

高压比离心压气机二次流旋涡结构研究^{*}

康 达¹, 钟兢军², 徐 毅³, 刘志杰³

(1. 大连派思燃气系统股份有限公司, 辽宁 大连 116600;

2. 上海海事大学 商船学院, 上海 201306;

3. 大连派思透平动力科技有限公司, 辽宁 大连 116600)

摘 要: 为揭示高压比离心压气机的流动特性, 采用数值方法对高压比离心压气机的旋涡结构和流动损失的产生及演变规律进行了研究。根据不同类型旋涡的具体特征, 给出了分别适用于受迫涡和自由涡的二次流识别方法, 包括截面旋线法和拟定主流的截面流线法。应用给出的二次流识别方法并结合耗散函数, 探讨了压气机内旋涡的形成机理以及旋涡与损失的关联性。研究表明: 当涡量与截面法向量夹角的余弦值大于零时, 旋线方向与实际气流方向定性一致, 否则相反; 旋线显示的涡轴方向与截面法向量夹角大于 90° 时, 识别出的旋涡不存在; 刮削涡和泄漏涡既是低能流体的聚集区也是能量的耗散区, 是影响离心压气机损失产生及分布的关键因素; 诱导轮尾迹会抑制导风轮流道内叶表通道涡的形成。

关键词: 离心压气机; 二次流; 旋涡结构; 串列叶轮

中图分类号: TK471

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2019) 10-2243-09

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 180658

Study on Secondary Flow Vortex Structure in High Pressure Ratio Centrifugal Compressor

KANG Da¹, ZHONG Jing-jun², XU Yi³, LIU Zhi-jie³

(1. Dalian Energas Gas System Co., Ltd., Dalian 116600, China;

2. Merchant Marine College, Shanghai Maritime University, Shanghai 201306, China;

3. Dalian Energas Turbine Power Technology Co., Ltd., Dalian 116600, China)

Abstract: To reveal the flow characteristics in high pressure ratio centrifugal compressor, study on the occurrence and development of vortex structures and flow loss in a high pressure ratio centrifugal compressor are established by numerical simulation. Based on the specific features of forced vortex and free vortex, two methods for identifying secondary flow are presented, namely, sectional spin lines and sectional streamlines deviated from assumed primary flow. Combined application of dissipation function and the secondary flow recognition approaches, the formation mechanism of vortex and relation between vortex and loss are discussed. The results of the analysis show that when the cosine of the angle between vorticity and normal vector of the cross section is greater than zero, the direction of sectional spin lines qualitatively matches the actual flow, or the opposite. In case the angle between axis of vortex and normal vector of the cross section is greater than 90° , the vortex identified by sectional spin lines does not exist. Scraping vortex and leakage vortex are low energy fluid gathering areas, as well as zones of loss source. Scraping vortex and leakage vortex are the key factors that influence the generation and distribution of loss in centrifugal compressor. The wake of the inducer has inhibitory effects on rolling up of the blade surface

^{*} 收稿日期: 2018-10-19; 修订日期: 2018-12-10

通讯作者: 康 达, 博士, 工程师, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: kangda1213@163.com

引用格式: 康 达, 钟兢军, 徐 毅, 等. 高压比离心压气机二次流旋涡结构研究[J]. 推进技术, 2019, 40(10): 2243-2251. (KANG Da, ZHONG Jing-jun, XU Yi, et al. Study on Secondary Flow Vortex Structure in High Pressure Ratio Centrifugal Compressor[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(10): 2243-2251.)

vortices in exducer passage.

Key words: Centrifugal compressor; Secondary flow; Vortex structure; Tandem impeller

1 引言

由于具有结构简单紧凑、单级增压比高、稳定工作范围大等一系列优势,离心压气机在中、小和微型燃气轮机中得到了广泛应用。离心叶轮内流动在S1和S2两个截面方向上发生折转,同时由于离心力、粘性力及哥氏力的联合作用,离心压气机内会形成复杂的涡系结构。这些集中涡系以其高能和低压两个特征,对流场损失分布和压气机的稳定运行具有重要影响。研究表明^[1],由于效率低且工作范围有限,高压比离心压气机(总压比>5)的实际应用很少。究其原因,正是由于对高压比离心压气机内复杂涡系的认识不够深入,难以从问题的根源为流动分析和具体设计提供指导。因此,开展高压比离心压气机内二次流旋涡结构的深入研究,对于提升压气机的效率和稳定工作范围具有重要意义。

Eckardt^[2]对一半开式径向叶轮进行了试验测量,验证了射流尾迹结构,并提出叶轮流道内的二次流模型,分析指出,在二次流作用下低能流体被推移至吸力面和机匣的夹角区域,加剧了尾迹的发展。Kang等^[3-5]研究了多个低速和高亚声速离心叶轮的内部流动,总结出离心压气机的涡系结构,其中包括类似轴流压气机的通道涡(PVS和PVH),以及径流式叶轮特有的叶片表面通道涡(BVP和BVS)。陈乃兴等^[6]应用速度矢量、微团的面积和体积示踪、旋度和熵增等工具,研究了离心压气机内的二次流旋涡,给出了以马蹄涡和通道涡为主的二次流旋涡模型。孙志刚等^[7]总结出半开式叶轮的三维二次流模型,模型中包含四个二次流分支:压力面叶表二次流、吸力面叶表二次流、叶顶泄漏二次流以及叶顶通道二次流。分析表明,这些分支在流道中相互影响,二次流的变化是影响射流尾迹结构的关键性因素。洪树立等^[8]采用数值方法研究了离心压气机的流场特征,并基于机翼涡对的不稳定性理论及面涡模型建立了离心压气机的泄漏涡模型,分析指出,在近失速工况泄漏涡轨迹向额线偏转,其卷吸作用会使更多的低能流体汇入低速区,造成流道的堵塞。

总的来看,离心压气机内部旋涡结构的研究远远落后于轴流压气机,尚未形成一个业界公认的离心叶轮旋涡模型。对于高压比离心压气机不同特征涡系的二次流识别方法,以及旋涡对流场损失形成

与分布的影响这两个关键性问题,目前仍缺少深入细致的研究。本文针对离心压气机内旋涡的具体特征,给出两种二次流旋涡的识别方法。在此基础上,对一高压比离心压气机内部涡系的形成和发展机理进行了分析,构建出高压比离心压气机的旋涡模型,为压气机的性能优化和流动控制提供有益的参考。

2 二次流显示方法

叶轮机械中三元流动与人为假定主流的差别称为二次流^[9]。二次流是客观存在的流动,然而由于对主流的定义不是唯一的,不同主流定义方式下处理得到的二次流谱可能并不一致。如何合理地描述二次流动以反映叶轮机械内的主要流动特征,一直是研究者关注的重点。根据离心压气机内涡系的具体特征,本文采用截面旋线和拟定主流的截面流线两种方法对流道横截面二次流旋涡进行处理。

2.1 截面旋线

为利用截面流动信息准确描述旋涡结构,祝成民等^[10]给出了截面旋线法。定义截面旋矢量为

$$\mathbf{S} = (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{V}) \times \mathbf{n} \quad (1)$$

式中 $\boldsymbol{\omega}$ 为涡量, $\mathbf{V}$ 为速度, $\mathbf{n}$ 为截面法矢量。截面旋矢量的积分曲线即为截面旋线,利用截面旋线可反映出截面旋涡结构。截面旋线法能准确显示涡核位置,并且相比其他二维流动显示方法,截面旋线法的处理效果不依赖观察截面的方向。然而截面旋线显示的旋涡旋转方向与截面法矢量的选取有关,可能存在旋线旋转方向与实际旋涡相反的情况。此外,旋线只反映方向特征,其数值大小没有实际意义,由截面旋线处理得到的涡系结构极为丰富,因此需要判定旋涡的真实性。以上两点在文献[10]中没有给出解决方法,本文将给出具体的处理方法,以完善截面旋线理论。

图1给出旋矢量 $\mathbf{S}$ 的示意图,其中旋涡(Vortex)基于速度矢量即流线 L_v 识别。由于旋涡所在区域流体质点的涡量方向与涡轴方向大致相同,因而图1中取旋涡涡轴方向为涡量 $\boldsymbol{\omega}$ 方向。根据公式(1)和向量积运算原理可知 $\mathbf{S}$ 必与 $\boldsymbol{\omega}$ 和 $\mathbf{V}$ 在同一平面内。但是,由于旋涡旋转方向不同,旋矢量 $\mathbf{S}$ 存在两种情况。对于图1(a)的逆时针旋涡,旋矢量 $\mathbf{S}_1$ 与速度 $\mathbf{V}$ 在 $\boldsymbol{\omega}$ 同侧;对于图1(b)的顺时针旋涡,旋矢量 $\mathbf{S}_2$ 与速度 $\mathbf{V}$ 在 $\boldsymbol{\omega}$ 异侧。尽管存在两种旋矢量情况,但只有 $\mathbf{S}_1$ 的方向与 $\mathbf{V}$

的方向定性相同,即 $\omega \times S$ 与 $\omega \times V$ 方向相同时,才能确保旋线识别的流动方向与实际流动方向定性一致。

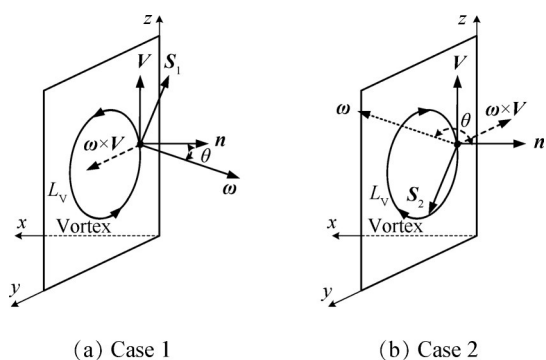


Fig. 1 Orientation of sectional spin vector

根据式(1)并结合二重向量积简化公式和分配律可得,

$$\begin{aligned}\omega \times S &= \omega \times [(\omega \times V) \times n] = \\ &= \omega \times [(\omega \cdot n)V - (V \cdot n)\omega] = \\ &= (\omega \cdot n)\omega \times V - (V \cdot n)\omega \times \omega = \\ &= (\omega \cdot n)\omega \times V\end{aligned}\quad (2)$$

由式(2)可知,只有满足 $\omega \cdot n > 0$ 的条件下,即

$$\cos\theta = \frac{\omega \cdot n}{|\omega||n|} > 0 \quad (3)$$

旋线方向与实际流动方向定性一致。式(3)中 θ 为 ω 与 n 的夹角。因此,基于由公式(1)和流场信息构建的截面旋线图,可进一步根据涡核位置 $\cos\theta$ 的正负情况判定流动的实际方向, θ 为锐角时,即 $\cos\theta > 0$,旋线方向与实际流动方向定性一致,否则相反。

为进一步分析旋线识别出的旋涡的真实性,图2给出截面旋线识别出的旋涡图谱。与图1不同的是,图2中的旋涡(Vortex)基于截面旋矢量 S 即旋线 L_s 得到,涡轴 ω' 方向是根据旋线显示得到,不代表实际涡轴方向。与图1一致,截面旋线显示出的旋涡旋向也存在顺时针和逆时针两种可能。对于图2(a)所示的逆时针旋涡,涡轴方向 ω' 与 n 的夹角 θ' 为锐角,此时旋线方向与实际流动方向定性一致。而对于图2(b)所示的顺时针旋涡,涡轴方向 ω' 与 n 的夹角 θ' 为钝角,在这种情况下,如果实际涡轴 ω 与 n 的夹角 n 为锐角,即 $\cos\theta > 0$,结合右手法则可知旋涡应为逆时针,则与图2(b)的顺时针旋涡相矛盾;如果实际涡轴 ω 与 n 的夹角 n 为钝角,即 $\cos\theta < 0$,此时,旋涡实际为顺时针但此时旋线的显示方向应与实际方向相反,即旋线应为逆时针,这仍与图2(b)的顺时针旋涡相矛盾。因此,本文认为截面旋线识别出的旋涡涡轴方向 ω' 与 n 的夹角为锐角时,对应的旋涡才有实际意义,而截面旋线识别出的旋涡涡轴方向 ω' 与 n 的

夹角为钝角时,对应的旋涡并不存在。

此外,截面旋矢量 $S = (\omega \times V) \times n$ 中包含涡量的概念,而涡量的存在表明流体将产生剪切与掺混损失,造成能量的亏损。所以,在实际处理截面旋线时配合马赫数、熵及总压损失等参数,重点识别低速高损失区域的涡系结构。

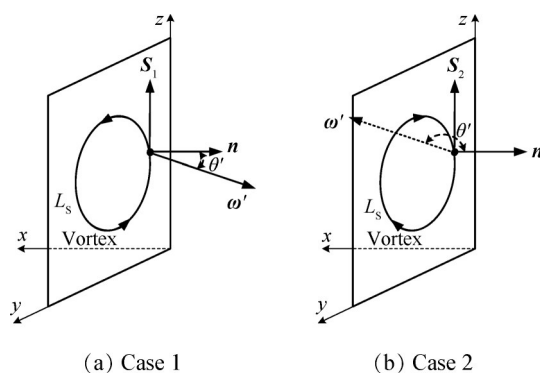


Fig. 2 Vortex identified by sectional spin lines

2.2 拟定主流的截面流线

截面旋矢量采用“当地涡量”作为主流方向,因此可以识别出局部的、兼具涡形态和涡量的受迫涡。对于流体质点无旋,只在整体形态上表现为旋涡结构的自由涡,截面旋线难以有效将其识别出来。而自由涡对叶轮机流道内的气流角分布具有重要作用,有必要对其进行研究。本文采用拟定主流的截面流线反映离心压气机内的自由涡结构,对应的二次流公式如下

$$V_s = (V_{\text{primary}} \times V) \times n \quad (4)$$

其中 V_{primary} 拟定的截面主流,本文采用截面质量流量平均速度矢量作为主流。 $V_{\text{primary}} \times V$ 提取的是当地速度垂直于主流 V_{primary} 的分量,截面法矢量 n 的作用是为了避免因截面选取不当造成的流谱歪曲。截面二次流 V_s 更关注旋涡的整体形态,对于旋涡是否具有涡量则不作要求。对比式(4)和式(1)可知,拟定主流的截面二次流与截面旋矢量相似,区别在于截面二次流的主流方向人为给定,而截面旋矢量的主流采用当地涡量。关于上文中旋涡旋向的判定同样适用于截面二次流,因此为方便后处理,应尽量保证截面法矢量 n 与主流 V_{primary} 的夹角为锐角。

3 计算结果及讨论

3.1 数值方法与确认

虽然计算流体力学技术已经较为成熟,但受到流动类型、湍流模型以及网格密度等因素的制约,当

前的任何一种数值方法仍不能在确保一定准确度的前提下,适用于全部的流动问题,因此有必要针对高压比离心压气机开展数值方法可靠性的确认研究。德国宇航局的 Krain 应用 CAD 方法^[11]设计了一个高压比半开式离心叶轮,本文利用 Krain 叶轮进行数值方法的确认。该叶轮几何数据参见文献[12],叶轮试验测量数据参见文献[13-14]。本文在原始叶轮几何数据的基础上,参照文献[15]的方法补全了叶轮数据。叶顶间隙则参考文献[16]给定,进口 0.8mm,出口 0.6mm。叶轮出口半径 219mm,无叶扩压器出口半径给定 390mm。

计算网格采用 O4H 型结构化网格,网格总数 85 万。湍流模型选取 SST,工质给定理想气体,进口给定总压、总温及气流方向(轴向进气),叶片表面及轮毂和机匣采用绝热无滑移条件,流道两侧采用周期边界,大流量工况出口给定平均静压,小流量工况出口给定流量。叶轮出口和扩压器进口的动静交界采用掺混平面法处理。图 3 给出了设计转速下 Krain 叶轮的 特性曲线,整体来看,虽然计算值略低于试验值,但数值结果的量值及分布趋势与试验结果吻合

良好,满足流动分析的要求,由此确认了本文数值方法的可靠性。

本文的研究对象为高压比串联式离心压气机,其扩压器采用高性能管式扩压器,压气机设计参数如表 1 所示。采用经过确认的数值方法对该串联式

Table 1 Basic parameters of centrifugal compressor

Parameters	Value
Design speed/(r/min)	17400
Number of inducer blades	16
Number of exducer blades	32
Number of pipe diffusers	24
Tip clearance/mm	0.5
Mass flow/(kg/s)	21.0
Total pressure ratio	6.3
Isentropic efficiency	0.78

离心压气机进行设计工况的数值模拟,计算网格如图 4 所示。具体的边界条件及湍流模型的设置与上文相同,不再赘述。

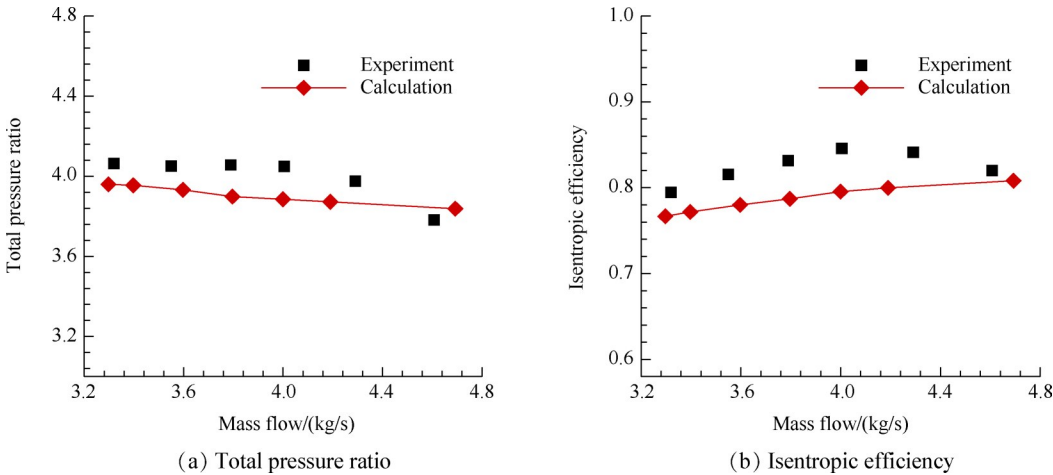


Fig. 3 Comparison of Krain impeller performance

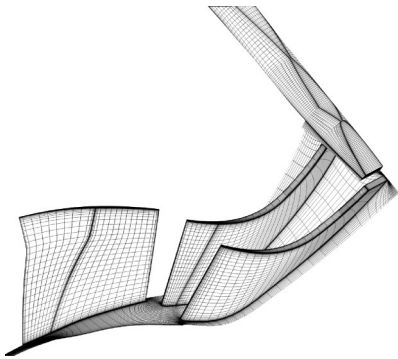


Fig. 4 Computational grid

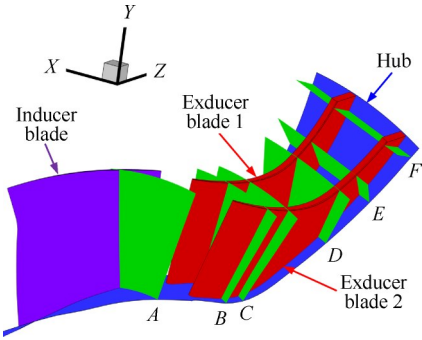


Fig. 5 Cross sections

3.2 后处理截面

图5为后处理截面位置示意图,截面A,B,C,D,E和F分别对应20%,35%,40%,60%,80%和95%流向位置,其中截面A位于诱导轮叶片所在流道,其余截面位于导风轮叶片所在流道。需要说明的是,本文逆流动方向观察后处理截面的二次流谱。

3.3 受迫涡

图6给出了设计工况下的截面旋线与相对马赫数云图,通过截面旋线识别出的旋涡包括诱导轮叶顶压力面附近的刮削涡(图6(a))和导风轮叶顶吸力面附近的泄漏涡(图6(c)~(d)),旋涡所在位置与局部的低马赫数区域重合。刮削涡的形成机理如下:叶片与机匣存在相对运动,靠近诱导轮叶顶压力面附近的机匣低能流体在叶片的刮削作用下从机匣分离,并沿叶片运动方向朝吸力面流动,低能流体经过一段距离后与反向的叶顶泄漏射流相遇,在叶顶泄漏射流的作用下低能流体折回诱导轮压力面从而卷绕形成刮削涡。刮削涡在截面A(图6(a))形成,并沿流向稳定发展进入导风轮流道。在截面C(图6(b))中导风轮1叶顶压力面附近可以看到刮削涡区域汇聚了大量低能流体,造成导风轮1叶顶压力面附近的明显堵塞。当流动发展至截面D(图6(c)),由于流向逆压梯度的增强,刮削涡耗散消失,而在导风轮1和导风轮2的叶顶吸力面附近可观察到泄漏涡的存在。在导风轮叶片两侧压差作用下,叶顶间隙处形成泄漏射流,泄漏射流向流道内运动一定距离后,受主流及叶顶横向压差作用泄漏射流滞止并反向流动,最终泄漏流卷绕形成泄漏涡。导风轮1叶顶吸力面附近泄漏涡的强度和稳定性更高,从图6(d)中可以发现截面F中仅存导风轮1叶顶吸力面附近的泄漏涡,导风轮2对应的泄漏涡则耗散消失,这主要与上游诱

导轮叶片尾迹有关,下文将给出解释。

图6中显示的旋涡区域包含大量低能流体,这些低能流体的来源有两种,其一是由于旋涡的卷吸作用,旋涡周边的低能流体被汇集到涡核附近,其二是由于旋涡自身流体质点的剪切摩擦造成的流动损失使流体能量耗散。第一种情况中旋涡所起的作用是对低能流体的输运,第二种情况中旋涡则是流动损失的直接来源。热力学研究证明,损失源于不可逆过程的熵增,而熵增则来源于剪切、摩擦与传热。对于叶轮机而言,耗散函数是引起熵增的关键因素,借助耗散函数可以揭示旋涡损失的来源。耗散函数 Φ 的定义式如下

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2$$

$$\Phi_1 = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \quad (5)$$

$$\Phi_2 = \frac{2}{3} \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right]$$

式中 μ 为粘性系数, u, v, w 分别对应 x, y, z 坐标方向上的相对速度。由于耗散函数的值域范围较大($0 \sim 10^{10}$),为清楚显示耗散函数的分布,对耗散函数取以10为底的对数。

图7给出了设计工况下的截面旋线与耗散函数云图,由图可知,各截面主流区的耗散值较小,叶片表面、端壁附近及尾迹区则对应高耗散区域,值得注意的是,刮削涡和泄漏涡与主流交界位置以及刮削涡和泄漏涡所在区域均为高耗散区。耗散函数反映的是流体剪切作用的强度,高耗散值意味着流体对抵抗变形的粘性力做功较大,导致较高的剪切、摩擦损失。壁面附近是由于该区域存在较大的速度梯度,尾迹区存在高耗散值是由于该区域气流的剧烈掺混。刮削涡和泄漏涡与主流的分界区是低速流体

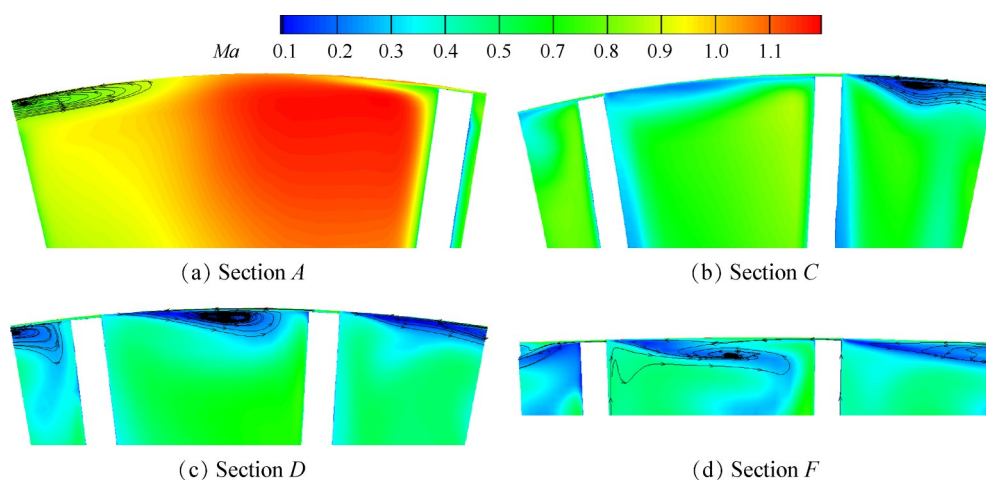


Fig. 6 Sectional spin lines and contours of Mach number

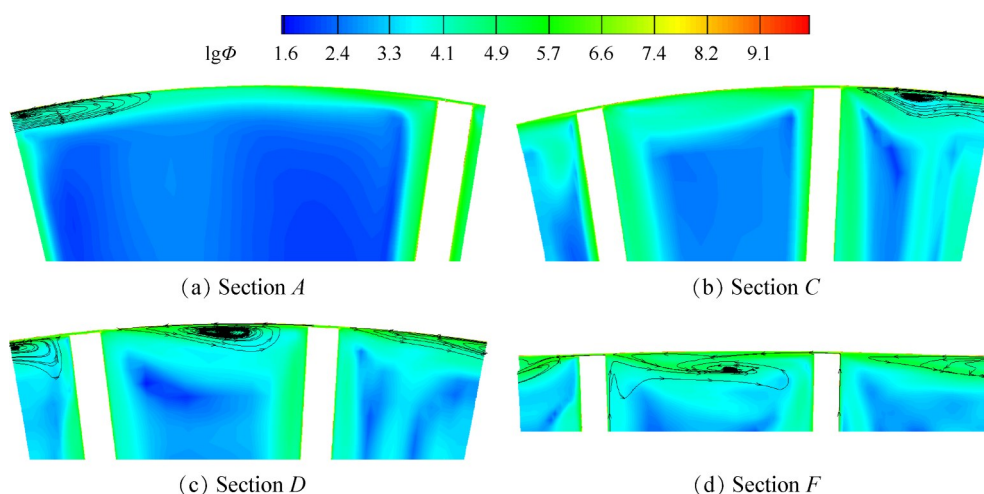


Fig. 7 Sectional spin lines and contours of dissipation function

与高速主流的强剪切作用区,因此边界区呈现出高耗散的特征;而涡核附近的高耗散则源于旋涡自身质点的有旋运动导致的剪切过程。上文曾指出,截面旋线中包含涡量的概念,可以识别出兼具涡形态和涡量的受迫涡(如图8所示)。受迫涡整体形态表现为螺旋结构,并且其内部流体质点存在有旋运动,离心压气机中的刮削涡和泄漏涡即为受迫涡。以上分析表明,刮削涡和泄漏涡一方面卷吸汇聚涡核附近的低能流体形成叶顶局部的低速堵塞区,另一方面二者内部流体质点的有旋运动导致剪切损失将叶顶位置的高能射流耗散为热能。因此,刮削涡和泄漏涡既是低能流体的聚集区又是气流能量的耗散区。

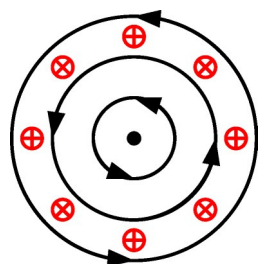


Fig. 8 Forced vortex

由上文分析可以发现,在诱导轮中仅有刮削涡而未形成泄漏涡,泄漏涡在导风轮中形成,这主要与叶顶载荷及静压分布有关。图9给出了设计工况98%叶高叶片负荷系数曲线,其中叶片负荷 BL 定义为同一流向位置压力面和吸力面静压之差与环境压力的比值。图10给出了设计工况98%叶高静压系数,其中静压系数 C_p 定义为静压与环境压力的比值。观察图9和图10可知,导风轮叶顶负荷相对平稳,而诱导轮叶片由于激波的存在其叶顶负荷呈现出明显的波动特征。在16%流向位置之前诱导轮叶顶负荷

持续下降,这意味着泄漏流量也会相应降低,不利于泄漏涡的形成。同时,由于槽道激波的存在,形成了较强的流向逆压梯度,进一步阻碍了泄漏涡的形成发展。在20%流向位置之后,虽然诱导轮叶顶负荷开始回升,但在该流向位置诱导轮压力面叶顶处形成了刮削涡,一定程度上限制了泄漏流动。受下游导风轮位势作用影响,在图10中靠近诱导轮尾缘吸力面侧可以观察到局部的高压区,该高压区同样不利于泄漏

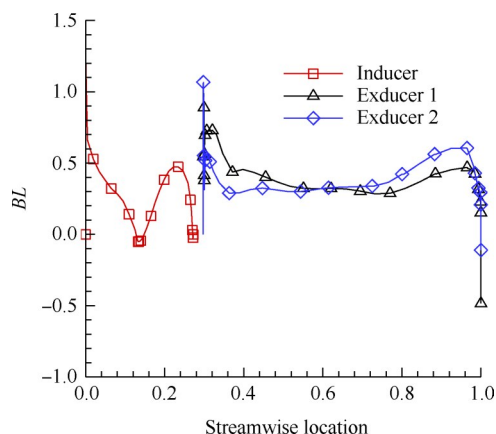


Fig. 9 Blade load distribution at 98% span

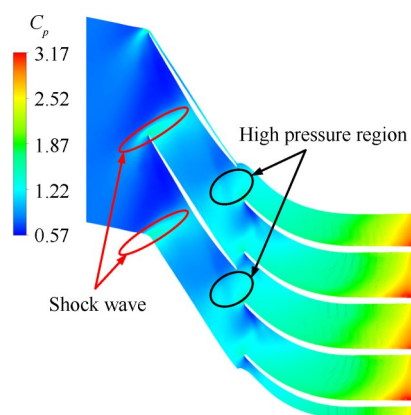


Fig. 10 Contour of pressure coefficient at 98% span

涡的稳定发展。因此,由于叶顶载荷波动及流向逆压梯度的影响,在诱导轮叶顶没有形成泄漏涡。

3.4 自由涡

图 11 给出了设计工况下拟定主流的截面流线与相对马赫数云图,可识别出的旋涡包括导风轮 2 压力面叶表通道涡和导风轮 1 吸力面叶表通道涡,压力面通道涡顺时针旋转,吸力面通道涡逆时针旋转。叶表通道涡的生成与流道子午面的折转和叶表附面层有关,当气体由轴向朝径向转弯的过程中,即流线发生弯曲时,由于受离心力作用,使轮毂侧的压力大于机匣侧的压力,在流道内形成沿叶展方向的压力梯度。叶片表面附面层内气体的流向速度远小于主流,所以,附面层内气流转弯产生的离心力难以平衡展向的压力梯度。在这个展向压力梯度的作用下,叶表附面层气流产生了由轮毂指向机匣的展向运动。同时,根据流动的连续条件,在流道中部又产生了由机匣指向轮毂的展向补偿运动。最终,在叶片的压力面和吸力面表面卷绕形成了叶表通道涡。叶表通道涡在沿流向发展过程中可获得主流能量的补充,因此,旋涡所在位置不存在明显的低速堵塞区。

由于吸力面通道涡的旋向与离心压气机惯性环流一致,因此在叶表通道涡形成的初始阶段吸力面通道涡在尺度上占优,如图 11(a)所示。观察 11(b)可发现,当流动发展至截面 E,压力面通道涡尺度变大,而吸力面通道涡缩小,同时在吸力面通道涡核外围形成了一个稳定的极限环结构。

图 12 给出了设计工况下的截面流线与耗散函数云图,由图可知,与受迫涡明显不同,叶表通道涡所在区域并未表现出高耗散值特征,并且涡核附近对应局部的低耗散区,这主要与通道涡的自由涡属性相关。如图 13 所示,自由涡只在整体形态上表现为旋涡结构,而其内部质点做无旋运动,因此自由涡并不会产生类似受迫涡的内部强剪切损失,即离心压气机中叶表通道涡不是气流能量的耗散区。

叶表通道涡沿流向发展过程中尺度的变化是由于哥氏力的作用,哥氏力公式如下

$$F_{\text{coriolis}} = 2V \times \Omega \quad (6)$$

式中 Ω 为叶轮旋转速度。哥氏力的大小为 $2V\Omega\sin(\varepsilon)$,其中 ε 为 V 与 Ω 的夹角,由于在近离心叶

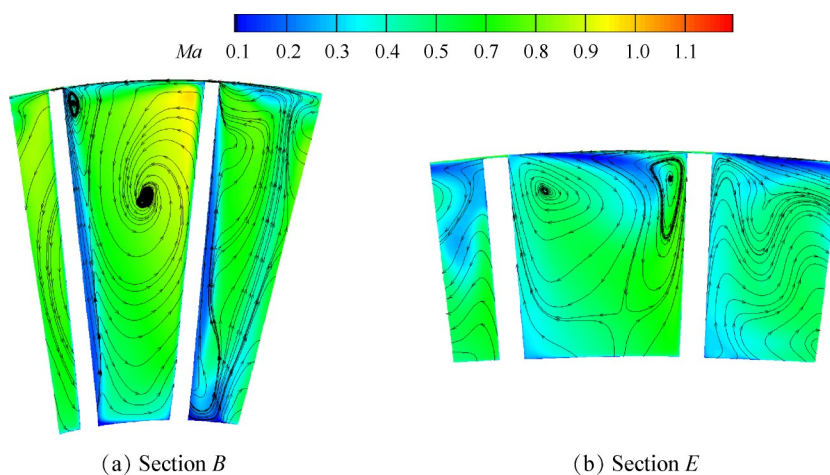


Fig. 11 Sectional streamlines deviated from assumed primary flow and contours of Mach number

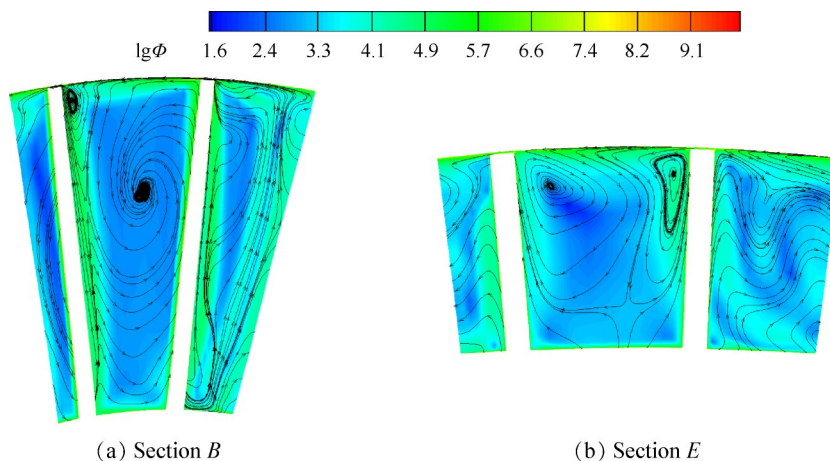


Fig. 12 Sectional streamlines deviated from assumed primary flow and contours of dissipation function

轮出口部分 ε 接近 $\frac{\pi}{2}$, 因此哥氏力对流动的影响较大。依据右手法则可判定哥氏力方向, 当旋涡旋向与叶轮转动方向相反时 (如图 14(a) 所示), 哥氏力指向涡核, 使旋涡的径向尺寸缩小、涡核压力增加。结合上文图 11 的分析可知, 正是由于哥氏力的作用导致了吸力面通道涡尺度的缩小及稳定极限环的形成, 涡核处流线因压力的变化由内旋转为外旋。当旋涡旋向与叶轮转动方向相同时 (如图 14(b) 所示), 哥氏力方向背离涡核, 使旋涡的径向尺度扩张、涡核压力降低。因此, 压力面通道涡沿流向发展过程中尺寸扩张, 并且涡核处流线因压力降低由外旋转为内旋。

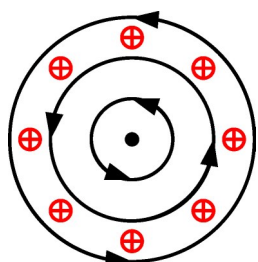


Fig. 13 Free vortex

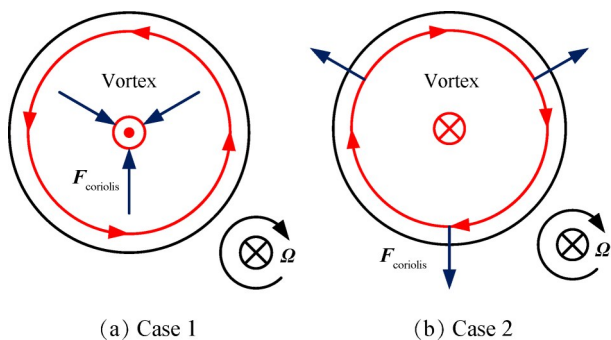
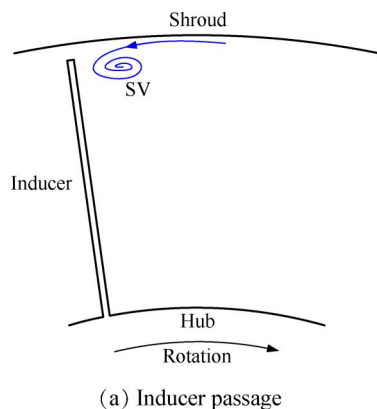


Fig. 14 Impact of the coriolis force on a vortex

由截面流线 (图 11) 可知, 在导风轮 1 的压力面和导风轮 2 的吸力面并未发现叶表通道涡, 其原因在于诱导轮尾迹对叶表通道涡的抑制作用。对于同一流向位置的通道截面, 近叶表气体具有更大的周向速



(a) Inducer passage

度, 从而所受离心力更大, 但整个流道截面的径向压力梯度基本是一致的, 近叶表气体所受径向压力不足以平衡较大的离心力, 因此, 在叶表形成了较强的径向流动。诱导轮尾迹来源于诱导轮叶表附面层, 所以尾迹中流体微团具有较高的径向速度, 观察由图 12(a) 可看到, 导风轮 1 右侧沿径向分布的高耗散区 (诱导轮尾迹) 以径向流动为主。图 15 给出了诱导轮尾迹对叶表通道涡影响的示意图, 诱导轮尾迹进入导风轮 1 压力面和导风轮 2 吸力面构成的流道, 尾迹中气体的径向流动与叶表通道涡的流向相反, 因此抑制了导风轮 1 压力面和导风轮 2 吸力面的叶表通道涡。在上文分析泄漏涡时, 在截面 F 导风轮 2 对应的泄漏涡耗散消失, 而导风轮 1 对应的泄漏涡则稳定存在, 这也与诱导轮叶片尾迹径向流动对泄漏涡的干扰有关。

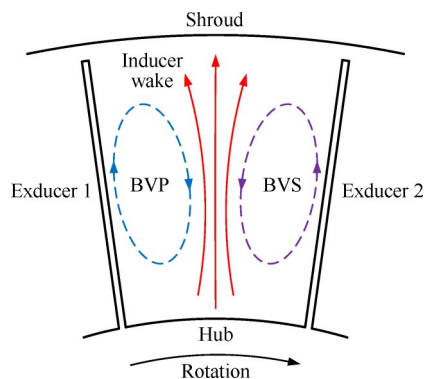
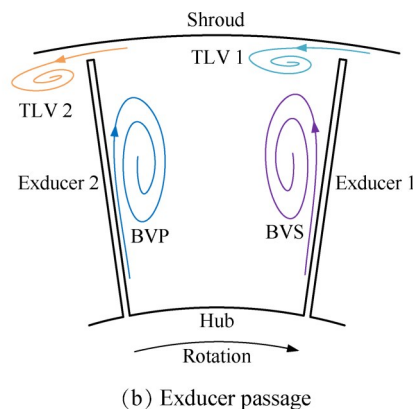


Fig. 15 Effects of the inducer wake on blade surface vortices in the exducer passage

3.5 离心压气机旋涡模型

综合上文有关高压比离心压气机二次流旋涡形成机理和旋涡对流动损失影响机制的分析, 总结出如图 16 所示的离心压气机旋涡模型。主要涡系结构包括诱导轮叶顶压力面侧的刮削涡 (图 16(a) 中 SV), 导风轮叶顶吸力面侧的泄漏涡 (图 16(b) 中 TLV1 和 TLV2), 以及导风轮叶片表面的压力面通道涡 (图 16(b) 中 BVP) 和吸力面通道涡 (图 16(b) 中



(b) Exducer passage

Fig. 16 Vortex model in centrifugal compressor

BVS)。刮削涡是机匣低能流体在诱导轮的刮削作用与叶顶泄漏射流的诱导下形成的;导风轮叶顶间隙射流在主流及叶顶横向压差的作用下发生滞止并反向流动,从而卷绕成泄漏涡;叶表附面层在子午面内转弯时产生的离心力不足以平衡展向压力梯度,导致叶表附面层由叶根向叶顶流动,同时在流道中部还会形成由叶顶指向叶根的展向补偿流动,以上两种展向流动在横截面内表现为叶表通道涡。在上述涡系结构中,刮削涡和泄漏涡属于受迫涡,而压力面和吸力面通道涡属于自由涡。受迫涡除了卷吸周边低能流体造成堵塞外,自身的强剪切作用还会导致局部的高耗散,是流场损失的直接来源。自由涡的卷吸能力有限,并且其内部流体质点不存在强剪切作用,因此离心压气机中叶表通道涡既不是低能流体的汇集区也不是气流能量的耗散区。高压比离心压气机的性能优化应着重考虑削弱和抑制刮削涡及泄漏涡的强度和尺度,降低受迫涡造成的堵塞面积和强剪切损失,从而提升压气机的气动效率和稳定工作范围。

4 结 论

本文针对受迫涡和自由涡的各自特征,分别采用截面旋线和拟定主流的截面流线对横截面二次流谱进行分析,并结合耗散函数揭示了旋涡区域低能流体的汇集和形成机理,研究主要得出以下结论:

(1)采用截面旋线处理横截面二次流谱时,可借助涡量 ω 与截面法矢量 $\mathbf{n}$ 夹角 θ 的余弦值判定旋涡的实际旋向,若 $\cos\theta > 0$,旋线方向与实际流动方向定性一致,否则相反;截面旋线显示的涡轴方向 ω' 与 $\mathbf{n}$ 夹角的大小可作为判断旋涡真实性的依据,夹角小于 90° 时,旋线识别的旋涡存在,夹角大于 90° 时,识别出的旋涡没有实际意义。

(2)截面旋线适用于识别兼具涡量与涡形态的受迫涡,而拟定主流的截面流线适用于识别只表现为涡形态但不具有集中涡量的自由涡。

(3)离心压气机内刮削涡和泄漏涡在卷吸汇集低能流体的同时,自身的强剪切作用还会造成气流能量的耗散;叶表通道涡的卷吸能力较弱,且自身流体质点做无旋运动,通道涡既不是低能流体的集聚区也不是气流能量的耗散区。

(4)由于诱导轮尾迹内流体具有较高的径向速度,使得诱导轮尾迹所在导风轮流道内的展向补偿流动受到抑制,因而该流道内没有形成叶表通道涡。

参考文献:

- [1] Krain H. Review of Centrifugal Compressor's Application and Development[R]. ASME 89-GT-181.
- [2] Eckardt D. Detailed Flow Investigations Within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1976, 98(3): 390-402.
- [3] Hirsch C, Kang S, Pointel G. A Numerically Supported Investigation of the 3D Flow in Centrifugal Impellers, Part II: Secondary Flow Structure[R]. ASME 96-GT-152.
- [4] Kang S, Hirsch C. Numerical Simulation and Theoretical Analysis of the 3D Viscous Flow in Centrifugal Impellers[J]. Task Quarterly, 2001, 5(4): 433-458.
- [5] 康 顺, 陈党慧. 用CFD研究高压比离心叶轮内的二次流动[J]. 航空动力学报, 2005, 20(6): 1054-1060.
- [6] 陈乃兴, 黄伟光. 无叶扩压器离心式压气机内旋涡运动的数值研究[J]. 工程热物理学报, 1999, 20(2): 155-160.
- [7] 孙志刚, 胡良军, 何 平, 等. Eckardt叶轮二次流与射流尾迹结构研究[J]. 工程热物理学报, 2011, 32(12): 2017-2021.
- [8] 洪树立, 黄国平, 陆惟煜, 等. 离心压气机近失速工况叶尖流场特征及泄漏涡面涡模型[J]. 推进技术, 2018, 39(11): 2472-2480. (HONG Shu-li, HUANG Guo-ping, LU Wei-yu, et al. Flow Characteristics of a Centrifugal Compressor in near Stall Condition and Rolling up Vortex Model of Tip Leakage Vortex[J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(11): 2472-2480.)
- [9] 王仲奇, 秦 仁. 透平机械原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [10] 祝成民, 忻鼎定, 庄逢甘. 利用截面数据显示三维涡结构的新方法[J]. 航空学报, 2003, 24(3): 193-198.
- [11] Krain H. CAD Method for Centrifugal Compressor Impeller[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(2): 482-488.
- [12] Krain H, Hoffman W. Verification of an Impeller Design by Laser Measurements and 3D-Viscous Flow Calculations[R]. ASME 89-GT-159.
- [13] Krain H. Swirling Impeller Flow[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1988, 110(1): 122-128.
- [14] Hah C, Krain H. Secondary Flows and Vortex Motion in a High-Efficiency Backswept Impeller at Design and Off-Design Conditions[R]. ASME 89-GT-181.
- [15] 席 光. 关于Krain实验叶轮几何型线及其流道二次流旋涡结构的讨论[J]. 工程热物理学报, 2000, 21(4): 440-442.
- [16] Oh J J. The Effects of Blade Fillets on Aerodynamic Performance of a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor [C]. Indiana: 23rd International Compressor Engineering Conference at Purdue, 2016.

(编辑:李 南)