

多级轴流压气机流场周向非均匀作用模型

北京航空航天大学 李士明* 陈矛章

【摘要】 本文研究轴流压气机流场周向非均匀性的动量输运和能量输运作用。作者发展了一个多级压气机的周向非均匀作用模型。模型的主要基础及初步的试验对比表明了模型的可靠性。模型的数值结果表明：周向非均匀的动量输运作用不显著，但其能量输运作用很强，具有与湍流作用相同的量级；周向非均匀的动量输运作用能否忽略不计以及周向非均匀能量输运作用与湍流作用的相对大小，都决定于压气机的几何结构、径向位置和运行工况等三个方面。

一、前言

径向掺混是多级轴流压气机气动分析和气动设计的一个重要问题^[1]。当前，对决定径向掺混的主要因素众说不一，相应的理论模型各持己见。作者用伊格的理论，在一套统一形式的方程组中，表示了多级轴流压气机 S_2 流面上的各个径向掺混因素^[2]，确认了大尺度的周向非均匀流动是径向掺混的决定性因素之一，它在 S_2 流面含掺混的方程组中的表现形式可以归结为周向非均匀的应力和周向非均匀的传热的简单形式。即，周向非均匀速度分量之间的相关项及周向非均匀速度与周向非均匀温度之间的相关项的形式。

本文研究周向非均匀应力和周向非均匀传热的计算模型以及周向非均匀作用对径向掺混作用的相对大小。尽管以往将周向非均匀的研究与径向掺混问题当作两个不相干的问题，但是关于周向非均匀的研究取得了富有成效的进展^[2]。这一研究在当前存在两个方面的问题。第一，周向非均匀作用是否重要的问题。第二，还没有比较满意的周向非均匀作用计算模型；目前，仅有Jennions和Stow以及Dring等的两个计算模型^[3~6]。前者只将 S_1 流面（任意回转面，下同）周向非均匀量作为实际的周向非均匀量，显然没有计入二次流动因素；后者是将试验结果整理为气动堵塞因子。计算中引入这一参数，是直接将特定的试验数据引入方程而对特定的压气机进行计算。这种方法的应用范围存在一定的局限性。

二、模拟周向非均匀流场

周向非均匀对子午流面作用的计算要求用 S_2 流面二维参数模拟周向非均匀流场。作者认为，实际压气机流场可表示为：实际三维流场=主流场+非定常部分+二次流+ S_1 流面周向非均匀部分。其中，主流场指沿周向平均的 S_2 流面流场；二次流指Smith定义的二次流；非定常部分包括固有非定常部分和小尺度的湍流脉动两个方面。对于单个叶片排，来流沿周向均匀时，叶片排出口的大尺度周向非均匀部分可以表示为

$$w_i = w_{is} + w_{ic} \quad (i = r, \theta, z) \quad (1)$$

其中, w 表示相对速度, 上标 “ $\wedge$ ” 表示取质量加权周向平均时的周向非均匀量, 下标 s 和 c 分别指二次流和 S_1 流面的量, (r, θ, z) 是柱坐标。

多级压气机中上个叶片排出口周向非均匀量是下个叶片排的固有非定常部分的主要因素。如何计入这一影响以及在叶片排中周向非均匀如何模拟, 在本文第三节中将以每个叶片排出口的单个叶片排周向非均匀量为线索进行模拟。

1 叶片排出口二次流周向非均匀场 文献[2]中以 A dkins- S m ith 二次流模型^[7]为基础, 以 S_2 流面参数, 得到了与试验吻合得满意的二次流场计算结果。这里采用与文献 [2] 中完全同样的二次流计算方法。用 $W_{ism l} (i = r, \theta, z)$ 表示求得的通道涡、尾涡和叶尖间隙漏泄流三个方面作用的二次流场, W_{rsv} 表示径向压力梯度和旋转 (对动叶) 产生的径向速度, 那么, 叶片排出口二次流的周向非均匀量是

$$\hat{w}_{rs} = W_{rsml} + W_{rsv}, \quad \hat{w}_{\theta} = W_{\theta ml} - \bar{W}_{\theta ml}, \quad \hat{w}_{zs} \approx \hat{w}_{\theta} |\tan \beta_2| \cos \sigma \quad (2)$$

其中, $\bar{W}_{\theta ml}$ 的上标 “ $-$ ” 表示质量加权沿周向平均, β_2 是相对速度与轴向夹角, σ 是子午流线倾角, 约等号表示这一方程是在 w_s 和 $\hat{w}_s$ 方向是一样的假定下得到的。

对于静止叶片排, 用绝对坐标系下参数代入 (2) 式即可。

2 叶片排出口 S_1 流面周向非均匀场 这里可以采用 S_1 流面与 S_2 流面迭代计算得到这一周向非均匀流场, 本文采用更简便的方法用 S_2 流面参数表示这一周向非均匀场。

L akshmi narayana 等^[8~10]通过归纳平面压气机叶栅以及压气机转子和静子叶片的尾迹测量结果, 得到了在多种运行负荷下适用于除两个端壁附近极少部分径向位置外较广泛适用的压气机叶片排出口流场分布规律

$$W_{id} = W_{idc} \exp(-0.693\eta) \quad (i = \theta, z) \quad (3)$$

其中, W_{id} 和 W_{idc} 分别是速度的亏损值和最大亏损值, η 是原点在尾迹中心的被半尾迹宽度无量纲化的周向位置坐标。

当 W_{idc} 取如文献 [8~10] 中的表达式时, 由于 $W_{idc} (i = \theta, z)$ 本身包含了二次流的因素, 计算中置 (1) 式中的 $\hat{w}_{is} (i = \theta, z)$ 为零。将 (3) 式换算成周向非均匀场, 得到

$$\hat{W}_{ic} = W_{idc} \left[\frac{2}{S_b} \int_{S_b} \exp(-0.693\eta) d(r\theta) - \exp(-0.693\eta) \right] \quad (i = \theta, z) \quad (4)$$

其中, $S_b = 2\pi r/N$, N 是叶片数。 r 方向 S_1 流面周向非均匀场 $\hat{w}_{rc}$ 采用如下近似

$$w_{rc} = \hat{w}_{zc} \tan \sigma \quad (5)$$

当 $\hat{w}_{zc}$ 计入了二次流因素时, $\hat{w}_{rc}$ 也近似地计入了二次流因素。所以, 也置 (1) 式中 $\hat{w}_{rs} = 0$ 。但是, 当子午流道变化平缓时, 如高压压气机流道, S_1 流面的径向速度远小于其它两个分量, 这时 $\hat{w}_{rc}$ 是可以忽略不计的, 可取 $\hat{w}_{rc} = 0$, 而 (1) 式中 $\hat{w}_{rs}$ 取二次流的计算值。

三、模拟周向非均匀作用

1 应力- $\overline{\rho W W_j} (i, j = r, \theta, z)$ 上标 “ (a) ” 与上标 “ $\sim$ ” 意义相同, 对湍流量和周向非均匀量分别表示概率平均和周向平均。

可以将应力- $\overline{\rho W W_j} (i, j = r, \theta, z)$ 在周向非均匀的密度扰动远小于密度的周向平均值假定下写成

$$-\overline{\rho W W_j} = -\overline{\rho W W_j} \quad (i, j = r, \theta, z) \quad (6)$$

其中, 上标 “ $\approx$ ” 表示对概率平均量进行周向平均。

应该指出, 上面关于密度扰动的假定对于不可压流总是成立的; 在高亚音、跨音和超音流情况下, 这一假定可能不适用, 需专门研究。为此, 下面算例取低马赫数情况。

将本文第二节研究结果代入 (6) 式, 注意到二次流非均匀场的对称性和反对称性, 得

$$\begin{aligned} \overline{\rho W} W_j &= W_{rsv} W_j \quad (j = \theta, z), \quad \overline{W} W_r = W_{rsn}^2 + W_{rsv}^2, \\ \overline{\rho W} W_\theta &= W_\theta W_\theta, \quad \overline{W} W_z = W_\theta W_{zc}, \quad \overline{W} W_z = W_{zc} W_{zc} \end{aligned} \quad (7)$$

其中, 计算 $\overline{W_{ic}} (i = \theta, z)$ 时, W_{idc} 使用文献 [8~10] 中的关联式。

2 传热- $\overline{\rho W} i_h (i, j = r, \theta, z)$ h 是焓。在周向非均匀扰动密度忽略不计假定下, 得

$$-\overline{\rho W} i_h = -\overline{\rho W} i_h \quad (i = r, z) \quad (8)$$

采用先概率平均再周向平均的算法^[2], 对总焓与静焓和速度三者关系式进行运算, 得

$$-\overline{\rho W} j_h = -\overline{\rho W} j_h - \frac{1}{2} \left(\overline{2W_i \overline{\rho W} W_j} + \overline{\rho W} W_j W_j + \overline{\rho W} j W_j W_j \right) \quad (i = r, \theta, z; j = r, z) \quad (9)$$

在 S_1 流面计算中, 常常假设转焓或总焓 H 沿周向为均匀分布并得到与试验比较满意的结果^[11], 在此也采用同样假定。试验表明, $\overline{W} W_i' (i = r, \theta, z)$ 在叶片尾迹中基本上是轴对称的^[12]; 引用 Gallimore- Cumpsty 方法^[13], α 是涡粘性, $\frac{1}{2} \overline{W} W_i' = \frac{3}{2} (\alpha/0.4t)^2$, t 是叶片尾缘厚度; 在周向非均匀密度忽略情况下 (9) 式成为

$$\overline{W} j_h = -\frac{1}{2} \left(\overline{2W_i \overline{\rho W} W_j} + \overline{\rho W} W_j W_j + 3 \left(\frac{\alpha}{0.4t} \right)^2 \overline{W} j \right) \quad (i = r, \theta, z; j = r, z) \quad (10)$$

3 应力项和传热项沿轴向的变化 作者认为, 多级轴流压气机中大尺度周向非均匀的轴向变化过程与文献 [7] 中二次流的轴向衰减基本上一样。参照文献 [7] 的方法, 得到

$$\begin{aligned} -\overline{W} W_j (r, z) &= \left[\frac{4z}{\Delta z} \left(1 - \frac{z'}{\Delta z} \right) \right] \left[\exp \left(-\frac{0.693z}{b_1} \right) \right] \left[\left(1 - \frac{z''}{4z} \right) \left(-\overline{W} W_j \right)_c \right. \\ &\quad \left. + \frac{z''}{\Delta z} \left(-\overline{W} W_j \right)_{cav} \right] \left[\frac{\overline{W}_{zo}^2}{\overline{W}_z^2} \right] \quad (0 < z' < \Delta z) \\ &= 0 \quad (z' > \Delta z) \end{aligned} \quad (11)$$

其中, b_1 是下一叶片排叶弦长在轴向的投影, z' 是离叶片半弦长处的轴向距离, Δz 是 5 倍叶片出口的环境高度, z'' 是离叶片尾缘的轴向距离, z''' 是离下排叶片前缘的轴向距离, 下标 “o” 指叶片排出口处, 下标 “c” 指按式 (8) 计算的单个叶片排的值, 下标 “av” 指沿径向质量加权平均。求出应力在各轴向位置的值后, 传热项在各轴向位置由 (10) 式求出。

四、周向非均匀作用特性分析

以上发展的周向非均匀模型主要建立在文献 [7] 的二次流模型和文献 [8~10] 的尾迹模型基础上, 而这两个模型都有很好的试验验证。文献 [2] 中引用这一模型的数值结果与试验满意地吻合支持这一看法。图 1 是数值结果与试验比较的一个代表。图中, 实线是计算结果, 星号是文献 [14] 的试验结果, 两者吻合较好。

下面给出压气机中间级转子^[15]和压气机转子^[14]周向非均匀数值结果, 如图 2~7。其它算

例结果支持由此得出的结论^[2]。

图中, 周向非均匀应力图曲线号 1~ 6 分别表

示以 W_{zo}^2 无量纲化的应力 W_r/W_{zo}^2 (1)、 W_θ/W_{zo}^2 (2)、 W_z/W_{zo}^2 (3)、 $W_{\theta z}/W_{zo}^2$ (4)、 $W_{\theta r}/W_{zo}^2$ (5)、 W_{zr}/W_{zo}^2 (6)。主流场速度积图曲线号 1~ 6 分别表示以 W_{zo}^2 无量纲化的速度积 W_r/W_{zo}^2 (1)、 W_θ/W_{zo}^2 (2)、 W_z/W_{zo}^2 (3)、 $W_{\theta z}/W_{zo}^2$ (4) 和 W_{zr}/W_{zo}^2 (5); HTR 、 HTZ 、 HCR 和 $H CZ$ 分别表示以 $r\bar{\rho}\bar{W}_m T \cdot D S_{LAV}/Dm$ 无量纲化的 $(\partial/\partial r) [rk_t(\partial T/\partial r)]$ (1)、 $(\partial/\partial z) [rk_t(\partial T/\partial z)]$ (2)、 $(\partial/\partial r) [-r\rho h W_\theta]$ (3) 和 $(\partial/\partial z) [-r\rho h W_z]$ (4)。其中 k_t 、 T 、 $\bar{W}_m$ 分别是涡传热系数、温度和子午速度, S_{LAV} 是总压损失沿径的平均值对应的熵。计算中, k_t 采用文献 [2] 中发展的湍流模型计算。

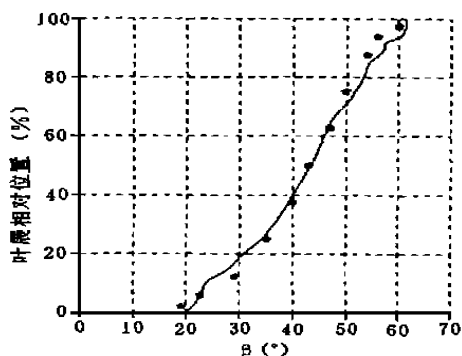


图 1 相对气流角计算与试验比较

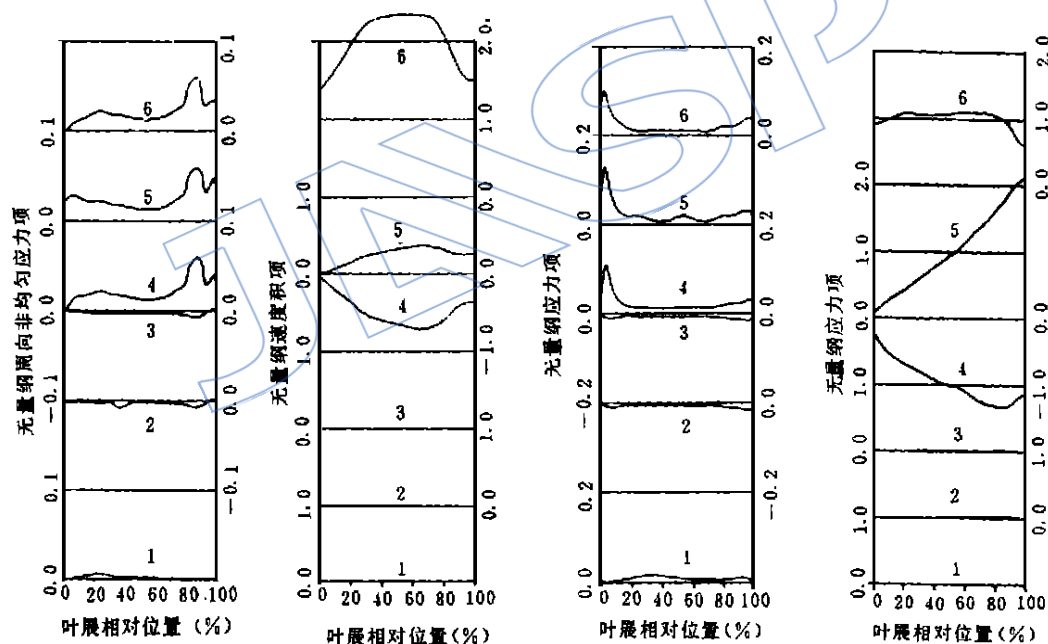


图 2 中间级转子^[14]出口周向非均匀应力沿径向分布 图 3 中间转子出口主流速度积沿径向分布 图 4 压气机子^[14]转子出口周向外均匀应力沿径向分布 图 5 压气机^[14]转子出口传热沿径向分布

图 2~ 图 7 表明了周向非均匀作用如下特性: (1) 周向非均匀的径向传热和湍流径向传热有相同的量级, 都对子午流场有重要的作用, 不可忽略不计。两者的相对大小除了与径向位置有关外, 还决定于压气机, 或者说决定于压气机的几何结构和运行工况。(2) 周向非均匀传热沿轴向几乎都比沿径向小, 但是总比湍流作用沿轴向大, 而且, 湍流轴向传热作用小到可以忽略。应该指出, 这一结论来自两个叶片排之间的轴向平均作用。(3) 与相应的主流速度积比较, W_r/W_{zo}^2 比主流大; W_θ/W_{zo}^2 和 W_z/W_{zo}^2 与主流的相对大小, 视不同的径向位置、压气机

几何结构和运行工况而定; 其余三个应力分量除少数径向位置外, 一般比主流小。(4) 虽然周向非均匀应力只占 W_{z0}^2 的一个较小百分比, 但是, 由于 $W_{\theta} W_{\theta}$ 和 $W_{\theta} W_z$ 能与相应的主流量匹敌, 而且另外三个应力分量在某些径向位置也能匹敌于主流量, 因此, 周向非均匀应力对主流的作用能否忽略视不同的压气机结构、运行工况和径向位置而定。

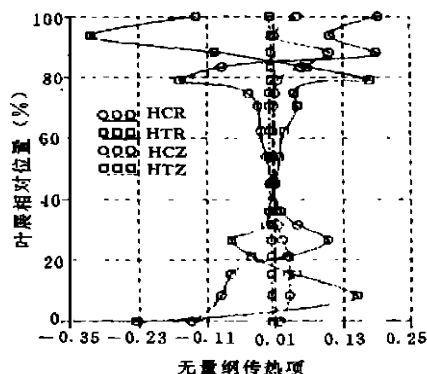


图 6 压气机转子^[14]出口主流场速度沿径向分布

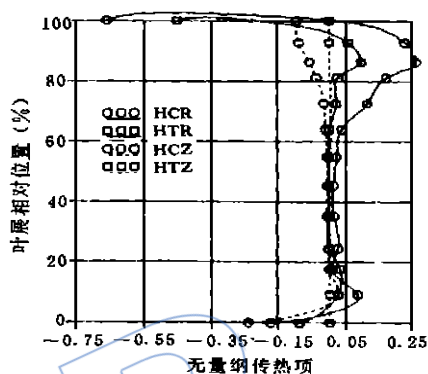


图 7 压气机^[14]转子出口传热沿径向分布

结论 发展了一个用于多级轴流压气机的周向非均匀应力和传热计算模型, 模型包括了二次流的各主要因素和 S_1 流面周向非均匀因素。模型的主要基础都已得到很好的试验验证, 而且引用模型的计算结果与试验能满意地吻合。模型的数值结果为当前国际上存在分歧的重要问题提供了本文第四节中所列的四个方面的重要意见。

参 考 文 献

- [1] Wisler, D. C., Bauer, R. C. and Okajishi, T. H., "Secondary Flow, Turbulent Diffusion and Mixing in Axial-Flow Compressors", A S M E Paper No. 87-GT-16, 1987.
- [2] 李士明, "多级轴流压气机流场掺混的研究", 工学博士论文, 北京航空航天大学, 1990 8.
- [3] Dring, R. P., "Blockage in Axial Compressors", J. of Eng for Gas Turbines and Power, Vol. 106, 1984.
- [4] Jennions, I. K. and Stow, P., "A Quasi-Three-Dimensional Turbomachinery Blade Design System: Part I - Throughflow Analysis", A S M E 84-GT-26, 1984.
- [5] Jennions, I. K. and Stow, P., "(同上) Part II - Computerized System", A S M E 84-GT-27, 1984.
- [6] Hirsch, Ch. and Dring, R. P., "Through-Flow Models for Mass and Momentum Averaged Variables", A S M E 87-GT-52, 1987.
- [7] Adkins, G. G. Jr and Smith, L. H. Jr., "Spanwise Mixing in Axial-Flow Turbomachines", A S M E Paper No. 81-GT-57, 1981.
- [8] Ravindranath, A. and Lakshminarayana, B., "Mean Velocity and Decay Characteristics of the Near and Far-Wake of a Compressor Rotor Blade of Moderate Loading", J. of Eng for Power, Vol. 102, July 1980.
- [9] Lakshminarayana, B. and Davino, R., "Mean Velocity and Decay Characteristics of the Guidevane and Stator Blade Wake of an Axial Flow Compressor", J. of Eng for Power, Vol. 102, January 1980.
- [10] Lakshminarayana, B. and Ravindranath, A., "Interaction of Compressor Rotor Blade Wake with Wall Boundary Layer/Vortex in the End-Wall Region", J. of Eng for Power, Vol. 104, April 1982.
- [11] McNally, W. D. and Sockol, P. M., "Computational Methods for Internal Flow with Emphasis on Turbomachinery", NASA TM-82764, 1981.
- [12] Ravindranath, A. and Lakshminarayana, B., "Structure and Decay Characteristics of Turbulence in the Near and Far-Wake of a Moderately Loaded Compressor Rotor-Blade", J. of Eng for Power, Vol. 103, 1981.
- [13] Gallimore, S. J. and Cumpsty, N. A., "Spanwise Mixing in Multistage Axial Flow Compressors: Part I - Experimental Investigation", A S M E Paper No. 86-GT-20, 1986.
- [14] Inoue, M., Kurosumori, M. and Fukuhara, M., "Behavior of Tip Leakage Flow Behind an Axial Compressor Rotor", J. of Eng for Gas Turbines and Power, Vol. 108, 1986.
- [15] Wagner, J. H., Dring, R. P. and Joslyn, H. D., "Axial Compressor Midle Stage Secondary Flow Study", NASA CR-3701, 1983.

This calculating method is applied to modification of a gas turbine. Meanwhile, the effects of different blade-bowing methods on the radial distribution of gas parameters are analyzed. The calculation results demonstrate the improvement on the flow pattern in the turbine cascade with bowed and twisted blades and the necessity of the proof calculation with the direct-problem method. Finally, several instructive opinions about the aerodynamic design of the bowed and twisted turbine blades are proposed.

A CIRCUMFERENTIAL NON-UNIFORM EFFECT MODEL FORMULISTAGE AXIAL-FLOW COMPRESSOR THROUGHFLOW

Li Shiming and Chen Maozhang

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT The effects of momentum and energy transportation caused by circumferential non-uniformities of the flow in a multistage axial compressor are studied. A model has been developed to represent the circumferential non-uniform stresses and heat flux. A preliminary comparison between experimental results and the model demonstrates that this model is feasible. This study comes to the conclusions that: 1. The momentum transport effects of circumferential non-uniformities are not distinct, but the energy transport effects of the non-uniformities are quite strong and have the same order of magnitude as the turbulent diffusion; 2. The relative importances of the turbulent diffusion and the non-uniformities depend on compressor configuration, loadings and spanwise positions in the compressor; 3. Compared with the effects of their main stream counterparts, the circumferential non-uniform stresses can be sometimes neglected, according to the compressor loadings, configuration and the calculation tolerances as well.

VIBRATION OF GEAR SYSTEM WITH WEB STRUCTURE

Fang Zongde, He Dawei, Shen Yunwen

(Northwestern Polytechnical University, Xian 710072)

ABSTRACT The web structure has been widely used in design of aviation gears, and its structure vibration has attracted much attention. But the function of web as a torsion spring in the dynamic behaviour of gear system needs a thorough investigation still. In this paper, a typical gear transmission is taken for example, its dynamic model has been built up to analyze the vibration mode of the system. The dynamic responses of this system at various speeds have been obtained with Fourier method by considering the transmission error of the pair of gears as excitation. Further, the influences of web flexibility and attached damping on the dynamic responses have been studied, the dynamic loads on the teeth when the web thickness is changed, and the damping, both attached and unattached, have been calculated respectively. Some useful conclusions have been drawn which show that the combination of flexible web and attached damping can lower the vibration level and decrease the dynamic loads obviously.