

文章编号:1000-8055(2013)04-0903-08

燃气轮机压气机涡量动力学理论及分析方法

吴 宏, 蒋洪德

(清华大学 热能工程系, 北京 100084)

摘 要: 阐述了压气机涡量动力学理论及分析方法,建立了压气机总性能参数与两个重要的涡量参数(边界涡量流(BVF)和周向涡量)的直接数学物理关系,研究了基于 BVF 和周向涡量的分析优化方法. 将该方法应用于燃气轮机多级轴流压气机中进行涡量动力学分析,从涡量角度指出了改进的方向. 结果表明:周向涡量能反映近壁面的高损失区,使周向涡量峰值束缚在近壁区有利于降低端区损失,在通流设计中可通过优化环量分布控制周向涡量分布,算例中基于周向涡量优化可使跨声压气机转子效率提高 1.13%;边界涡量流 BVF 能反映旋涡的壁面根源,通过优化 BVF 的分布可控制涡量壁面根源,有利于抑制旋涡和流动分离,基于 BVF 优化可使转子效率提高 1.12%.

关 键 词: 压气机; 气动分析与优化; 涡量动力学; 边界涡量流; 周向涡量

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Theory and analysis method based on vorticity dynamics for gas turbine compressor

WU Hong, JIANG Hong-de

(Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: Vorticity dynamics theory and analysis method for compressor of gas turbine was described, and the mathematical and physical relations of total performance parameters and two important vorticity parameters was constructed based on vorticity dynamics theory. The analysis and optimization method based on boundary vorticity flux (BVF) and circumferential vorticity (CV) was researched. The multi-stage axial compressor of gas turbine was designed firstly and then analyzed using this theory and method, and the improving way for the designed compressor was found. It is demonstrated that CV can probe the high loss region near solid boundary, and the loss will be controlled if CV peaks can be restricted in the region near solid boundary. The swirl distribution can be optimized to control CV distribution, and in the optimization of the transonic compressor rotor based on CV the peak efficiency is improved by 1.13%. On the other hand, it is shown that BVF can reflect the vorticity source on solid boundary, and the vorticity and flow separation are suppressed through controlling BVF, and the rotor peak efficiency can be increased by 1.12% in the optimization based on BVF.

Key words: compressor; aerodynamic analysis and optimization; vorticity dynamics; boundary vorticity flux; circumferential vorticity

收稿日期:2012-04-27

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130417.1353.201304.903_026.html

作者简介:吴宏(1982—),男,江西进贤人,博士后,主要从事压气机气动设计、涡量动力学分析与优化研究.

轴流压气机内部流场具有各种复杂旋涡,分析压气机内部涡量场、控制涡量分布对压气机设计优化具有指导意义。

从涡量动力学角度分析压气机流场是一种新的视角。涡量动力学理论最早发展于外流。吴镇远教授提出的涡量矩理论从涡量角度阐述了流体内部物体所受的力和力矩分别可表达为涡量的1阶矩和2阶矩的积分形式^[1-3],涡量即是升力的来源,又是阻力的来源,通过发挥有利的涡,抑制有害的涡,可以改善物体所受的力和力矩。涡量的根源主要在壁面。吴介之教授进一步将视角聚焦于壁面,采用了反映涡量壁面根源的边界涡量流(boundary vorticity flux, BVF),建立了力、力矩与BVF的关系,提出了边界涡量动力学理论,证明物体所受的力和力矩与涡量的壁面根源BVF密切相关,BVF的分布对力和力矩有直接影响^[4-7]。

作为封闭空间内高速旋转的叶轮机械,燃气轮机轴流压气机具有其特殊性,李秋实、郭明等结合压气机的特点将外流的边界涡量动力学理论引入到内流压气机中^[8-10],运用边界涡量流诊断叶片上的涡量壁面根源,还发现周向涡量是影响总压流(总压和轴向速度乘积)的重要参数,对亚声速和跨声速压气机进行了涡量动力学分析。

本文进一步系统地阐述了压气机涡量动力学理论与分析方法^[11-14],分析了压气机总性能参数与涡量参数的数学物理关系,对两个重要的涡量参数边界涡量流和周向涡量(circumferential vorticity, CV)的物理意义和分析方法进行了描述,并介绍了该理论与两个参数在压气机的通流设计及3-D优化设计中的应用。然后,将该理论与方法应用于重型燃气轮机多级轴流压气机中进行涡量动力学分析,从涡量角度提出了改进的方向。

1 轴流压气机涡量动力学理论

压气机涡量动力学理论主要是指建立压气机总性能参数(如流量、压比、效率等)与涡量参数(边界涡量流和周向涡量)的直接数学物理关系,将总性能参数表达为涡量参数的空间矩的积分形式,涡量参数分布的情况直接影响到总性能参数,通过分析涡量参数的分布指出改进方向,为改进设计提供指导。

在推导总性能参数与涡量参数数学物理关系中,运用了一种数学方法即导数矩变换方法,该方法基于式(1)的分部积分原理,可以将某物理量的积分形式表达为该物理量空间梯度的矩的积分形

式。压气机总性能参数如流量、压比等一般都是以压力、速度等量的积分形式表达的,通过导数矩变换后,可以转换为压力、速度的空间梯度的矩的积分形式,压力、速度的梯度在数学上更高一阶,与涡量直接关联,可以反映激波、旋涡等更为细节的流动特征,通过该数学变换总性能参数可以表达为涡量参数的空间积分形式。

$$\int_a^b f(x) dx = bf(b) - af(a) - \int_a^b xf'(x) dx \quad (1)$$

压气机涡量动力学理论主要内涵包括以下几方面:

1) 建立压气机流量与周向涡量的直接数学物理关系,周向涡量分布形态直接影响压气机通流能力。

对于轴流压气机出口接近平直的情况,在黏性情况下,由式(1)可推导出流量可表达为^[11]

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \int_w \rho V_z dS = \int_w 2\pi r \rho V_z dr = \\ &\pi \rho V_z r^2 \Big|_{\text{hub}}^{\text{tip}} + \frac{1}{2} \int_w \rho r \omega_\theta dS = \\ &\frac{1}{2} \int_w \rho r \omega_\theta dS \end{aligned} \quad (2)$$

推导过程中利用了 $\omega_\theta = \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} = -\frac{\partial V_z}{\partial r}$, 以及黏性条件下的无滑移条件,轮毂机匣处速度为零, $V_{z,\text{tip}} = V_{z,\text{hub}} = 0$, 所以 $\pi \rho V_z r^2 \Big|_{\text{hub}}^{\text{tip}} = 0$ 。上式中 $\dot{m}$ 为流量, ρ 为密度, r 为径向坐标, ω_θ 为周向涡量, 下标 w 代表轴向横截面, S 为轴向横截面面积, hub 代表轮毂, tip 代表机匣。

以图1环管流动为例说明周向涡量分布对流量的影响,环管流动可分为主流区和边界层区,外流道边界层产生正的周向涡量,内外道边界层产生负的周向涡量,由式(2)可知在数学上正周向涡量的空间矩对流量产生正贡献,负周向涡量的空间矩产生负贡献,因此若想提高通流能力,减小堵塞,需让正周向涡量占据更大的径向位置,产生更



图1 环管流动中周向涡量分布

Fig. 1 Circumferential vorticity distribution in tube flow

大的空间矩,让负周向涡量占据更小的径向位置,产生更小的空间矩,此时在物理上意味着边界层厚度减薄,堵塞减小,自然提高了通流能力,数学上与物理上是相统一的.因此在设计压气机时,为保证高的通流能力,应尽量将正负周向涡量束缚在近壁区内,减少堵塞,不向主流区扩散.

2) 建立压气机压比与周向涡量的直接数学物理关系,周向涡量分布形态直接影响压气机的压比.

对于轴流压气机一般用出口和进口的流量平均的总压比值作为压比,即

$$\pi_k^* = \frac{p_2^*}{p_1^*} = \frac{\frac{1}{\dot{m}_2} \int_{\omega_2} \rho V_z p^* dS}{\frac{1}{\dot{m}_1} \int_{\omega_1} \rho V_z p^* dS} = \frac{\int_{\omega_2} \rho p^* V_z dS}{\int_{\omega_1} \rho p^* V_z dS} \quad (3)$$

其中 π_k^* 为压比, p^* 为总压, V_z 为轴向速度,下标 ω 代表轴向横截面, ω 下标 1 和 2 分别代表进出口截面. 经过导数矩变换推导和量阶分析后^[11],在进口参数确定的情况下可以得出

$$\pi_k^* = \frac{\int_{\omega_2} \rho p^* V_z dS}{\int_{\omega_1} \rho p^* V_z dS} = \frac{\int_{\omega_2} r \rho p^* \omega_\theta dS}{k} \quad (4)$$

在一定的进口参数情况下, k 为常数,式(4)表明压比与出口尾流截面周向涡量分布直接相关,与流量与周向涡量关系式(2)类似,式(4)说明若将正负周向涡量束缚在近壁区,不向主流区扩散,则堵塞和损失越小,有利于提高压比.

3) 建立压气机加功量与边界涡量流的数学物理关系,边界涡量流分布直接影响压气机的加功量.

边界涡量流 BVF 是边界涡量动力学理论的核心物理量,最早由 Lighthill 于 1963 年提出^[15],类似于热流密度的定义, BVF 定义为单位时间内单位面积上由壁面向流场扩散的涡量,为壁面上涡量的法向梯度与运动黏度的乘积,反映了涡量由壁面向流场内部扩散的快慢.通过动量方程推导,在高雷诺数下, BVF 又可表达为压力梯度的形式.

$$\sigma_p = \nu \frac{\partial \omega}{\partial n} = \frac{1}{\rho} (n \times \nabla p) \quad (5)$$

式中 σ_p 为边界涡量流 BVF, ν 为运动黏度, ω 为涡量, n 为叶片表面流体外法向量.

叶片所受力矩可表达为表面压力和黏性摩擦

力的矩的面积分,在高雷诺数 $Re \gg 1$ 下(如本文压气机算例 Re 为 2×10^6 情况下),黏性摩擦力的作用可以忽略,参考文献[11]中对此进行了量阶分析和说明,因此叶片力矩可主要表达为压力的矩的积分形式,根据导数矩变换可转化为 BVF 的积分形式,如式(6)、式(7)所示.因此加功量可以表达为轴向边界涡量流 BVF 的积分形式,从式(8)可分析出:正的轴向 BVF 峰值将对加功量不利.

$$M = \int_{\partial B} \mathbf{r} \times p \mathbf{n} dS =$$

$$\frac{1}{2} \int_{\partial B} r^2 \mathbf{n} \times \nabla p dS - \frac{1}{2} \oint_C r^2 p dx = \frac{1}{2} \int_{\partial B} \rho r^2 \sigma_p dS - \frac{1}{2} \oint_C r^2 p dx \quad (6)$$

$$M_z = \frac{1}{2} \int_{\partial B} \rho r^2 \sigma_{pz} dS - \frac{1}{2} \oint_C r^2 p dz \quad (7)$$

$$L_u = -\Omega M_z =$$

$$\Omega \left(-\frac{1}{2} \int_{\partial B} \rho r^2 \sigma_{pz} dS + \frac{1}{2} \oint_C p r^2 dz \right) \quad (8)$$

$$\sigma_{pz} = \frac{1}{\rho} (n \times \nabla p)_z = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial \theta} n_r - \frac{\partial p}{\partial r} n_\theta \right) \quad (9)$$

其中 L_u 为加功量, Ω 为旋转角速度, M 为力矩, σ_{pz} 为轴向 BVF, 主要与径向和周向压力梯度相关,是通道涡、径向潜流等二次流的主因.上述式中下标 z 表示轴向,积分号 ∂B 指叶片表面,积分号下标 C 指叶片表面边界曲线.

4) 建立压气机效率与边界涡量流 BVF 与周向涡量 CV 的数学物理关系,边界涡量流 BVF 和周向涡量 CV 分布直接影响到压气机的效率.

压气机效率可以表达为压比与加功量的形式,根据压比和周向涡量关系以及加功量与 BVF 的关系,效率可以表达为周向涡量和 BVF 的形式,与这两个重要涡量参数直接相关,如式(10)所示.式中 L_{ad}^* 为等熵压缩功, γ 为比热比, T_1^* 为进口总温.

$$\eta = \frac{L_{ad}^*}{L_u} = \frac{\frac{\gamma}{\gamma-1} R T_1^* \left[\left(\frac{1}{k} \int_{\omega_2} r \rho p^* \omega_\theta dS \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{\Omega \left(-\frac{1}{2} \int_{\partial B} \rho r^2 \sigma_{pz} dS + \frac{1}{2} \oint_C p r^2 dz \right)} \quad (10)$$

2 周向涡量与边界涡量流分析优化方法

压气机总性能参数与边界涡量流 BVF、周向涡量这两个重要的涡量参数直接相关,因此压气机涡量动力学分析主要利用这两个参数进行诊断

分析. 边界涡量流分布直接影响到动叶的加功量以及静叶的轴向力矩, 其又反映了涡量的壁面根源, 对于叶片表面主要观察边界涡量流 BVF 分布. 周向涡量直接影响到流量和压比, 通过观察子午面和尾流 S_3 截面的近壁区周向涡量分布, 分析堵塞和损失较大的区域.

根据两个参数的诊断分析结果, 为气动优化提供方向性的指导, 从改善两个参数分布的角度进行气动优化, 提高压气机涡量场品质, 提升压气机性能.

2.1 跨声速压气机周向涡量分析及优化

通过周向涡量分析能清晰地反映角区、近壁区等高损失区的堵塞、损失情况. 以跨声速压气机动叶为对象进行了周向涡量分析与优化. 如图 2 (a) 子午面周向涡量分布所示, 原型在叶尖区域出现了较强和较大范围的周向涡量正峰值, 图 3(a) 所示尾流截面叶尖吸力面和机匣角区存在周向涡量正峰值堆积, 这是压气机的高损失区, 主要是由叶尖截面流动分离、叶尖泄漏涡以及机匣附面层等多种旋涡综合的结果, 周向涡量诊断能清晰地反映高损失区. 另外, 在轮毂和压力面近壁区出现了小范围的周向涡量负峰值, 但相对吸力面和机匣区域, 范围较小.

较优的周向涡量分布形式是: 正负峰值尽量束缚在近壁面区, 不向主流扩散, 避免产生较大的损失.

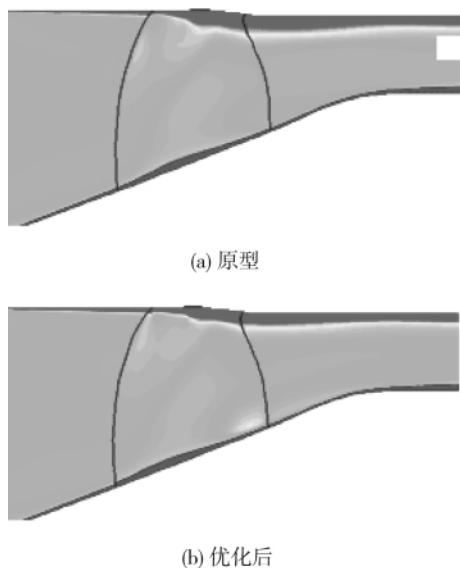


图 2 优化前后子午面周向涡量对比

Fig. 2 Comparison of circumferential vorticity distributions on meridional plane

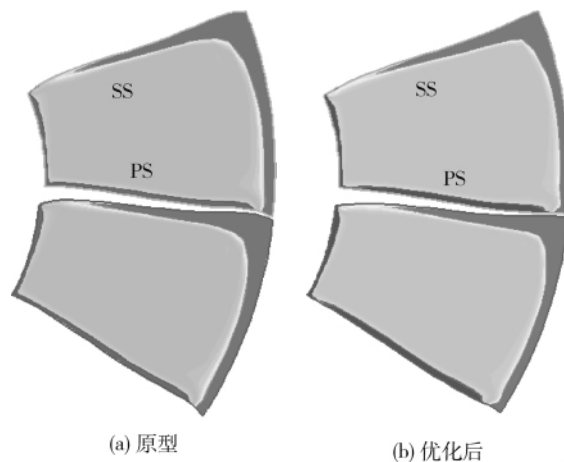


图 3 优化前后动叶出口周向涡量对比

Fig. 3 Comparison of CV distribution at rotor exit of original and optimized rotor

为了能在压气机初步设计阶段既考虑对周向涡量分布的控制, 将周向涡量应用于通流设计中优化环量分布. 由于通流设计以无黏假设为前提, 根据周向涡量较优分布规律, 为了能应用于通流设计, 直接进一步将“子午面的周向涡量为零”作为最优分布准则, 来推导环量最优分布迭代公式.

根据式(11)所示的叶轮机 Crocco 方程可推导压气机涡量与环量的关系

$$\omega \times V = -\nabla H + T\nabla s + F \quad (11)$$

上式 3 个分式写成涡量与环量的关系如下:

$$V_z \omega_\theta =$$

$$\frac{1}{2r^2} \frac{\partial(\Gamma^2)}{\partial r} - \frac{\partial H}{\partial r} + T \frac{\partial s}{\partial r} + F_r \quad (12)$$

$$V \cdot \nabla \Gamma = rF_\theta \quad (13)$$

$$V_r \omega_\theta =$$

$$\frac{1}{2r^2} \frac{\partial(\Gamma^2)}{\partial z} + \frac{\partial H}{\partial z} - T \frac{\partial s}{\partial z} - F_z \quad (14)$$

其中 $\Gamma = V_\theta r$ 是环量, H 为总焓, s 为熵, F 为体积力(包括叶片力和黏性体积力).

在通流设计阶段借助周向涡量对环量分布进行了优化, 根据“子午面周向涡量为 0”的最优分布准则, 令式(12)、式(14)左端为 0 可得出环量优化的迭代公式

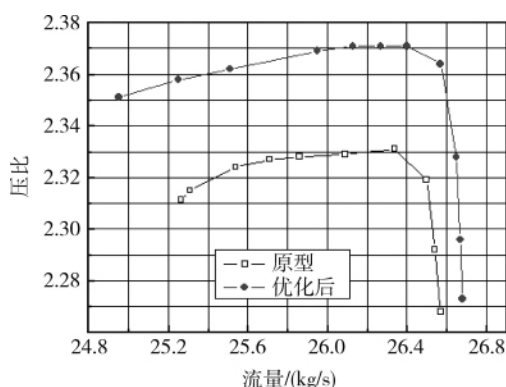
$$\frac{\partial(\Gamma^2)}{\partial r} = 2r^2 \left(\frac{\partial H}{\partial r} - T \frac{\partial s}{\partial r} - F_r \right) \quad (15)$$

$$\frac{\partial(\Gamma^2)}{\partial z} = 2r^2 \left(-\frac{\partial H}{\partial z} + T \frac{\partial s}{\partial z} + F_z \right) \quad (16)$$

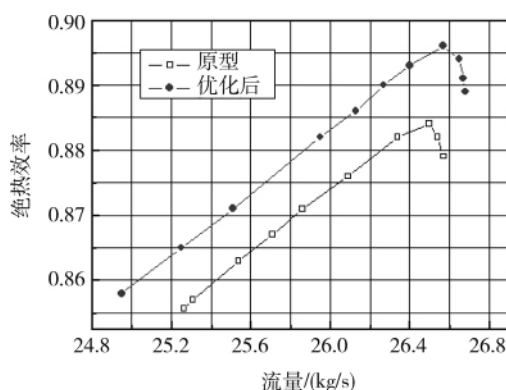
在通流设计中, 在初始环量分布的基础上, 按照环量的轴向和径向梯度对环量分布进行不断的更新优化, 可得到优化的环量分布.

为了验证用该方法优化环量分布的趋势的正确性,在通流优化和叶片造型后通过 3-D CFD 分析与原型进行对比。

如图 2 所示为 3-D CFD 分析的优化前后周向涡量分布对比,优化后叶尖区周向涡量正峰值范围缩小,更贴近于机匣,向主流区的扩散得到抑制,图 3 所示机匣吸力面角区的高损失区范围也相应缩小,损失减小(图中 SS 表示吸力面,PS 表示压力面)。由于优化后周向涡量分布更优,端区损失更小,压比、效率都相应有所提高(图 4 所示),峰值效率提高了 31.13%。从而验证了通流设计中基于周向涡量优化环量分布的可行性,该方法可以提前在通流设计阶段既考虑到对周向涡量分布的控制。



(a) 压比流量特性对比



(b) 效率流量特性对比

图 4 周向涡量优化前后动叶特性对比

Fig. 4 Performance comparison of original and optimized rotor

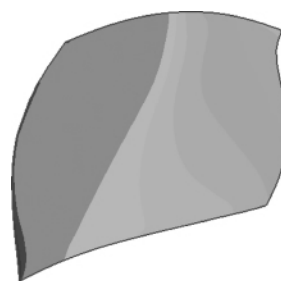
对于亚声速压气机,周向涡量诊断分析同样能反映端区堵塞和损失程度^[8-9],这种优化方法同样适用。

2.2 跨声速压气机 BVF 分析及优化

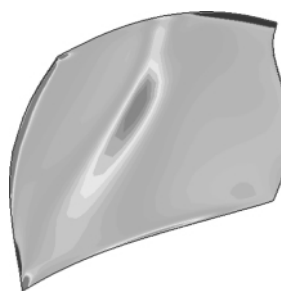
观察 BVF 分布能揭示涡量产生的壁面根源,

借助 BVF 分析进行优化可以直接控制涡量的壁面根源,改善压气机内部旋涡流动,提高压气机性能。

以一台单级跨声速压气机动叶为例研究了叶片表面的 BVF 分布特点并解释物理机制。该单级跨声速压气机压比为 2.2,叶尖相对马赫数达到 1.6。如图 5 所示,比较动叶吸力面静压和 BVF 分布可以看出,静压分布变化比较平缓,从前缘至尾缘压力逐渐升高,观察静压分布难以发现设计问题和改进方向。而观察轴向 BVF 分布却能明显发现在叶片中间区域存在一个正峰值带,从式(8)可知,正的轴向 BVF 对加功量是不利的,此正峰值带为强激波在叶片表面上的反映,激波会引起较大的压力梯度,激波与附面层干扰引起流动紊乱和旋涡,BVF 正峰值捕捉到了激波后旋涡产生的壁面根源,因此优化时应削弱该轴向 BVF 正峰值。BVF 较优分布准则是:削弱由强压力梯度引起的 BVF 正峰值。



(a) 静压分布



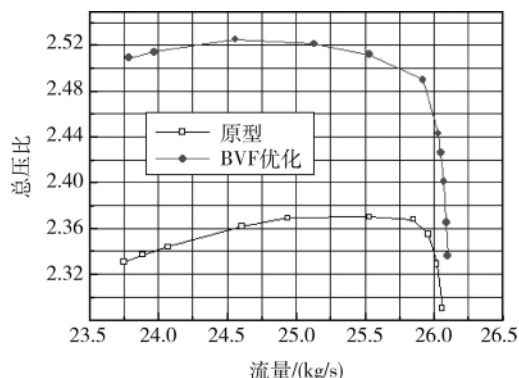
(b) 轴向 BVF 分布

图 5 压气机动叶吸力面静压和 BVF 分布对比

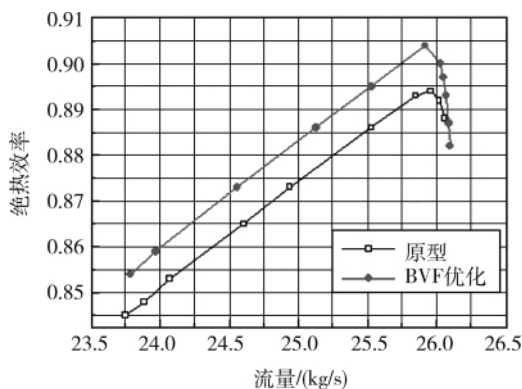
Fig. 5 Comparison of static pressure and BVF distribution on transonic rotor suction surface

针对该动叶进行了气动优化,以降低 BVF 正峰值为目标,目标函数为式(8)中轴向 BVF 积分项,求其最小化,结合梯度方法的优化算法,优化各截面叶型中弧线,希望通过降低 BVF 正峰值提高加功量,并保持效率不降低。

图6为优化前后的动叶特性对比,优化后压力、效率都有所提高,在峰值效率点,压比提高了5.73%,峰值效率从89.4%提高到90.4%。效率提高的原因是原轴向BVF正值峰带被削弱了(图7),激波强度减弱,图8叶尖相对马赫数分布也显示激波强度被减弱,因此激波与附面层干扰引起的损失减小,使压比、效率提高。该优化算例说明,通过控制叶片表面BVF分布对提高压气机性能



(a) 压比流量特性对比



(b) 效率流量特性对比

图6 优化前后压气机动叶特性对比

Fig. 6 Performance comparison of optimized and original rotors

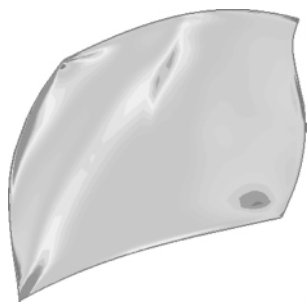
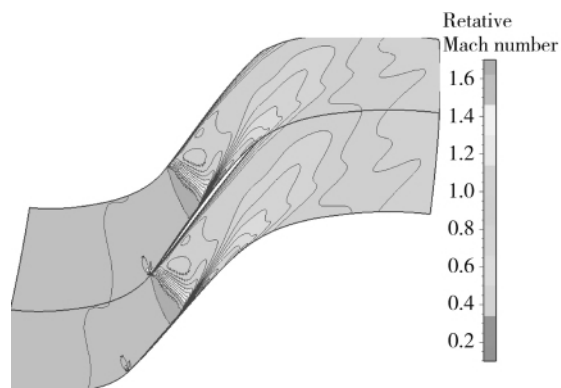
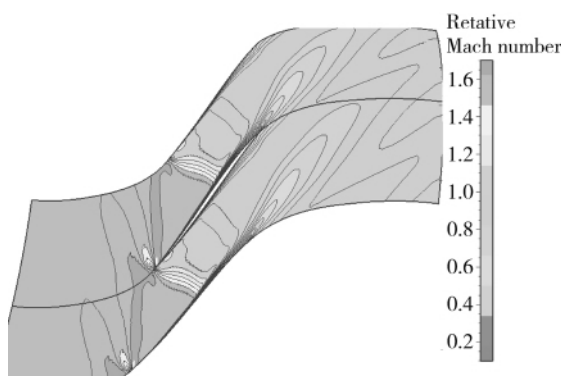


图7 优化后动叶吸力面轴向BVF分布

Fig. 7 Axial BVF distribution on suction surface of optimized rotor



(a) 原型



(b) 优化后

图8 90%叶高相对马赫数对比

Fig. 8 Comparison of relative Ma distribution

十分有效。对于亚声速压气机^[8-9],BVF分布同样能反映压力梯度过大、产生旋涡过强的壁面根源,可以帮助设计者对压气机关键区域有针对性地进行优化。BVF分析优化方法可用于二维叶型优化和三维优化设计阶段。

3 重型燃气轮机压气机设计与涡量动力学分析

首先进行了F级重型燃机的压气机的气动设计,包括一维设计(流道设计和功分配)、S2通流设计与叶片造型,然后对设计的整台压气机进行了三维CFD数值模拟,图9为叶片几何及3-D计算网格。数值模拟结果表明:设计点性能达到了设计指标。流场流动状态比较合理(图10),在流道优化、第1级动叶激波结构和中间级动静匹配等方面还有进一步改进的空间。

运用压气机涡量动力学分析方法对流场进行分析,以指出改进方向进一步提高性能。

首先对动静叶进行轴向BVF诊断分析。从图11和图12可以看出,轴向BVF峰值一般出现在叶根、叶尖和前尾缘区域,这些区域的局部压力梯

度比较大,根尖部是二次流产生和堆积的主要区域。

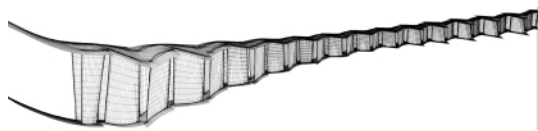


图9 重型燃气轮机多级轴流压气机

Fig. 9 Multi-stage axial compressor of heavy-duty gas turbine



图10 90%叶高相对马赫数分布

Fig. 10 Relative Mach number at 90% span

轴向 BVF 是流场流向涡量的壁面根源,根据 BVF 在三维情况下的定义(见式(9)),轴向 BVF 与压力的径向梯度和周向梯度相关,在有径向和周向压力梯度情况下,通道涡和叶尖泄漏涡等二次流容易产生,它们主要以流向涡量的形式存在。

图 11 中给出了部分级动叶的轴向 BVF 分布。第 1 级动叶 R1 在叶根至 70% 叶高出现了轴向 BVF 正峰值,说明该区域径向和周向压力梯度较大,径向和周向压力梯度易产生通道涡等二次流;对于 R5,在叶根和叶尖都出现了轴向 BVF 正峰值,叶根的正峰值是通道涡的来源,叶尖的正峰值是叶尖泄漏涡的来源;对于 R9 叶根的正峰值范围较小,叶尖的正峰值范围较大。由式(8)可知,这些轴向 BVF 正峰值对加功都是不利的,是通道涡、叶尖泄漏涡等二次流损失的来源,因此应重点优化这些区域,尽量削弱这些区域的轴向 BVF 正峰值。

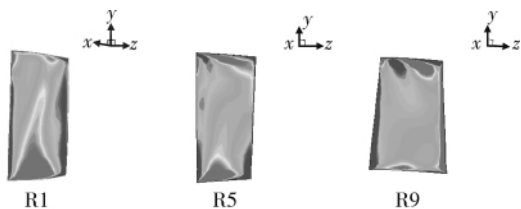


图11 动叶吸力面轴向 BVF 分布

Fig. 11 Axial BVF on suction side of rotor blade

图 12 显示静叶叶尖出现了轴向 BVF 正峰值,其是通道涡的主要来源,应重点优化这些叶高区域的流动,减弱该叶高区域的负荷和压力梯度。

观察子午面(图 13)和部分级出口截面(图

14)周向涡量分布可以发现,内外流道近壁区都出现了周向涡量峰值,从前往后逐渐加强,特别是在叶尖区域周向涡量正峰值范围较大,这是叶尖泄漏涡、叶尖区域叶片表面和外流道附面层堆积综合作用的结果。因此,为了减小叶尖区损失,可以适当减小叶尖区负荷,优化负荷的展向分布,或者采用弯或端弯叶片等技术控制端区损失。

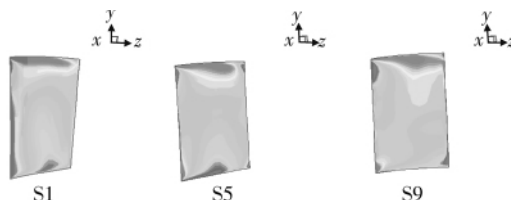


图12 静叶吸力面轴向 BVF 分布

Fig. 12 Axial BVF on suction side of stator blade



图13 子午面周向涡量分布

Fig. 13 CV distribution on meridional plane

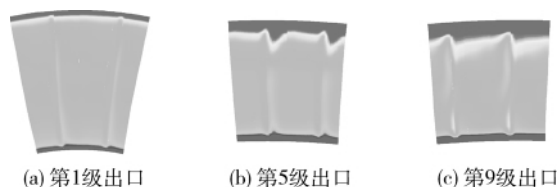


图14 各级出口截面周向涡量分布

Fig. 14 CV distribution at exit section of several stages

以上通过涡量动力学分析发现的问题和改进方向,可采用基于 BVF 和周向涡量的优化方法,在以后的改进设计中进行优化。

4 结 论

本文阐述了压气机涡量动力学理论与分析方法,建立了压气机总性能参数与两个重要的涡量参数(边界涡量流 BVF 和周向涡量)的数学物理关系,并将 BVF 和周向涡量应用于压气机的涡量动力学分析以及气动优化。主要得到以下结论:

1) 压气机总性能参数流量、压比、效率等可以表达为 BVF 和周向涡量的积分形式,BVF 和周向涡量对总性能参数有直接影响。

2) 周向涡量能反映近壁面高损失区,周向涡

量正负峰值应尽量束缚在近壁区,避免向主流扩散,引起较大的损失,在通流设计中可基于周向涡量最优准则对环量分布进行优化,通过改善周向涡量分布提高压气机性能,本文中基于周向涡量优化可使跨声压气机转子峰值效率提高 1.13%.

3) 通过 BVF 分析可揭示旋涡的壁面根源,轴向 BVF 正峰值对加功不利,是通道涡、叶尖泄漏涡等流向涡的来源,应尽量削弱轴向 BVF 正峰值;基于 BVF 的气动优化可通过改善旋涡壁面根源,提高压气机性能,本文中基于边界涡量流 BVF 优化可使跨声压气机转子峰值效率提高 1.12%.

4) 通过对设计的多级轴流压气机进行涡量动力学分析,指出了叶片表面涡量流较大的区域,发现压气机叶尖区域损失较大,可适当减小尖区负荷,优化负荷展向分布,或采用弯或端弯控制端区损失,为下一步的优化设计指出了改进方向.

参考文献:

- [1] Wu J C. A Theory for aerodynamic forces and moments [R]. ONR Contract n0014-75-C-249, 1978.
- [2] Wu J C. Theory for aerodynamic force and moment in viscous flows[J]. AIAA Journal, 1981, 19(4): 432-441.
- [3] Wu J C. Elements of vorticity aerodynamics[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2005.
- [4] Wu J Z, Wu J M. Vorticity dynamics on boundaries[J]. Advances in Applied Mechanics, 1996, 32: 119-275.
- [5] Wu J Z, Wu J M. Boundary vorticity dynamic since lighthill's 1963 article[J]. Theoretical & Computational Fluid Dynamics, 1998, 10: 459-474.
- [6] Wu J Z, Ma H Y, Zhou M D. Vorticity and vortex dynamics[M]. Berlin: Springer-Verlag, 2006.
- [7] Wu J Z, Roach R L, Lo C F, et al. Aerodynamic diagnostic and design based on boundary vorticity dynamics [R]. AIAA-99-3103, 1999.
- [8] 李秋实. 基于涡动力学的叶轮机诊断与设计方法初探 [R]. 北京: 北京航空航天大学博士后研究报告, 2002.
- [9] 李秋实, 郭明. 基于局部动力学的一个低速压气机诊断与设计[J]. 自然科学进展, 2005, 15(2): 221-228.
LI Qiushi, GUO Ming. Diagnostic and design approach of axial compressor based on local dynamics[J]. Progress in Natural Science, 2005, 15(2): 221-228. (in Chinese)
- [10] GUO Ming, LI Qiushi, HOU Anping, et al. A diagnostic and design approach of axial compressor based on local dynamics[R]. ASME Paper GT-2006-91116, 2006.
- [11] 吴宏. 高负荷风扇/压气机涡量动力学设计方法及应用研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2009.
WU Hong. Design method for highly loaded fan/compressor based on vorticity dynamics[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009. (in Chinese)
- [12] 吴宏, 李秋实, 郭明, 等. 跨声风扇转子的 BVF 气动优化方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2007, 33(1): 14-17.
WU Hong, LI Qiushi, GUO Ming, et al. Aerodynamic optimization method of transonic fan rotor based on BVF[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007, 33(1): 14-17. (in Chinese)
- [13] WU Hong, LI Qiushi, ZHOU Sheng, et al. Vorticity diagnosis in design of highly loaded fan rotor [R]. ISJPPE-2006-5003, 2006.
- [14] LI Qiushi, WU Hong, GUO Ming, et al. Vorticity dynamics in axial compressor flow diagnosis and design: Part II methodology and application of boundary vorticity flux [J]. Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(1): 011102. 1-011102. 12.
- [15] Lighthill M J. Introduction; boundary layer theory, in laminar boundary layer[M]. Oxford: Oxford University Press, 1963: 46-113.