

三维扩压叶栅通道涡数值模拟

哈尔滨工业大学 冯国泰** 苏杰先 于光 焦德勇

【摘要】 本文介绍了三维扩压叶栅通道涡的一种简单数值模拟方法,对椭圆方程采用抛物化处理后进行计算,简单、省机时省存贮。文中采用这种方法对一种近似扩压叶栅的特殊扩压管道进行了计算,旨在定性分析扩压叶栅的通道涡。叶栅通道涡由四部分组成,在直列静叶栅中吸力面根、顶部工作情况恶劣,对环形静叶栅通道吸力面根部情况最不好,因此改善静叶栅通道流动状况应主要解决吸力面根部的流动,而采用弯叶片是解决这一问题的重要手段之一。

研究叶轮机叶片通道流场中存在的一系列集中涡对提高叶轮机性能很有意义。现在研究集中涡的主要方法还是实验,近年来应用计算方法研究越来越多。应用计算方法研究也不能完全模拟各种集中涡,但研究简单大尺度涡还是比较容易的,其中对通道涡研究的比较多。研究通道涡最初采用无粘方程,其局限性很大,目前也有采用三维椭圆方程或抛物方程来求解,但机时和存贮有困难。还有采用三维椭圆方程抛物化的方法求解,把三维粘性流动化为二维求解,省机时省存贮,计算方便。文献[1]采用这种方法模拟了透平的通道涡,本文采用这种方法模拟扩压叶栅的通道涡。对一近似扩压叶栅的圆弧扩压管道的通道涡进行了数值模拟,主要目的是研究扩压叶栅通道涡的构成和影响因素,通过计算与分析得到一些有意义的结论。

一、基本方程与结果分析

1. 基本方程 对椭圆方程进行了抛物化处理,对于一正交曲线坐标系(图1),平均运动方程和 k 、 ε 方程均可以写成如下统一形式:

$$A \partial \varphi / \partial s_1 + B \partial \varphi / \partial s_2 + C \partial \varphi / \partial s_3 = D \partial^2 \varphi / \partial s_2^2 + E \partial^2 \varphi / \partial s_3^2 + F \quad (1)$$

方程中 φ 可以代表速度分量或 k 或 ε 值, A 、 B 、 C 、 D 、 E 、 F 为系数和自由项。

能量方程采用简化的积分方程: $C_p T + v^2/2 = \text{const} \quad (2)$

为了求解流场还要引入状态方程,连续方程的积分方程,伪位势修正方程和压力修正方程^[2,3]。

方程(1)是典型的抛型方程, s_1 为拟流动方向, s_2 与 s_3 组成的面与 s_1 垂直,为步进面。这样,三维求解就化为沿 s_1 方向从前到后的一系列步进面的求解。复杂的三维粘性求解化为简单的二维求解。自然这种抛物化简化方法也有局限,但用来模拟通道涡还是可以的。为了模拟扩压叶栅通道涡并与一直列圆弧扩压叶栅实验数据相比较,本文在计算中采用图1所示的扩压管道。计算网格点为 $71 \times 21 \times 41$,每个步进面计算点为 21×41 。

2. 与实验结果比较 由图 2、3 可以看到, 无论层流与湍流, 计算均与实验值基本吻合(图中三角形为实验点, 实线为湍流计算结果, 虚线为层流计算结果), 湍流计算更合理。

3. 二次流的分析方法 在三维粘流计算中, 如何分析流场是一个重要问题。按传统方

法定义拟流动方向为主流或“一次流”, 而垂直于主流方向的计算面为“二次流面”, 其速度

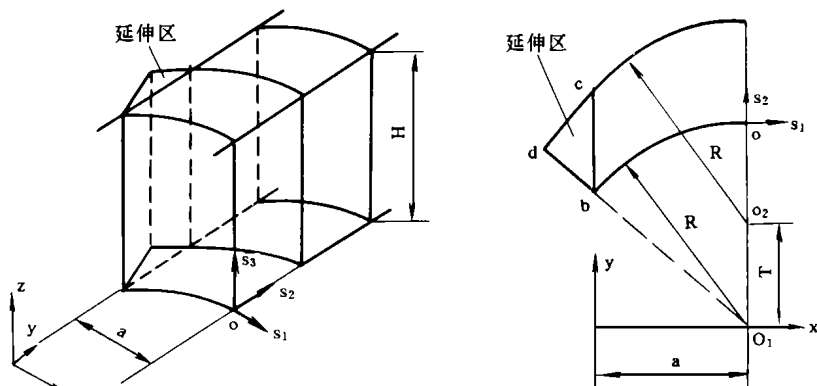


图 1 直列单圆弧扩压叶栅及坐标系

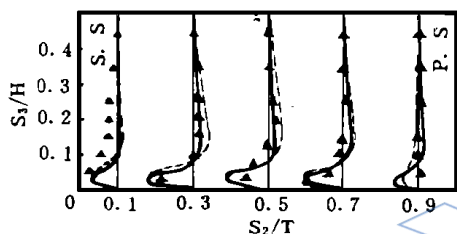


图 2 步进面速度 V_2 分布与实验比较

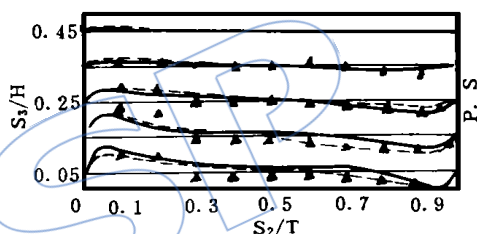


图 3 步进面速度 V_3 分布与实验比较

为“二次流”速度。这样定义问题是: 其一, 在“二次流面”上速度并非不含主流速度, 从三维流场角度看, 所谓“主流”也不一定不包含粘流; 其二, 一般认为“二次流”的速度与主流相差一个数量级, 但实际上在主流方向上考虑粘性时其附面层附近的流速与“二次流面”上的速度量级相同。因此在三元粘性流场计算中再用二次流概念讨论流场既不准确意义也不大。本文用步进面概念替代二次流面概念, 并在步进面上分析流谱与涡量分布, 通过这一分析讨论通道涡。可以说, 随着三维粘性流计算的发展二次流的概念将逐渐失去作用。

二、通道涡结构与通道流动

1. 通道涡的四部分流动 图 4 为 $Re = 10^5$, $Ma = 0.5$, $H/T = 2$ 时出口截面流谱图。这一截面与拟主流方向垂直, 只有 V_2 、 V_3 方向速度。从这一流谱图上可以清楚地看出, 在下半通道中存在一个尺度比较大的通道涡, 产生的根源是根部内背弧的压力梯度, 在这一压力梯度下产生一横向流动, 产生通道涡。这一通道涡内部流动由四部分组成: 根部端壁附面层内横向速度比较大, 这一部分是在内背弧压力梯度下主动流动区; 在压力面根部附近是补充流动区; 在吸力面根部附近是“推动”流动区; 在半叶高附近补充与“推动”两者有之。从图上可以看出, 这四部分流动有三部分在边界层, 其吸力面流动状况最不好, 低能流体不断被输送到吸力面使低能流体在吸力面堆积。由于堆积而产生的压力增高使低能流体沿吸力面向上运动, 显然这种运动是“困难”的, 从图 4 上也可看出吸力面的 V_3 小于压力面 V_3 。吸力面出口扩压比较大, 这也造成这一区域流动状况恶化。对环型叶栅, 在叶片上沿径向有一正压力梯度, 在这一正压力梯度下顶部吸力面的被动的“推动”状况有改善, 而根部更为恶

化。可以看出, 对实际工作的静叶流道根部吸力面工作情况最不好, 改善静叶流道的气动性能应重点解决这一问题。

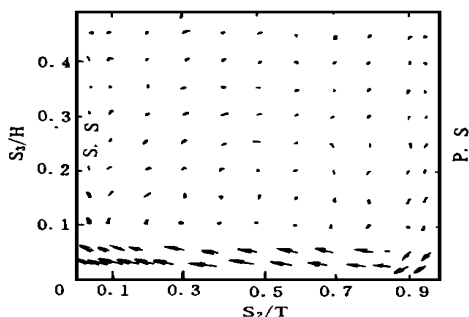


图 4 出口截面速度矢量图 ($Re = 10^5$, $Ma = 0.5$)

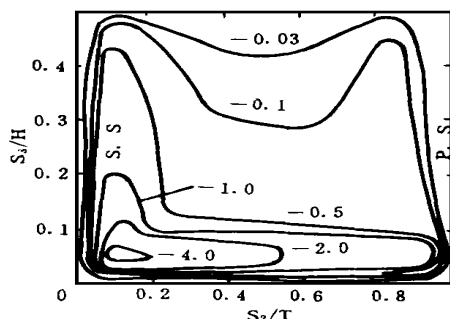


图 5 出口截面涡量分布图 ($Re = 2 \times 10^5$, $Ma = 0.3$)

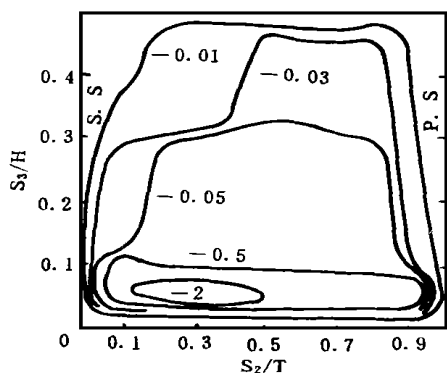
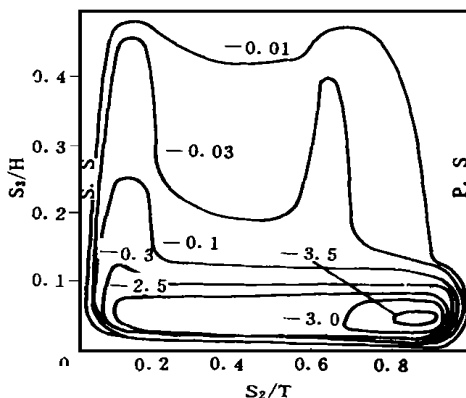
2. 壁角的集中涡 图 5 为进口在 $Re = 2 \times 10^5$, $Ma = 0.3$ 条件下的出口截面涡量分布图。通道涡, 只有在吸力面附近涡量比较大。最大区域是从压力面逐步向背弧过渡的, 这说明涡量有一个输运过程。这种输运过程的结果在吸力面附近形成一个涡量值比较大的集中涡。有人称其为壁角涡, 其实质仍是整个通道涡的一部分, 是通道涡的核心部分, 应称通道涡的涡核。这一涡核对壁角流动影响很大, 可以透导出其它涡系, 另外这一集中涡核是否破裂对损失也有很大影响。从图 5 还可以看出, 涡量为 -4 和 -2 的等涡量线近似于椭圆形。这说明在壁角附近的涡核受壁角流动条件限制下不是一个规范的涡核。这种受一定限制的非对称涡核与外流比较自由的涡核运动有一定的差别, 这一差别有待进一步研究。

3. 通道的界线 在图 5 上有一条等涡量线为零涡量线, 由于离壁面太近无法画出。但可以由此得出一个结论, 对于通道涡而言其界线应是近壁面的零涡量线, 通道涡几乎占满整个通道。但涡核只占很小一个区域。从等涡量线分布还可以看出, 在近壁面涡量梯度较大, 在吸力面涡量梯度最大。从这一现象可以看出涡量大小与涡量产生和输运有关, 在壁面附近由于壁面附面层产生涡量, 这种涡量随着流体的运动和输运不断改变其涡量的分布。

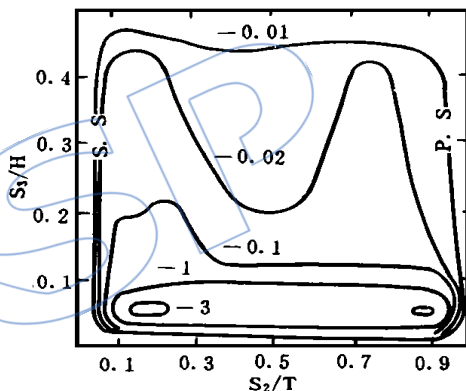
三、通道涡的影响因素与控制

影响通道涡有很多因素, 如进口附面层厚度与分布, 通道几何形状, 粘性流流态等^[2,3]。本文仅讨论 Re 数, Ma 数的影响。图 6 为进口 $Re = 10^5$, $Ma = 0.3$ 条件下的涡量分布图。从图 5 和图 6 比较看, 图 5 的最大涡量值是图 6 的二倍, 这是因为图 6 对应的 Re 值比较小, 图 5 对应的 Re 值比较大。 Re 数大速度大, 横向压力梯度大, 通道涡强度大。但 Re 数增加后粘性也会减少, 附面层也减薄, 这时通道涡也会减弱, 对于层流这种现象非常明显^[2]。从图 7 也可以看出这一问题, 图 7 为入口 $Ma = 0.5$, $Re = 5000$ 条件下的涡量分布图, 其涡量值还是比较大的, 最大值为 -3.5。图 8 是进口 $Re = 10^5$, $Ma = 0.6$ 条件下的出口截面涡量分布图。图 8 与图 6 差别仅为进口 Ma 数相差 0.3, 图 8 表示的流动可压缩性更强一些, 通道涡也更强一些, 另外由于可压缩增强, 在压力面也出现一个涡量比较大的区域。可以看出, 可压缩性对通道涡还是有一定影响的, 这可以从可压缩涡量输运方程 ($\mu = \text{const}$) $(\partial \vec{\Omega} / \partial t) + \vec{V} \cdot \nabla \vec{\Omega} - \vec{\Omega} \cdot \nabla \vec{V} + \vec{\Omega} \nabla \cdot \vec{V} = (1/Re) \nabla^2 \vec{\Omega}$ 来解释。可压缩性增加后方方程的左端第四项数量级增加, 此外方程中 $\vec{V}$ 及 $\nabla \cdot \vec{V}$ 项与不可压或 Ma 数小的情况也有所不同。

改善通道涡的措施有很多, 本文仅讨论采用弯叶片对通道涡的作用。

图 6 出口截面涡量分布图 ($Re = 10^5$, $Ma = 0.3$)图 7 出口截面涡量分布图 ($Re = 5000$, $Ma = 0.5$)

通过文献 [4] 的分析可知, 采用弯叶片会使根部叶片附近沿叶高有一负压力梯度, 顶部出现正压力梯度, 同时这种梯度变化在吸力面最明显。这样, 根、顶部吸力面通道涡的被动流动局面就产生根本改变, “推动”流动区变为主动流动区, 低能流量很容易被输运到中径后由主流带走。另外, 采用弯叶在端部压力提高, 内背弧压差减少, 通道涡的原主动流动区流动减弱。这样, 减少了根、顶吸力面附近的低能流量, 也减少横向流动增加的损失。内弧沿径向压力梯度分布也类似背弧, 只是梯度比较小。由于这一梯度的存在也会减弱通道涡原补充流动状态。总之, 由于采用弯叶片可以改善通道涡三部分近壁面流动状况。采用弯叶片对通道涡涡核运动也是有利的, 这主要是因为从内弧到背弧的流动是主动流动, 从吸力面根部到中径也是主动流动。这样, 涡核在某种程度上得到加强, 从而不易破裂。无论从通道涡四部分流动情况分析还是从涡核运动分析, 都可以看出采用弯叶片可以改善通道涡流动状况, 可以改善静叶通道最不好的根部吸力面流动状况, 这样不仅可以减少损失, 还可以减少根部分离流动, 进而减少压气机的失速和提高压气机的喘振裕度。

图 8 出口截面涡量分布图
($Re = 10^5$, $Ma = 0.6$)

参 考 文 献

- [1] Briley, W. R., McDonald, H., "Analysis and Computation of Viscous Subsonic Primary and Secondary Flows", AIAA paper 79-1453, 1979.
- [2] 付一平, "扩压叶栅流道内三维可压缩粘性流动的数值计算及其二次流研究", 哈尔滨工业大学研究生硕士论文, 1989 年。
- [3] 于光, "扩压叶栅流道内三维可压湍流流动的数值计算", 哈尔滨工业大学硕士研究生论文, 1990 年。
- [4] 苏杰先、冯国泰、闻洁、王仲奇, "弯叶片在压气机中的应用", 工程热物理学报, Vol. 11, No. 4, 1990.

EXPERIMENTAL STUDY ON CASCADE SIMILARITY TRANSFORMATION RULES

Zhu Nianguo, Xu Liping, Chen Maozhang
(*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

ABSTRACT

In order to verify the similarity transformation rules in real flow situation, two sets of low-speed cascades similar to the high-speed NACA 65- (12) 10 and DCA cascades, are designed according to the similarity rules developed by the authors and tested in a two-dimensional low-speed cascade tunnel. The distributions of pressure coefficient on blade surfaces are measured. The results show that the measured similarity precision is of the same order of magnitude as the design similarity precision. Therefore further improvement of the similarity precision of blade profiles can be achieved by the improvement of the design similarity precision.

THE NUMERICAL SIMULATION AND ANALYSIS OF PASSAGE VORTICES IN 3-D COMPRESSOR CASCADE

Feng Guotai, Su Jie, Yu Guan, Jiao Deyong (*Harbin Institute of Technology*)

ABSTRACT

A simplified numerical simulation method for calculating passage vortices in a compressor cascade is presented, which can reduce computer time and save computer storage. The calculation employs the parabolized N-S equation. In order to analyze and investigate the passage vortices in the compressor cascade, the calculation has been carried out for a divergent curved channel similar to compressor cascade. It can be seen from obtained results that the passage vortices are composed of four parts, the flow behaviour near the suction surface on the both end of the straight compressor stator is deteriorated severely. For this reason the application of curved blades to the compressor is one of important means for improving the end wall flow behaviour.

APPLICATION OF TANDEM BLADES TO AN AEROENGINE

Miao Houwu, Gao Jinman, Guo Jie (*Shenyang Aeronautical Research Institute*)

ABSTRACT

A set of tandem blades with BC-6 profile has been designed and manufactured for a development program to modify an aeroengine. In order to demonstrate the advantages of the tandem blades, the tests have been conducted in cascade wind tunnel, at compressor test stand and on engine bed, respectively. The cascade test data show that the total pressure loss coefficient for the tandem blades is 0.0305, but it is 0.0348 for the single row of blades at the same design conditions. The range of efficient incidence angle for the tandem blades is 31.2% larger than for single row blades. As compared with the compressor of the single row blades, the tandem blades compressor test results indicate that its adiabatic efficiency is enhanced 1.3% and its surge margin is enlarged 2.8% at the design speed and the design pressure ratio. The engine tests also prove that the operation line of the aeroengine with the set of tandem blades is farther from the compressor stall line. The paper describes how to select the tandem blade parameters and how to obtain the optimum axial and tangential distances between the two rows of this tandem cascade from the test data. The paper also considers the feasibility of the tandem