

压气机周期性动态畸变的理论研究

南京航空学院 冯奇 张惠民

【摘要】 本文建立了周期性动态畸变下压气机内的流场模型, 提出并分析了流动模型的频响问题。并对一实际的两级低压压气机进口总压周期性动态畸变在多种频率下进行了数值模拟。计算与实验表明: 两者不论是总压幅度还是相位均符合较好。根据理论计算结果, 分析了动态畸变沿压气机的传播特点, 指出了压气机对特定频率的敏感性。

一、流场模型

本研究主要在前人对进口稳态畸变的研究经验的基础上^[1~3], 针对动态流动的特征, 建立一个适于预测压气机动态畸变流场的流场模型及对应的数值方法。

由于动态畸变下, 压气机内一般是三维的流动状态, 要作详细的流场数值模拟会遇到很大的困难, 所以有必要根据问题的特征作一定的简化假设。

取研究的流场为压气机内流场中的一个定常的圆柱面流面上的流动 (对圆锥流面只需稍作修改)。将研究流场分为无叶区流场和叶排区流场。以下分别阐述各区的流场模型。

1. 无叶区 为了简化, 忽略其流动粘性, 采用二维可压缩非线性欧拉方程来描述流场:

$$\frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + \frac{\partial \vec{F}}{\partial x} + \frac{\partial \vec{G}}{\partial y} = 0$$

其中 $\vec{U} = [\rho, \rho u, \rho v, e]^{-1}$, $\vec{F} = [\rho u, p + \rho u^2, \rho uv, u(p + e)]^{-1}$, $\vec{G} = [\rho v, \rho uv, p + \rho v^2, v(p + e)]^{-1}$; $e = p / (k - 1) + \rho (u^2 + v^2) / 2$, t 为时间, x 、 y 分别为轴向和周向坐标, u 、 v 为沿 x 、 y 向的速度。此流场方程既可用于绝对坐标系, 亦可用于以恒转速旋转的相对坐标系。

2. 叶排区 假设叶排由无限薄、无限多, 有一定弯度, 一定弦长的叶片组成。为既较准确地反映叶排内的实际流动 (气流通过叶栅的损失和转折角) 及其动态过程, 又能简化其内流动, 将叶排内流动又分为前缘区、中间区和后缘区 (图1)。前缘区为从叶栅额线至实际叶型叶背面曲率较小的某处; 中间区为从前缘区出口至叶背背部曲率开始增大的某处; 后缘区为从中间区出口至叶栅出口。三区的具体分界位置可根据具体叶型, 配合流场网格划分而灵活掌握。假设气流通过叶栅时其损失和转折角集中发生在前缘区和后缘区, 而中间区的流动假设为无粘流。相对坐标系中, 叶排内各区的流动模型推导如下:

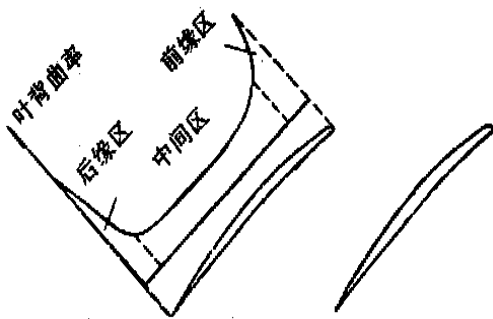


图1 叶排内流动分区

前缘区和后缘区的流动模型 对前缘区和后缘区由于要考虑流动粘性, 故比较复杂, 但其特点是范围小, 所以可不必再去详细计算其中的流动, 而采用对整个区域的积分来简化。从前缘区进口到它的出口 (对后缘区同样), 对任一瞬时, 取单位高度对上述方程作一定变形后进行体积积分 (x 方向动量方程乘 u 后与 y 向动量方程乘 v 后相加; 能量方程两边同乘 ρ), 通过高斯定理等变换后, 连续、动量、能量方程为:

$$\int \frac{\partial \rho}{\partial t} dv + \int \rho \vec{W} \cdot \vec{n} ds = 0$$

$$\int \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{\rho}{2} W^2 \right] dv + \int \left[p + \frac{\rho}{2} W^2 \right] \vec{W} \cdot \vec{n} ds - \int p \operatorname{div} \vec{W} dv = \int \rho \vec{f} \cdot \vec{W} dv$$

$$\frac{1}{K-1} \int \frac{\partial \rho}{\partial t} dv + \int p \operatorname{div} \vec{W} dv + \frac{1}{K-1} \int \rho \vec{W} \cdot \vec{n} ds = \int \rho \frac{Dq}{Dt} dv + \int \Phi dv$$

其中

$$\vec{f} = f_x \vec{i} + f_y \vec{j}, \quad p'_x = p_x - p, \quad p'_y = p_y - p$$

$$\Phi = p'_x \frac{\partial u}{\partial x} + p'_y \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{xy} (\frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y}), \quad \vec{W} = \vec{u}_i + \vec{v}_j$$

v 为积分体积, s 为积分面, 都是单位高度, 亦可将 v 理解为面积分, s 为沿边界的线积分。在考虑粘性效应时, 设气流为不可压, 同时忽略流动传热及积分边界上的粘性功。则以上动量方程和能量方程的右边变为:

$$\int \rho \vec{f} \cdot \vec{W} dv = - \int \Phi dv = - \rho_{10} W_{10}^2 (u_1 + u_2) \omega \Delta / 4$$

$$\int \rho \frac{Dq}{Dt} dv + \int \Phi dv = \rho_{10} W_{10}^2 (u_1 + u_2) \omega \Delta / 4$$

此处“10”为叶栅进口参数, “1”“2”为区域进、出口参数, $\Delta = \int dv$, $\omega = 2(p_1^* - p_2^*) / \rho_{10} W_{10}^2$, 为区域的总压损失系数, 简单地可取前、后缘区的 ω 相等且 $\omega = \omega / 2$, ω 为叶栅的总压损失系数。 ω 由定常流的价值通过动态修正近似求出: $\omega = \omega - \tau_\omega (d\omega/dt)$ 。

为解出上述积分关系式, 根据前 (后) 缘区轴向长度 L 短的特点, 设此范围内参数成线性变化。这样三个积分关系变为:

$$(L/2) (\partial p_1 / \partial x + \partial p_2 / \partial x) + \rho_2 u_2 - \rho_1 u_1 = 0$$

$$(L/2) \{ \partial (\rho_1 W_1^2 / 2) / \partial x + (\partial (\rho_2 W_2^2 / 2) / \partial x) \} + u_2 (p_2 + \rho_2 W_2^2 / 2) - u_1 (p_1 + \rho_1 W_1^2 / 2)$$

$$- (1/2) (p_1 + p_2) (u_2 - u_1) = - (1/8) \rho_{10} W_{10}^2 (u_1 + u_2) \omega$$

$$(L/2) (K-1)^{-1} (\partial p_1 / \partial x + \partial p_2 / \partial x) + 1/2 (p_1 + p_2) (u_2 - u_1) + (K-1)^{-1} (p_2 u_2 - p_1 u_1)$$

$$= (1/8) \rho_{10} W_{10}^2 (u_1 + u_2) \omega$$

为联系前 (后) 缘区的进、出口参数关系, 还需一个气流的转折角关系 $v_2 = u_2 \tan \beta_2$, β 与 ω 一样, 需由定常流下的值修正得到: $\beta_2 = \beta_2 - \tau_\beta (d\beta/dt)$ 。对前缘区 β_2 取为叶片安装角 (也可作其它假设); 对后缘区 β_2 取为叶栅的气流出气角, 它由叶栅特性确定。 τ_ω 、 τ_β 由文献 [4] 中的经验公式估计。如对转子 $\tau_\omega = 1.8 \cdot b \cdot \cos \beta / u \approx 0.0032$, $\tau_\beta = 1.6b \cdot \cos \beta / u \approx 0.003$ 。计算表明, 动态流场对 τ_ω 、 τ_β 取值不敏感。

(2) 中间区的流动模型 中间区的流动假设为一维无粘性绝热流动, 可有一定的面积变化 (A), 其控制方程为:

$$\partial \vec{U} / \partial x + \partial \vec{F} / \partial x = 0$$

$$\vec{U} = [\rho A, \rho A W_e, e]^{-1}, \quad \vec{F} = [\rho A W_e, p A + \rho A W_e^2, W_l (A p + e)]^{-1}$$

其中 $e = p A / (K-1) + \rho A W_l^2 / 2$, l 为流向座标, W_l 为流向速度。

至此, 整个压气机内流场模型即已建立。其特点是叶排内流场作了较详细的考虑, 接近实际流动过程, 频响高, 这对研究动态问题是十分必要的。

二、关于模型的响应频率讨论

压气机内周期性动态畸变模型与稳态流模型的最重要区别是: 对各种频率的边界变化流动模型均能有正确的响应。以下就说明流动模型与响应频率的关系。

采用半激盘模型最基本的假设就是, 将积分区域内真正的积分平均值, 以进、出口参数的线性组合来表示 (不妨设 $\bar{q} = (q_1 + q_2) / 2$)。设静止流体中进口边界上有一简谐的弱扰动 $q = A \sin(\omega + \alpha)$, 沿轴向传播, 扰动频率为 f , $\omega = 2\pi f$, 波长为 $\lambda = a/f$ 。显然, 当区域轴向距离 $L \ll \lambda$ 时, L 内的实际积分平均值与假设 $\bar{q}$ 接近, L 越小接近的程度越好, $L \rightarrow 0$ 两者相同。 L 越大, 差别越大。典型的情况如 $L = \lambda$ 。设 $\alpha = 0$, 在 $\omega = 0, \pi/2, 3\pi/2$ 时, 真实的平均值均为 0 而模型 $\bar{q}$ 分别为 0、 A 、 $-A$, 可见, 随着波的传播, 两平均值相差很大, 此模型对这种频率的波动不能适用。所以对一定的模型有一定的 L , 从而也就决定了其适用的范围。对一般的以叶排轴向长度为 L 的流动模型, 由于实际压气机的叶片总有适当的弦长, 故这类模型的响应频率将受到限制。如设叶排轴向长 10cm, 若一个简谐波分为 20 份即认为符合精度, 则该模型的最高响应频率 $f_{\max}$ 为 $f_{\max} = a/\lambda = a/20L = 340/20 \times 0.1 = 170\text{Hz}$ 。这样的范围对研究来说是不够的。而本文的模型, 其特征长度 L 仅为前缘区或后缘区的轴向度, 并可灵活掌握。如取 $L = 1\text{cm}$, 则在与上模型同样精度下, 最高响应频率可达 1700Hz, 这对一般动态问题的研究已足够。

三、数值方法及边界条件

1. 数值方法 对无叶区和叶排区的中间区的流场模型采用 MacCormack 预测-校正两步差分格式进行离散。对模型方程

$$\partial u / \partial t + \partial F / \partial x + \partial G / \partial y = 0$$

有

$$\begin{aligned} U_{i,j}^{n+1} &= U_{i,j}^n - S_x (F_{i,j}^n - F_{i-1,j}^n) - S_y (G_{i,j}^n - G_{j-1}^n) \\ U_{i,j}^{n+1} &= U_{i,j}^n + \bar{U}_{i,j}^{n+1} - S_x (\bar{F}_{i+1,j}^{n+1} - \bar{F}_{i,j}^{n+1}) - S_y (\bar{G}_{i,j+1}^{n+1} - \bar{G}_{i,j}^{n+1}) \quad \forall 2 \end{aligned}$$

其中 $S_x = \Delta t / \Delta x$, $S_y = \Delta t / \Delta y$, Δt 应满足 CFL 条件。

2. 边界条件 本研究中, 压气机进、出口条件给定: 进口总压 p^* , 总温 T^* 和气流流入角 β ; 出口反压 p 。数值迭代过程所需的补充条件及内流场各区边界参数的传递均由特征上的微分关系离散而得。

采用以上的流场模型和数值方法编制的一套通用程序可用于各种周期性动态畸变流场的模型。

四、算 例

对一低压头两级压气机, 在 0.6 倍通道高度处的圆柱面上进行计算并与对应的实验比较, 计算面上两级转子和静子叶栅的正常特性如图 2。流场网格用矩形网格, 沿圆周分 16 等分, 轴

向有 55 个节点。对进口总压以五种频率作周期性动态畸变的流场进行数值模拟。实验中考虑到测试的问题, 畸变区是以一定的转速旋转的。为与实验对比, 计算中畸变区亦是旋转的。进口总压变化规律及总温、进口气流角及反压均由实验提供^[5]。总压 p^* 用相对坐标系中的周向位置表达为: $p^* = p_o + p_{sq} + p_{ac} \sin \omega t$, p_{sq} 为方波函数, $\omega = 2\pi f$, f 取 280、305、320、345、365 Hz。进口总温、气流角及反压均为常数。使用编制的程序, 经 5000 步左右的时间步迭代, 即可得到误差为 $| (q(t+T) - q(t)) / q(t) | < 10^{-5}$ 的收敛的动态流场。对微机, 计算一个流场约需 10 小时。计算结果及分析如下:

图 3 是 $f = 305 \text{ Hz}$ 下的计算与实验比较的进、出口总压变化波形。从

图可以看出: 计算与实验的波形变化幅度和相位是比较吻合的。只是实验的波形由于紊流脉动的影响不够整齐。在其它频率下, 情况类似。由此可说明流场模型的合理性。

图 3 还说明: 对简谐变化的进口脉动, 出口仍基本上是简谐变化的, 故对流场脉动的描述可简化为幅度和相位的变化。从图 3 可看到周向畸变方波从进口到出口周向位置基本对应, 但出口稍有超前: 方波幅度有较大的衰减。这些实际上与稳态畸变的情形类似。

图 4 是计算和实验的压气机出口测量位置总压脉动幅度与进口总压脉动幅度之比随频率的变化关系, 可以看出: 两者除在 $f = 320 \text{ Hz}$ 这点相差较大外 (此实验点可能是一奇点) 变化趋势一致, 吻合较好。

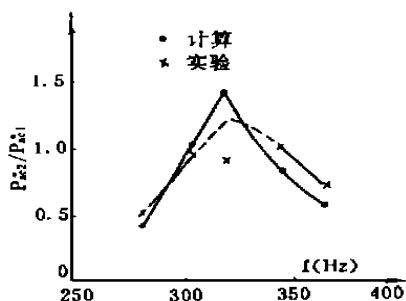


图 4 计算与实验的幅度比比较

图 2 a. 转子叶栅特性 b. 静子叶栅特性

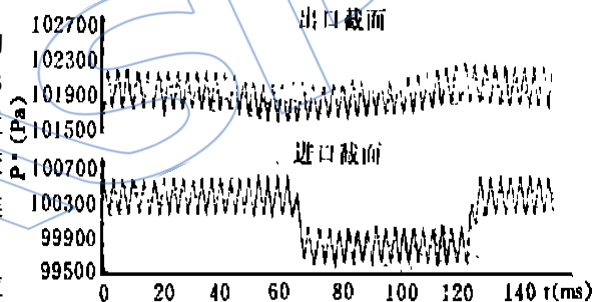


图 3 计算 (0) 与实验 (x) 的结果比较

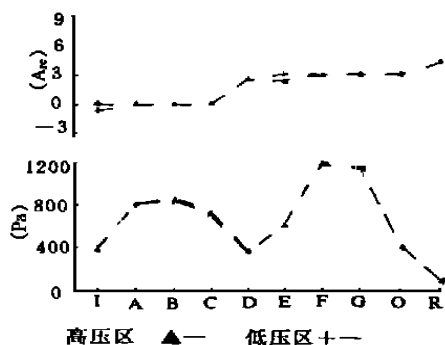


图 5 高低压区总压脉动幅度及相位沿程变化比较

图 5 是 $f = 305\text{Hz}$ 下, 高、低压区的总压脉动幅度、相位沿程变化, 可见两者基本上是等幅同相的。说明扰动波在畸变流场中仍是以平面波的形式传播的; 脉动幅度最大发生在第二级静子上。若不论脉动最大幅度的位置, 最大幅度与进口幅度之比随频率的变化关系 (图 6) 可看出: $f = 320\text{Hz}$ 下, 最大脉动幅度与进口脉动幅度之比达到最大, 此时脉动放大了三倍多。比较出口脉动幅度与进口脉动幅度之比随频率的变化关系可知压气机对 320Hz 的脉动最敏感。

图 7 是 $f = 305\text{Hz}$ 下, 高压区的总压和静压脉动的沿程变化, 由图可看出: 两者的变化幅度和相位都比较接近。低压区的情况类似。

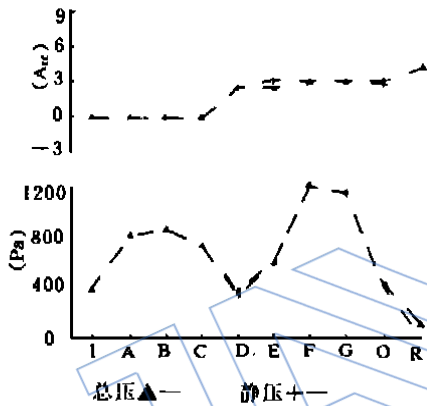


图 7 总、静压脉动的沿程变化

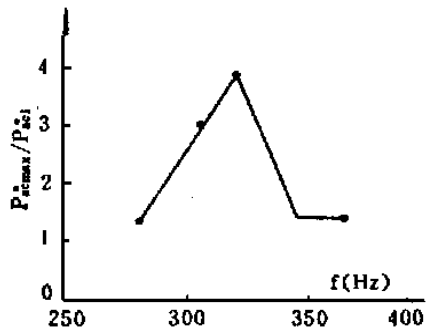


图 6 最大脉动幅度与进口脉动幅度随频率的变化关系

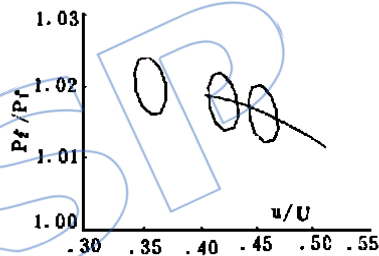


图 8 压气机动态特性环

图 8 是 $f = 305\text{Hz}$ 下的动态特性, 周向平均的动态特性环位于高、低压区动态特性环之间。可看出: 对压气机工作而言, 最危险的是低压区流动, 它可能首先导致不稳定流动的发生。

参 考 文 献

- [1] Adamczyk, J. J., "Unsteady Fluid Dynamic Response of an Isolated Rotor with Distorted Inflow, "AIAA paper No. 74-49.
- [2] Colpin, J., "Propagation of Inlet Flow Distortions Through an Axial Compressor Stage, " ASME paper No. 78-GT-34.
- [3] Billet, G., et al. "Response of an Axial Compressor to Distorted Inlet Flow, " I Mech E 1984 C75/84.
- [4] Sharma, P. B., Raily, J. W., "Dynamic Total Head Loss Characteristic for an Axial Compressor Rotor, " Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 22 No. 6, 1980.
- [5] 冯奇, "轴流压气机对进口周期性动态畸变响应的研究, " 博士学位论文, 1989. 2.

mean turbulence Tu and the maximum instantaneous distortion indexes ($K_{\theta_{\max}}$ or $K_{r_{\max}}$) meet the requirements of tolerances and some general experience is obtained from the simulation of the specific flow fields. The results show that it is an effective and inexpensive simulative technique to select an axisymmetrical lip shape as a primary lip according to the mean Mach number, the mean turbulence and the total pressure distribution of the given total pressure distorted flow field.

A NUMERICAL CALCULATION OF TURBULENT FLOW IN GENERAL NON-ORTHOGONAL CURVILINEAR COORDINATE SYSTEM

Li Yiguang, Yan Chuanjun, Wang Hongji

(Northwestern Polytechnical University)

ABSTRACT

The expressions of the governing equations of turbulent flow with contravariant physical velocity components in a general non-orthogonal curvilinear coordinate system are derived by means of tensor theory. A numerical method and a computer program for turbulent recirculating flow in the general non-orthogonal curvilinear coordinate system are developed. Since the velocity and the displacement vectors are decomposed into their contravariant components, the method has the main advantages of its obviousness in physical meanings, easiness in treatment of boundary conditions and the suitability to the numerical calculations of turbulent flow in various complex geometries. The flow fields in some kinds of complex geometries are calculated.

THEORETICAL RESEARCH ON THE RESPONSE OF AN AXIAL COMPRESSOR TO INLET PERIODIC DYNAMIC DISTORTION

Feng Qi, Zhuang Huimin *(Nanjing Aeronautical Institute)*

ABSTRACT

A flow model of flow field is formulated for axial compressors under periodic dynamic distortion. The frequency response of the flow field model is analysed. A computer program for problems of various types of periodic dynamic distortion has been written according to the flow field model and the numerical method. The flow fields of a two-stage L. P. compressor under inlet total pressure periodic dynamic distortion were simulated. The results of computation and experiments are shown in good agreement either in the amplitude or in phase of total pressure fluctuation. The characteristics of propagation of dynamic distortion through the compressor are analysed, sensitivity of compressor to some frequency is found according to the results of computation.