

进气畸变对某压气机一级叶片振动的影响

西北工业大学 陈 群 杜少辉 李文兰

【摘要】 本文定量地分析了进气畸变激起的—级叶片的振动应力, 分析了在不同畸变水平下对应的应力变化趋势, 并从叶片振动响应角度对评定畸变容限指标的方法进行了初步讨论。

一、前 言

压气机进口流场畸变不仅使发动机性能下降, 而且有可能使转子叶片发生强烈振动。以往对畸变的研究主要是侧重于性能及稳定性, 对畸变导致叶片振动疲劳的研究仅是近二十年来才被重视。据文献 [1] 介绍, 由于流场畸变使转子叶片振动水平可能增加几倍, 并指出失速的畸变指标和叶片振动的畸变指标不一定有必然的联系。因此无论从结构完整性或进气道、发动机匹配考虑, 定量地分析畸变激起的叶片振动应力都是十分必要的。美国 DDA 公司早在七十年代就执行了这方面的研究计划, 日本也开展了这方面的试验研究工作。国内在这方面的研究仅是刚刚开始。本文根据实测某发动机畸变试验的流场数据, 对流场周向畸变激起的振动应力进行了计算, 所得结果比较合理, 但这仍是初步的, 尚需进行实验验证。

二、气动激振力及振动应力计算

1. 气动激振力计算 由于进口流场畸变作用在转子叶片上的激振力和气流参数、叶型参数有关。计算中假设气流为二元流、无粘性, 畸变是稳态的, 叶栅气流无失速和分离。为了计算叶身各点的激振力, 需计算叶栅通道内的气动参数, 由于流动情况复杂, 只能作近似计算, 本文参考文献 [2], 将流道内各点的切向速度沿轴向的变化用以下近似函数表示, 即

$$\Delta c_u(x^*, R) = \Delta c_{u\max}(R) [1 - (x^* - 1)^2] \tag{1}$$

式中 $x^* = x/a$, $\Delta c_{u\max}(R)$ 是转子进、出口切向速度的变化量, R 是径向位置。 γ 为 c_1 与发动机轴向的夹角, 各点相对气流速度也是 x^* 、 R 的函数, 如图 1 中的 W_a 可用下式表示:

$$W_a(x^*, R) = \sqrt{\{c_1 \sin \gamma - [u - \Delta c_u(x^*, R)]\}^2 - c_{1ax}^2(R)} \tag{2}$$

并可依次求出 $W_a, W_b, \dots$ 。在半径 R 处沿轴向 a, b 两点, 高度为 h 的单元上所受气动力在切向方向的分量 F_z 为:

$$F_z(x^*, R) = \rho c_{ax}(R) \cdot h \cdot t \Delta W_u(x^*, R) \tag{3}$$

式中 ρ 为气流密度, c_{ax} 为气流轴向绝对速度, $\Delta W_u(x^*, R)$ 为沿轴向相邻两点相对速度的切向分量的增量, t 为栅矩。叶片所受的气体升力总是垂直于相对平均速度 W_∞ , 设升力系数近似为:

$$C_A \approx 2t \Delta W_u / W_\infty \tag{4}$$

法向力系数 $C_n = C_A \cos \alpha$, α 为 $\vec{W}_\infty$ 攻角。法向力 F_n 为

$$F_n(x^*, R) = C_n \cdot (\rho/2) W_\infty^2(x^*, R) \cdot l \cdot h \quad (5)$$

式中 C_A 、 C_n 均是 x^* 、 R 的函数, l 为叶片弦长。由图 1 得轴向力 F_x 为:

$$F_x(x^*, R) = F_n(x^*, R) \sin \beta_{01}(x^*, R)$$

式中 $\beta_{01} = (\pi/2) - \beta - \alpha$ β 为 w_∞ 和切向夹角。

2. 振动应力计算 本文用三角板元素计算振动特性、振动响应及振动应力。由于阻尼系数的精确值确定较难, 本文研究侧重于非共振状态, 阻尼对幅值影响较小, 为此暂不计阻尼, 系统的振动微分方程为:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (6)$$

式中 $[M]$ 、 $[K]$ 、 $\{F\}$ 、 $\{x\}$ 分别为系统的质量矩阵、刚度矩阵、激振力向量、位移向量。

由于作用在叶片上的气动力向量 $\{F\}$ 是周期函数, 故可分解为付里叶级数, 即

$$\{F\} = \sum_{n=1}^{\infty} \{F_n\} \sin(n\omega + \varphi_n) \quad (7)$$

图 1 ΔC_u 计算示意图

设系统为线性的, 根据叠加原理, 总的响应为各阶谐波分量单独作用下响应的叠加。对应第 n 阶谐波分量的微分方程为:

$$[M]\{\ddot{q}_n\} + [K]\{q_n\} = \{F_n\} \sin(n\omega + \varphi_n) \quad (8)$$

式中 $\{F_n\}$ 为 n 阶谐波分量幅值, ω 为旋转角速度, φ_n 为相位角, $\{q_n\}$ 为对应第 n 阶谐波力激起的系统响应。系统总的响应为:

$$\{q\} = \sum_{n=1}^{\infty} \{q_n\}$$

由于高阶谐波分量衰减较快, 本文计算中取前 10 阶。

将各节点响应求出后, 用有限元素法可求出各节点应力。

三、计算实例及分析

本文将叶片离散为 4×8 的网格, 有 64 个单元, 45 个节点, 共计算七组流场 (表 1)。每组流场沿径向是 7 个环面, 每个环面沿周向有 24 个点, 共有 168 个数据。

表 1 畸变网类型

流 场	1	2	3	4	5	6	7
畸变网角度、目数	180°36 目	180°36 目	180°36 目	90°6 目	90°6 目	90°孔板	无 网
相对转速 $\bar{n}$	0.933	0.933	0.9	0.933	0.9	0.933	0.933
畸变度 $\bar{D}$	0.1730826	0.114444270	0.08824223	0.09790254	0.08444570	0.2445067	

原始数据: 空气绝热指数 k 为 1.4, 气体常数 R ($J/kg \cdot K$) 为 287.3, 叶栅总压恢复系数 σ 为 0.99, 落后角 $\delta = 2^\circ$, 重力加速度 g (m/s^2) 为 9.81, 叶片数为 29。

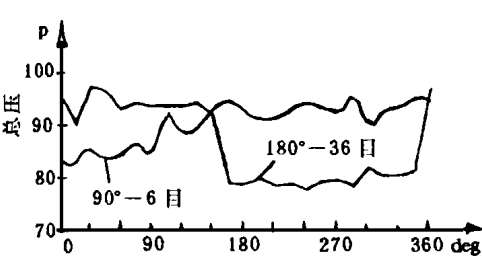


图 2 叶尖压力分布

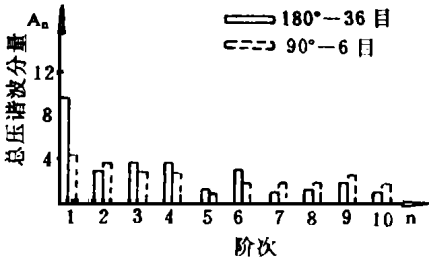


图 3 压力分布的谐波系数

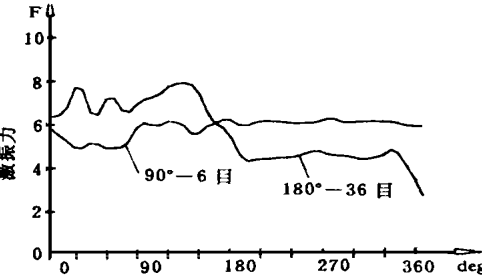


图 4 激振力沿周向的变化

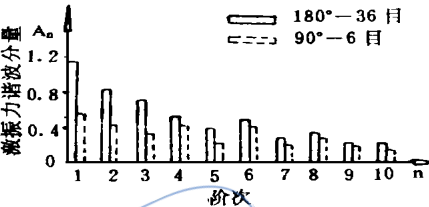


图 5 激振力谐波系数

图 2、3 为 180°36 目、90°6 目， $\bar{n}=0.933$ 时，所测叶尖总压沿周向分布及对应谐波分量幅值。图 4 为节点激振力在一周中的变化，激振力周期 T 为 $2\pi/\omega$ 它的各阶谐波分量见图 5。

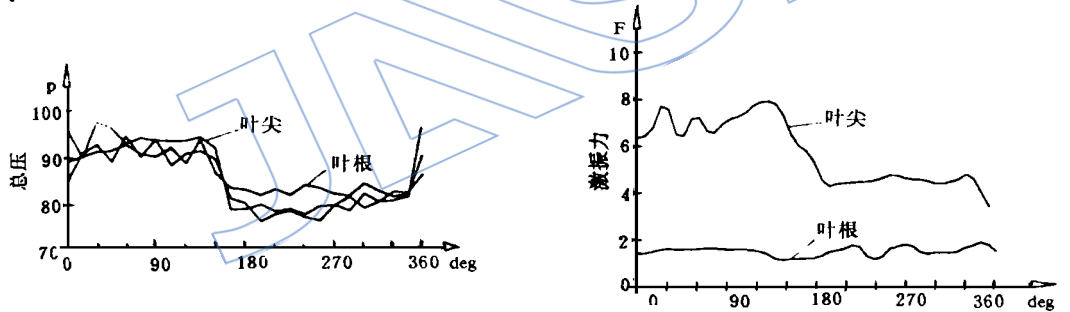


图 6 总压、激振力沿径向的变化 (180°-36 目)

结果分析如下：

表 2 激振力谐波系数和总压谐波系数的比较

阶次 (n)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
总压谐波系数 P_n	1.38	0.193	0.396	0.233	0.167	0.142	0.129	0.158	0.087	0.129
激振力谐波系数 F_n	1.89	0.755	0.930	0.592	0.699	0.580	0.563	0.425	0.4616	0.371
P_n/F_n	0.763	0.255	0.426	0.393	0.238	0.243	0.231	0.372	0.188	0.349

1. 激振力在一周中的变化和对应总压分规律相似 (图 2、4)，但总压沿径向变化很小，而对应激振力沿径向变化大。由叶根到叶尖激振力增大，且叶尖沿周向的变化要比叶根大 (图

6), 这可用叶尖气流速度比叶根大来说明。

2. 由七组流场计算的结果表明, 畸变度对应力沿叶高的分布规律影响不明显, 而只影响绝对值的大小; 一般最大振动应力在叶背。本文计算中最大应力在 39200kPa (400kg/cm^2) 范围之内 (图 7)。

3. 在相同转速下, 畸变网角度及目数对畸变度影响较大, 各阶谐波分量的比值也不同 (图 3)。激振力各阶谐波分量的比值和对应总压谐波分量比值大体相似, 但不完全相同 (表 2)。

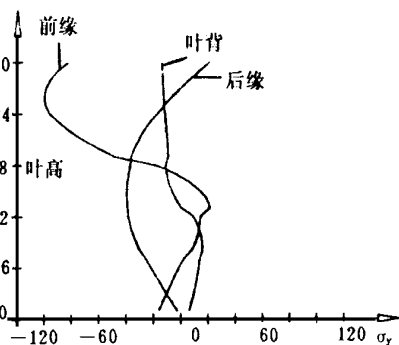


图 7 振动应力沿叶高分布

四、畸变指标的讨论

过去评定进气畸变侧重于发动机的气动响应。

C. E. Danforth^[1]于 1975 年结合实验阐述了进气畸变对叶片振动的影响, 并提出用 DEIV 作为评价进气畸变的指标。DEIV 指标用 p^*/p_{avg}^* 值 (p^* 测点总压, p_{avg}^* 测点所在环面的平均总压) 的付氏系数按阶次及径向环面排列成矩阵形式, 行代表谐波次数, 列代表径向测点位置。这是根据作用在叶片上的激振力正比总压畸变的概念确定的, 不能直接反映畸变度和激振力之间的定量关系。为准确描述畸变对叶片振动的影响, 本文用激振力的付氏系数代替总压付氏系数。DEIV 容限指标可根据振动应力确定 DEIV 许用值, 把它和叶片共振图结合起来, 可预估叶片的共振。这从振动观点看更为直观, 但不能综合反映气动和力学响应。从使用角度还希望将振动应力和总压畸变之间建立直接联系, 以便使评定指标能统一起来。本文经计算表明, 振动应力和总压畸变之间的线性关系 (图 8) 与文献 [3] 的结果吻合。为此本文认为容限指标研究可将 DEIV 和总压畸变指数结合起来, 进一步探索总压畸变、DEIV、振动应力之间关系, 将气动和力学响应统一起来。

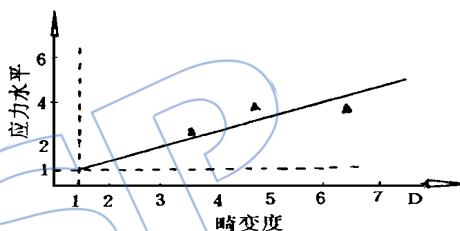


图 8 应力水平和畸变度的关系

参 考 文 献

- [1] Danforth, C. E., "Distortion-induced Vibration in Fan and Compressor Blade", J. of Aircraft, Vol. 12, No. 4, 1975.
- [2] Lecht, M. and Weyer, H. B., "Unsteady Rotor Blade Loading in an Axial Compressor with Steady-State Inlet Distortions", 六二八研究所资料 82057 号, 1982.
- [3] Shinya Yokoi, Susumu Nagano, Tatsuo Abe., "Variation of Rotor Blade Vibration Due to Interaction of Inlet and Outlet distortion", A83-35882, 1983.

ANALYTICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF BIRD IMPACT ON BLADES

Gao Deping

(Nanjing Aeronautical Institute)

Li Qinghong

(China Eastern Airlines)

ABSTRACT

Investigation on blade damage by bird impact is of great importance in the development of modern aero-engines. The high-speed dynamics of the bird impact on blades has been studied analytically and experimentally. The response analysis of the bird impact on the blade is a geometrical and material non-linear, transient large-displacement problem. A program system for the non-linear transient response analysis has been developed and the loading characteristics of the bird impact are outlined. Based on the sensibility analysis of structural response to loading, a simple effective loading model of the bird impact is presented. A computer program of model analysis for the bird impact on blades is developed. The calculational results show that the bird impact on the blade at the velocity about 200m/s can be characterized as compressible fluid. The normal impact experiments with artificial birds have been completed, and the course of the bird impact was recorded by the high-speed photography. It is proved again that the bird colliding against the blade behaves like compressible fluid.

EFFECT OF INLET DISTORTION ON BLADE VIBRATION AND INLET DISTORTION TOLERANCE

Chen Qun, Du Shaohui, Li Wenlan

(Northwestern Polytechnical University)

ABSTRACT

This paper examines the acceptability of inlet distortion from the angle of to the blade strength, and considers the influence of some inlet distortion patterns on the compressor blades vibration. An analytical method is provided. Meanwhile, the exciting forces of the circumferential distortion on the compressor blades and the blade responses to these forces are analyzed. The blade vibratory stresses caused by the distortion are calculated. The stress variation at different distortion levels is also investigated, and so the inlet distortion tolerance limit determined by the blade strength is discussed.