, Zhu Hao, Shen Yunwen (*Northwestern Polytechnical University*)

Gao Xiangqun (*Nanhua Powerplant Institute*)

ABSTRACT

An approach to local finite element mesh refinement is studied for three-dimensional elastic contact problems. The study shows that because of different acting loads the boundary conditions of the refinement model in contact problems are different in calculation at flexible matrices and contact stresses. On the basis of the approach, an effective method is provided for the calculation of the contact stresses of spur and helical gears during the whole engagement period. According to the position of contact lines in the action plane, the present method establishes the FE models of gears by a 3-D automatic mesh generation program. The load share ratios of gears and load distributions along the contact lines during the whole engagement period are then simultaneously calculated by using the coordinate systems of gear profile and the corresponding matrices of coordinate transformation. Furthermore, the local FE mesh refinement models of gears on a specific contact line are established and the detailed contact stress distributions of the contact line are evaluated with the use of finite element-mathematical programming technique. In this case, the calculations of contact stresses on different contact lines of gears during the whole engagement period can