

文章编号: 1000-8055(2008)06-1072-05

改进的流线曲率通流计算方法及在双涵道压缩系统设计中的应用

邵伏永¹, 杨金广², 刘振德³, 胡 骏¹

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;

2. 北京动力机械研究所, 北京 100074;

3. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 基于轴对称的 S_2 流面理论, 发展了一套流线曲率通流计算方法. 为了提高计算的收敛性、稳定性和计算精度, 对求解过程中的流线曲率计算、松弛因子的选取等方面进行了改进; 提出了一种简单易行的叶片力的处理方法, 使得该方法可以计算叶片排以内的区域; 为了计算风扇和轴流、离心以及组合压气机构成的双涵道压缩系统, 发展了一种计算速度快、稳定性好的双涵道计算方法. 最后将改进的通流计算方法用于一双涵道压缩系统的反设计, 验证了其可行性.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 流线曲率; 通流; 双涵道压缩系统

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Improved streamline curvature throughflow method and its application in a bypass compression system design

SHAO Fur yong¹, YANG Jin guang², LIU Zhen de³, HU Jun¹

(1. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Beijing Institute of Power Machinery, Beijing 100074, China;

3. School of Energy Science and Engineering,

Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: Based on axisymmetric S_2 stream surface theory, a streamline curvature throughflow method is presented in this paper. Improvements on streamline curvature calculation and relaxation factor determination were made, which enhanced the convergence, stability and precision of this method. A simple blade force handling method was also proposed for computing flow field in the blade passage. At the same time, a bypass compression system computational method was integrated, which was stable and fast, and which enabled this method to solve arbitrary regions in bypass compression systems composed of fans and any type of high pressure compressors (axial-flow, centrifugal and combined type etc.). Finally this method was applied to an inverse design of a fan/high pressure compressor system, which demonstrated its validity.

Key words: aerospace propulsion system; streamline curvature; throughflow; bypass compression system

收稿日期: 2007-05-29; 修订日期: 2007-07-10

作者简介: 邵伏永(1969-), 男, 江苏阜宁人, 南京航空航天大学能源与动力学院博士生, 北京动力机械研究所研究员, 主要从事涡轮发动机设计研究.

自吴仲华教授提出 S_1/S_2 流面理论之后^[1], 到现在 50 多年间, S_2 流面上的计算被广泛地应用于求解叶轮机正反问题. 流面控制方程求解技术也不断发展和完善, 如今, S_2 流面上气动方程的求解按照是否能够计算叶片排以内的区域, 可以分为两种: 一种是只在叶片排的轴向间隙之间设立计算站, 而对叶片排区域则不予计算, 该方法称为管流(Duct)法; 另一种方法是不仅在叶片排的轴向间隙之间设立计算站, 为了计算叶片区域, 在叶片区也设立计算站, 这样整个流道的任何区域都可以计算, 这称为通流(Throughflow)计算; 按照求解方法, 可以分为以下几类: 矩阵法^[2], 流线曲率法^[3-9], 有限元法^[10], 时间推进法^[11]; 在通流计算中, S_2 流面的选取也是一个非常重要的话题, 常用的 S_2 流面包括几何平均的 S_2 流面、流量平均的 S_2 流面^[3]、周向平均的 S_2 流面^[4]以及轴对称的 S_2 流面^[5-8]. 轴对称流面可以避免由于不同的 S_2 流面选取而造成的概念混淆, 且计算公式简单紧凑, 因而在许多成熟的叶轮机设计体系中得到了应用^[7]. 本文基于轴对称的 S_2 流面发展了一套双涵道压缩系统通流计算方法, 并在实际的风扇/高压压气机设计中进行了应用.

1 计算控制方程及其求解方法的改进

在相对圆柱坐标系 (r, θ, z) 中的欧拉方程可以写为

$$\frac{D\mathbf{W}}{Dt} - \omega^2 \mathbf{r} + 2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{W} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} + \mathbf{F}_b + \mathbf{F}_d$$

其中 $\mathbf{F}_b$ 是为叶片体积力项, $\mathbf{F}_d$ 为考虑当地粘性的耗散体积力项. 假设: ①流动是轴对称的; ②叶片排由无穷多个薄叶片组成, 叶片真实的厚度分布对质量造成的堵塞通过引进相关的堵塞因子进行考虑; ③在相对坐标系中, 气流是定常的; ④气体是完全气体, 流动过程是理想的, 损失通过损失系数间接考虑; ⑤忽略质量力, 叶片力与叶片表面正交, 粘性力与相对速度方向相反.

根据以上假设, 对所给的 Euler 方程进行代数变换, 为了得到更加紧凑的公式, 在变换过程中并没有考虑粘性耗散力 $\mathbf{F}_d$, 在这里将它提出只是为了讨论的完整性. 当损失不大时这种做法影响不大^[12]. 最终可以得到以下控制方程

$$\frac{\partial \lambda}{\partial q} = \frac{\gamma + 1}{\gamma} \frac{1}{\lambda} \frac{\tau(\lambda)}{\lambda} \frac{\partial \ln p^*}{\partial q} - \frac{(W_u + r\omega)^2}{\lambda a_{cr}^2} \cos \varphi + \frac{\cos \beta \sin(\phi - \varphi)}{a_{cr}} \frac{\partial W_m}{\partial m} + \lambda \cos^2 \beta \cos(\phi - \varphi) \frac{\partial \phi}{\partial m} +$$

$$\frac{\partial [r(W_u + r\omega)]}{\partial m} \frac{\cos \beta}{r a_{cr}} \tan \alpha \tag{1}$$

其中 q 为计算站(Computing station)方向或称为准正交线(Quasi-orthogonal)方向, m 为子午流线方向, λ 为速度系数, γ 是比热比, a_{cr} 为临界声速, β 为气流角, 定义为气流方向与子午面的夹角, 而 $\tan \alpha = r d\theta/dq$, 为沿空间流线方向上长度微元的周向分量与计算站方向分量之比.

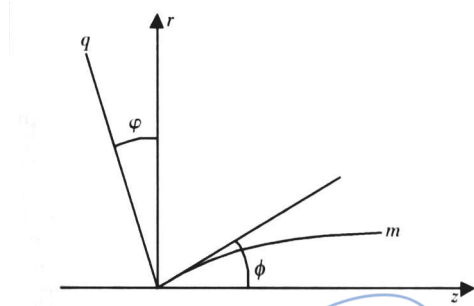


图 1 角度的定义
Fig. 1 Angle definition

控制方程可以理解是为速度梯度方程, 方程右端各项有着完全确定的含义, 第一项表述总压 p^* 对速度系数 λ 沿计算站分布的影响; 第二项反映了由于气体绕压气机轴线旋转产生的惯性离心力对 λ 的影响; 第三项反映出气流速度沿流线变化时所产生的惯性力的影响; 第四项反映子午曲率的影响; 第五项反映叶片作用力的影响, 在压气机流通段中的无叶片区, 该项等于 0. 右端第三项和第四项通称为流线曲率项.

控制方程中存在 $\partial W_m/\partial m$ 项, 一般而言, 流线曲率法多通过连续方程将该项表示为沿计算站方向的偏导数, 然而这时不但公式复杂很多, 且在分母上引入了 $(1 - M_m^2)$ 项, 显然当 $M_m = 1$ 时, 方程存在奇点; 因此根据文献[6]的建议, 本文就采用当前形式进行计算, 不但公式简单, 物理意义明了, 且避免了奇点.

沿计算站的质量连续方程可以写为

$$dG = 2\pi r \rho W_m \cos(\phi - \varphi) (1 - b) dq \tag{2}$$

其中 b 是叶片厚度而造成的堵塞因子, 其值为叶片堵塞的环形面积占整个环形面积的比例, 即

$$b = \frac{\Delta t \cdot z}{2\pi r}$$

式中 Δt 为叶片厚度, z 为叶片数.

计算的边界条件为给定进口的总温、总压、气流角和相应涵道的质量流量.

为了使计算启动, 要指定初始的流线, 和计算站一起构成初始计算网格. 典型的初始网格如图

2 所示。

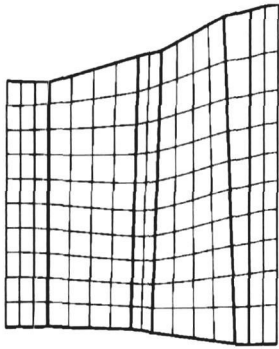


图 2 典型的计算网格
Fig. 2 Typical computational grid

流线曲率一般通过样条插值计算得到, 但我们这里采取三点抛物插值来计算曲率项, 正如文献[6]指出, 三点抛物插值可以提供与样条插值相比的精度, 但具有更高的稳定性, 且在处理叶尖处的引气、倒流等更具有优势。同时为了能处理具有较大回转角度的计算通道, 抛物线的对称轴选取为垂直于第一个点和第三个点连线的直线。

为了区分叶片区和涵道区域, 需要将计算区域分为叶片计算段和涵道计算段。从叶片排前缘计算站开始, 到叶片排后缘计算站结束, 这一段所有的计算站都属于叶片计算段, 被叶片计算段分开的涵道区域的计算站属于涵道计算段。对于叶片计算段, 需要在该计算段出口计算站上指定一些参数, 以考虑粘性的影响。对于设计问题, 转子可以指定压比和效率, 静子可以指定总压恢复系数和绝对速度; 对于分析问题, 可以根据损失和落后角模型计算得到叶片排出口的损失系数和落后角。为了在叶片计算段内部的计算站上进行求解, 还应该指定一些参数沿流线的分布, 对于转子通常指定总压恢复系数和相对温升比, 分布规律一般为指数规律, 即通过下式指定

$$\pi_{i,j} = 1 - (1 - \pi_{i,f}) \overline{m}^\mu \tag{3}$$

$$\frac{\Delta T_{i,j}^*}{T_{i,s}^*} = \frac{\Delta T_{i,f}^*}{T_{i,s}^*} \overline{m}^\nu \tag{4}$$

其中

$$\overline{m} = \frac{m_{i,j} - m_{i,s}}{m_{i,f} - m_{i,s}}$$

式中 m 为子午长度, 下标 f 代表所研究计算段出口的计算站, s 代表该计算段进口的计算站, j 代表该计算段中第 j 个计算站, i 代表第 i 条流线, 则 $\overline{m}$ 为在所研究的叶片计算段中, 从该计算段进口计算站到第 j 个计算站之间的第 i 条流线的相对子午长度; μ 和 ν 为分布规律指数。

对于静子通常指定总压恢复系数和绝对切向

速度变化量

$$\alpha_{i,j} = 1 - (1 - \alpha_{i,f}) \overline{m}^\mu \tag{5}$$

$$\Delta C_{ui,j} = \Delta C_{ui,f} \overline{m}^\nu \tag{6}$$

如果给定子午速度在整个计算域中的初始分布, 就可以求得方程右端所有的项了, 其中沿计算站方向的偏导数值可以通过样条插值或抛物插值求得, 而对于 $\tan \alpha$ 项可以通过下面的方法计算

$$\tan \alpha = \frac{r d\theta}{dq} = \frac{d\tau}{dq} - \frac{\tau}{r} \cos \phi \tag{7}$$

其中 $\tau = r\theta$, 而

$$\frac{d\tau}{dm} = \frac{r d\theta}{dm} + \frac{\tau}{r} \sin \phi = \tan \beta + \frac{\tau}{r} \sin \phi$$

在此基础上离散, 气流角值用第 j 个和第 $j+1$ 个计算站的平均值, 其他值用第 j 个计算站上的值, 在计算段进口的 τ 值设为 0, 我们就可以计算出

$$\tau_{j+1} - \tau_j = \tan \beta_{av} + \frac{\tau_j}{r_j} \sin \phi$$

再求得 τ 沿计算站方向上偏导数, 这样就可以得到 $\tan \alpha$ 的值了。

于是对于每个计算站, 控制方程可以写成以下形式

$$\frac{\partial \lambda}{\partial q} = f(q)$$

而 λ_{ref} 为给定的, i_{ref} 为参考流线的标号, 多为轮毂处的流线, $f(q)$ 已求得; 这样就将偏微分方程变为常微分方程, 可以用 Runger Kutta 法或 Euler 预估校正法来求解, 从而获得 λ 沿计算站的分布; 但人为给定的 λ_{ref} 不一定满足质量方程, 因此还必须根据质量方程确定正确的 λ_{ref} , 进而得到正确的 λ 沿计算站的分布。通常, 对 λ_{ref} 的调整是这样实现的: 积分流量方程, 得到整个计算站的流量, 与给定的流量相比较, 根据比较结果调整 λ_{ref} , 重新求解速度梯度方程, 循环迭代, 直至满足质量方程为止。在这里, 我们采取另外一种方式, 由质量方程得

$$dq = dG / [2\pi \rho C_m \cos(\phi - \varphi)(1 - b)] \tag{9}$$

每个流管的流量是预先给定的, 根据上式就能得到在当前所求得的子午速度分布下, 对每个流管而言, 流过给定的流量所需要的计算站长度, 然后计算站的总长度与当前计算站的实际长度相比较, 据此调整 λ_{ref} , 然后重新求解控制方程。这样作的好处是当计算收敛后可以直接得到新的流线位置, 而不必像一般的流线曲率法那样, 必须再对质量进行插值来获得新流线位置, 既节省了计算时间, 又以较高的精度获得了结果。

新 λ_{ref} 值的调整可以用图 3 表示. 图 3 纵坐标代表实际的计算站长度, 而横坐标代表 λ_{ref} , 这样就将计算站总长度与 λ_{ref} 的关系抽象成一个一元函数求根的问题, 可以采用弦截法或者二分法来求解.

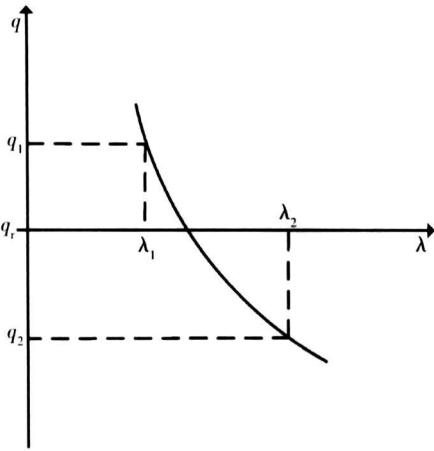


图 3 参考速度系数的求解

Fig. 3 Solution of a new reference velocity coefficient

按照以上方法求得新的流线后, 就可以计算出新流线的几何参数, 进行下一次迭代. 在实际中, 为了保证程序的稳定性, 在开始的几次迭代时, 要对流线曲率项进行阻尼; 同时还要对新流线的位置进行松弛. 文献[13]指出对于流线曲率管流计算, 存在着最佳的流线位置松弛因子

$$\alpha_{pt} = \frac{1}{1 + kA^2(1 - M^2)}$$

其中 $k = 1.4$, A 为网格展弦比, 即计算站的长度与相邻的计算站的平均子午间隔之比. 文献[6]指出在叶片区域上述最佳松弛因子必须加上 $\cos^2\beta$ 量级的松弛, 综合以上讨论, 采取如下松弛因子

$$\alpha_{pt} = \frac{1}{1 + \cos^2\beta A^2 \frac{1 - \lambda^2}{\tau(\lambda)}}$$

对于双涵道叶轮机械, 文献[5]中以一个风扇和高压压气机组成的压缩系统为例进行了应用流线曲率法求解的探索, 在分别给定内、外涵的流量和分流板前分界流线的初始位置条件下, 给出了求解方法: 先计算风扇部分, 得到流线的新的流线的偏移量, 然后再求解内涵其他部分和外涵的其他部分, 最终得到整个流道的解. 上述方法逻辑复杂, 不利于编程计算, 因此本文进行了改进, 求解过程如下: 给定条件与文献[5]相同, 在求解时, 先求解内涵, 然后是外涵, 内外涵都求解完毕才算完成了一次迭代求解, 进而判定是否收敛, 收敛标准为两次迭代的最大流线位置相对偏差小于给定的

误差值. 如果不收敛, 则必须对分界流线进行调整, 调整的公式为

$$\delta q_j = \alpha_j \frac{\lambda_{j,im,1} - \lambda_{j,1,2}}{\lambda_{j,im,1} + \lambda_{j,1,2}} \left[\frac{l_j}{\Delta m} \right]^2 \frac{1}{\frac{1}{N-1} + 1} \quad (11)$$

式中下标 j 代表分流隔板前的计算站标号; α 为松弛因子; $\lambda_{j,im,1}$ 为内涵最外侧流线的速度系数; $\lambda_{j,1,2}$ 为外涵最内侧流线的速度系数; l_j 为内外涵的计算站长度之和; N 为内外涵总的流线条数; Δm 为该计算站处相邻计算站之间的平均子午间隔; δq_j 为分界流线调整的距离;

2 算例与分析

为了验证该方法的可行性, 对某现有涡扇发动机的压缩系统进行反设计. 压缩系统的构成如图 4 所示, 其中, 风扇叶片排包括风扇转子(R1)和两排静子(S11, S12), 外涵风扇后有一排支板(V1), 内涵风扇后的叶片排包括支板(V2)、斜流压气机(Diagonal impeller)以及后面的叶片扩压器(Diffuser 1)和轴向扩压器(Diffuser 2), 风扇部分内外涵的分界线为分界流线. 初始的计算网格如图 5 所示.

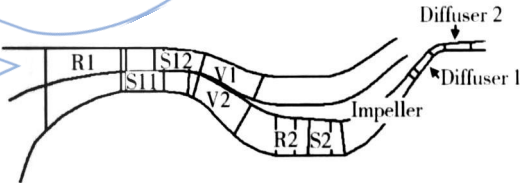


图 4 流道

Fig. 4 Flow passage

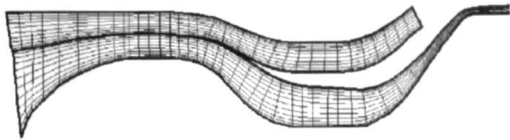


图 5 初始计算网格

Fig. 5 Initial streamlines and computational stations

在反设计过程中, 风扇级的设计参数根据其已知特性, 以压比、效率径向分布的形式给出, 而其余各叶片排的设计参数则根据一维计算结果, 按照径向均匀分布给定.

该算例在 P4 CPU 2.93 GHz, 512 M 内存的 PC 上进行计算, 大约需要 6 s, 可见收敛极快, 充分验证了本方法的收敛性. 计算后收敛的流线见图 6. 如果某个涵道的流量给的太大或者太小, 换句话说, 如果涵道比不正确, 那么分流机匣前缘的

流线就不平滑, 将会折向内涵或者外涵, 这时就必须调整内涵和外涵的流量, 直至分界流线光滑. 因此, 在计算双涵道以前, 先独立的研究一下内涵和外涵的流动是有益的.

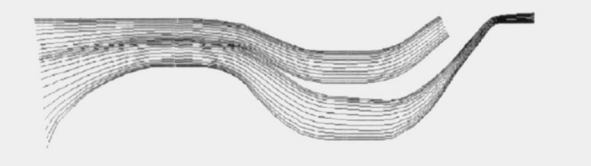


图 6 收敛后的流线

Fig. 6 Convergent streamlines

图 7 给出了总压比沿流线的分布. 图 8 则是风扇级各叶片排出口气流角的计算值与原设计值的对比, 可见计算值与原设计值吻合很好, 存在的差异可以归咎于在反设计计算中并未考虑叶片厚度的影响, 这需要在完成叶片造型之后作进一步的调整.

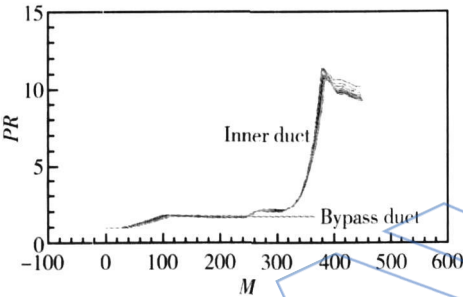


图 7 总压比沿流线的分布

Fig. 7 Total pressure ratio distribution along streamlines

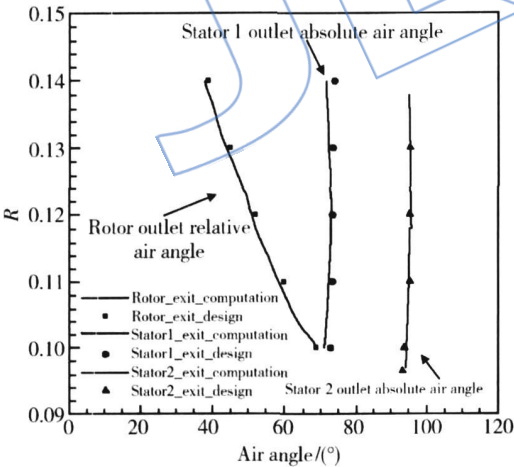


图 8 计算气流角和设计气流角的比较

Fig. 8 Comparison between computational and design flow angles

通过该算例, 充分验证了所发展方法的收敛性、稳定性和精度.

3 结 论

1) 本文基于轴对称的 Euler 方程, 发展了一

套考虑叶片力的通流计算方法, 并对曲率的求解、叶片力的处理、流量积分以及流线位置松弛因子等方面进行了改进, 提高了计算的稳定性、收敛性和精度.

2) 本文发展了一种双涵道压缩系统计算方法, 该方法简单易行, 且不需要对原先的代码作太多改动, 稳定性高. 并以一个双涵道压缩系统的反设计为例, 验证了该方法的可行性.

3) 该方法能同时求解内涵和外涵的子午流场, 进一步探索该方法对于改善风扇和高压压气机的匹配以及进行风扇/ 高压压气机一体化设计的应用是有意义的.

参考文献:

[1] Wu C H. A general through flow theory of three dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed flow types[R]. NACA-TN-2604, 1952.

[2] Marsh H. A digital computer program for the through flow fluid mechanics in an arbitrary turbomachines, using a matrix method[R]. ARC R&M. No. 3509, 1968.

[3] Novak R A, Hearsay R M. A nearly three dimensional irrotational blade computing system for turbomachinery[J]. Journal of Fluids Engineering, 1977, 99: 154-166.

[4] Jennions I K, Stow P. A quasi three dimensional turbomachinery blade design system: Part I - Through flow analysis[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107: 301-307.

[5] Novak R A. Streamline curvature computing procedures for fluid flow problems[J]. Journal of Engineering for Power, 1967, 89: 478-490.

[6] Denton J D. Throughflow calculation for transonic axial flow turbines[J]. Journal of Engineering for Power, 1978, 100: 212-218.

[7] Wennerstrom A J. Design of highly loaded axial flow fans and compressors[M]. Concepts ETI Inc, USA, 2000.

[8] Cumpsty N A. Compressor aerodynamics[M]. England: Longman Scientific & Technical, 1989.

[9] Frost D H. A streamline curvature through flow computer program for analyzing the flow through axial flow turbomachines[R]. ARC R&M No. 3687, 1972.

[10] Hirsch C H, Wazee G. A finite element method for through flow calculation in turbomachines[J]. Journal of Fluids Engineering, 1976, 101: 141-148.

[11] Damle S V. Throughflow method for turbomachines using Euler solvers[R]. AIAA 96-0010, 1996.

[12] Horlock J H. On entropy production in adiabatic flow in turbomachines[J]. Journal of Basic Engineering, 1971, 93: 587-593.

[13] Wilkinson D H. Stability, convergence and accuracy of two dimensional streamline curvature methods using quasi orthogonals[J]. ImechE, 1969-70, 184.