

周向布局对高压比串列离心压气机性能的影响^{*}

康 达¹, 何卫东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. 大连交通大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116028;

3. 大连派思透平动力科技有限公司, 辽宁 大连 116600)

摘 要: 为揭示周向布局对高压比串列离心压气机性能的影响机制, 采用经试验数据确认的数值方法, 对串列叶轮在典型周向布局下的性能及流场结构进行了分析。研究表明: 周向布局对串列叶轮流动的影响主要体现在后排叶轮的叶顶区域, 75% 周向位置时压气机级性能最优, 25% 周向位置时最差; 串列叶轮改善离心压气机流场的物理机制为诱导轮压力侧气流对导风轮吸力面附面层的吹除效应, 以及导风轮吸力面侧流体对诱导轮尾迹的引射效应; 高压比串列离心压气机周向布局的优化应遵循的原则是, 在避免诱导轮尾迹与导风轮吸力面发生直接作用的前提下, 应采用较大的周向偏置参数。

关键词: 离心压气机; 串列叶轮; 周向布局; 流场特性; 数值模拟

中图分类号: TK471 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2020) 04-0820-10

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.190094

Effects of Clocking Arrangement on Performance of High Pressure Ratio Tandem Centrifugal Compressor

KANG Da¹, HE Wei-dong², XU Yi³, LIU Zhi-jie³

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

2. School of Mechanical Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China;

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

Abstract: In order to reveal effects of the clocking arrangement on performance of high pressure ratio tandem centrifugal compressor, based on numerical simulation method validated by experimental data, the overall performance and flow field structures of the tandem impeller with typical clocking arrangements are analyzed. Results indicate that influence of the clocking arrangement on tandem impeller flow is mainly ascribed to the tip region of the rear impeller. The compressor stage performance is optimum with 75% clocking arrangement, while it is the worst with 25% clocking arrangement. The mechanisms of tandem design improving centrifugal compressor flow field include the blowoff effect of the airflow near inducer pressure surface on the boundary layer of exducer suction surface, and the ejection effect of the fluid near exducer suction surface on the wake of inducer blade. The design principle for the clocking arrangement of high pressure ratio tandem centrifugal compressors is to adopt a high value of the circumferential offset, on the premise of guaranteeing the wake of inducer blade not to directly interact with the exducer suction surface.

Key words: Centrifugal compressor; Tandem impeller; Clocking arrangement; Flow field characteristics; Numerical simulation

^{*} 收稿日期: 2019-02-11; 修订日期: 2019-04-12。

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, 何卫东, 徐 毅, 等. 周向布局对高压比串列离心压气机性能的影响[J]. 推进技术, 2020, 41(4): 820-829. (KANG Da, HE Wei-dong, XU Yi, et al. Effects of Clocking Arrangement on Performance of High Pressure Ratio Tandem Centrifugal Compressor[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(4): 820-829.)

1 引言

采用高压比离心压气机既可减少中、小型燃气轮机的尺寸重量,又能进一步提升整机性能。然而由于效率低、工作流量范围窄,高压比离心压气机(压比>5)的应用实例很少^[1]。常规离心叶轮的气动负荷已接近极限,如何有效控制高压比离心压气机内的分离堵塞、拓宽压气机的高效工作范围是目前研究的热点问题。

在叶轮机械中,若采用单排叶轮无法在较低损失的前提下完成气流折转,就采用轴向距离很近的两排叶轮来完成,这种叶轮叫做串联叶轮。就离心压气机而言,前排叶轮称为诱导轮,后排叶轮称为导风轮。串联叶轮内气流的增压在前、后两个叶片通道内实现,在合理分配叶片负荷的同时还能控制叶表附面层的发展,是一种有效且极具潜力的被动控制手段。串联叶栅技术应用于轴流压气机已有近50年的历史,其中静叶的商用实例有GE的J79^[2]和MS7001EA^[3],轴流串联转子的研究已进入实验阶段^[4-5]。串联叶片应用于离心压气机的历史相对较晚,有关研究远远落后于轴流压气机,且现有研究的结论往往是相互矛盾的。Bache^[6]采用数值方法对比分析了常规叶轮和串联叶轮的内部流动,研究表明串联叶轮可以明显改善流动均匀性,前、后排叶轮的周向相对位置是影响串联叶轮性能的主导因素。而Josuhn-Kadner等^[7-8]研究发现,串联叶轮的周向布局对离心压气机性能并没有明显影响。文献[9-10]考察了周向偏置对离心压气机性能的影响,分析指出当诱导轮尾缘正对导风轮前缘安装时叶轮性能最优。李紫良等^[11]结合轴流和离心叶片相关理论方法完成了串联叶轮设计,并考察了诱导轮与导风轮相对周向位置对级性能的影响,研究表明在25%周向位置下,串联叶轮的总压裕度和峰值效率较常规级分别提高了1.3%和1.4%。王宝潼等^[12]研究发现,沿叶轮转动方向交错布置导风轮时,串联叶轮效率低于常规叶轮,压比高于常规叶轮,沿反旋转方向布置导风轮时,串联叶轮效率及压比均低于常规叶轮。

从现有文献来看,串联离心叶轮性能的优劣取决于前、后排叶轮的周向相对位置,但对于最优周向布局的给定还没有形成统一的指导性原则,存在较大的盲目性。离心压气机内部气流在离心力、粘性力及哥氏力的联合作用下,需要同时完成 S_1 和 S_2 两个截面上的折转,因此离心压气机内部流动比轴流压气机更为复杂。正是由于对离心压气机内部流动机

理认识的不足,才导致串联叶轮技术没能在离心压气机领域得到广泛应用。因此,研究串联叶轮内部流动本质,揭示周向布局对串联叶轮性能的影响机制,对缩短压气机设计周期、降低设计风险和改善压气机性能具有重要意义。本文借助数值方法,以高压比串联离心压气机为研究对象,考察诱导轮与导风轮周向布局对压气机流场及级性能的影响,揭示串联叶轮改善压气机性能的内在机制,为串联叶轮的优化设计提供理论指导。

2 计算模型及数值方法

研究对象为某高压比串联离心压气机,该离心压气机(如图1所示)由三部分组成,包括诱导轮、导风轮和管式扩压器,其中诱导轮和导风轮同轴旋转,导风轮出口与管式扩压器相连,压气机主要设计参数如表1所示。

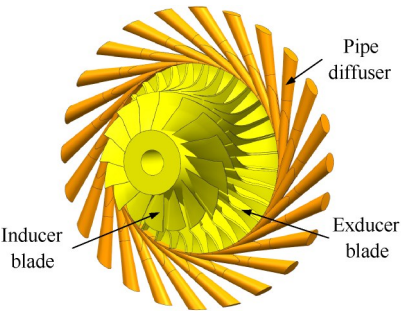


Fig. 1 Geometry of tandem compressor

图2给出了串联叶轮周向布局示意图,诱导轮与导风轮的周向相对位置采用参数 λ 确定,其定义式如下

$$\lambda = \theta/\theta_{ex} \tag{1}$$

式中 θ 为诱导轮尾缘与导风轮1前缘间的周向夹角, θ_{ex} 为导风轮1与导风轮2前缘间的周向夹角,随诱导轮向导风轮2靠近 λ 值增加。

本文需计算不同周向布局下串联离心压气机的内部流动,为确保各模型间的可比性,计算网格均采

Table 1 Basic parameters of centrifugal compressor

Parameter	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

用图3所示的O4H型结构化网格,加密近壁面网格,使第一层网格的 y^+ 值在2以下。工质设定为理想气体,湍流模型选用SST,进口给定总温、总压及进气方向(轴向进气),壁面采用绝热无滑移条件,流道两侧采用周期性边界处理。相关数值模拟研究表明,压气机特性线在大流量工况下压比分辨率高,而在小流量工况下流量的分辨率高。因此,数值计算时在大流量工况给定出口静压,而小流量工况则给定出口流量。叶轮部分(包括诱导轮和导风轮)设定为转动域并给定设计转速,管式扩压器为静止域,导风轮出口与扩压器进口的动静交界面采用掺混平面法处理。

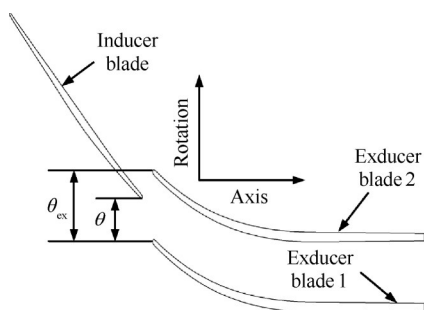


Fig. 2 Circumferential position definition

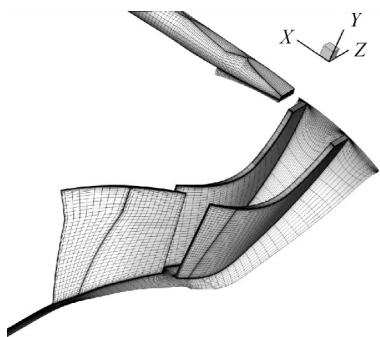
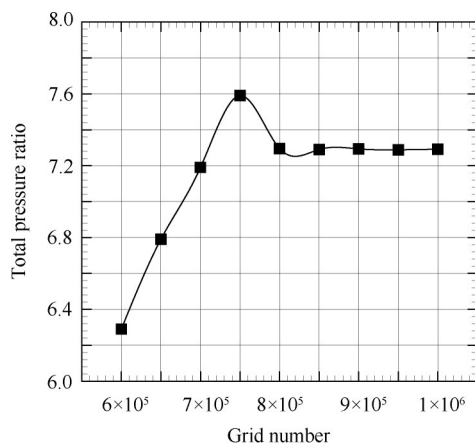
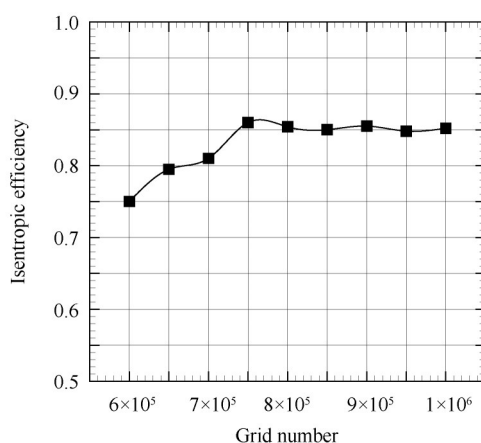


Fig. 3 Computational grid



(a) Total pressure ratio



(b) Isentropic efficiency

Fig. 4 Variation of compressor performance with grid number

以 $\lambda = 50\%$ 周向布局为例,考察设计工况下网格数量对压气机特性的影响。图4给出了总压及效率特性随网格总数的变化曲线,由图可知,当网格总数 >80 万后,压气机特性不再随网格数发生明显变化。综合考虑计算效率和计算时间,本文选定计算网格总数为85万。

为确认数值计算的可靠性,本文利用Krain叶轮进行数值校核,该高压比半开式叶轮由德国宇航局的Krain应用CAD方法^[13]设计。叶轮几何模型的构建基于文献^[14]提供的数据,并参考文献^[15]的方法对数据作了补充。叶顶间隙参照文献^[16]设定,进口0.8mm,出口0.6mm。离心叶轮出口半径为219mm,无叶扩压器出口半径为390mm。详细的试验测量数据参见文献^[17-18]。Krain叶轮数值计算采用的网格、边界条件、湍流模型及动静交界面处理方法与上文相同,不再赘述。

图5为设计转速下Krain叶轮的总压和效率特性曲线,由图可知,计算结果与试验值的量级及分布趋势吻合良好,最大误差在5%左右。虽然Krain在文献中提供了较为详细的叶型数据和试验数据,但并未给出具体的叶顶间隙大小及出口测量位置,只能根据经验进行设定。综合考虑以上因素,并参考其他学者的计算结果^[19-20],可以确认本文数值计算的可靠性,能够满足流动分析的要求。

3 计算结果及讨论

3.1 周向布局对总性能的影响

图6给出了设计转速下串联叶轮典型周向安装位置的特性曲线,由特性曲线可以看出,总压特性和效率特性随 λ 的变化趋势基本一致。周向位置 λ 的变化会改变离心压气机的有效通流面积,在 $\lambda = 50\%$

时,诱导轮尾缘位于后排导风轮流道中间,压气机的堵塞流量最大,为21.4kg/s;而当诱导轮靠近后排叶片时,堵塞流量会降低,其中 $\lambda = 25\%$ 时,堵塞流量最小,为21.2kg/s。对于小流量工况($<20.6\text{kg/s}$), $\lambda = 0\%$ 时压气机的压比和效率最低,其余周向位置的压气机性能均有所改善。 $\lambda = 0\%$ 安装位置对应常规离心叶轮,诱导轮尾缘与导风轮前缘对齐,前排叶片的附面层会在后排叶片表面继续发展,在小流量工况易发生分离从而导致较高的流动损失。在设计点工况,压气机压比和效率随 λ 先减小后增加。整体来看, $\lambda = 25\%$ 时压气机性能最差, $\lambda = 75\%$ 时性能最佳。

图7为设计工况下诱导轮(Inducer)和导风轮(Exducer)的特性随 λ 的变化曲线,由于串联叶轮前、后排叶片几何位置接近,二者间存在相互影响,周向位置的变化改变了前、后排叶片间粘性和位势影响程度的强弱,从而使诱导轮和导风轮的特性发生变化。由图7可知,导风轮总压比的变化量是诱导轮的4.5倍,导风轮效率的变化量是诱导轮的1.5倍,周向位置对导风轮性能的影响更为显著。此外,串联叶

轮中诱导轮采用的是轴流压气机设计方法,而导风轮采用的是离心压气机设计方法,诱导轮的气动负荷明显低于导风轮,气流在串联叶轮中的总压提升主要依靠导风轮完成。因此,串联叶轮设计提升压气机性能的主要原因在于改善了后排导风轮的流动。

3.2 周向布局对流场结构的影响

图8给出了不同周向位置下 S_2 流面的周向平均子午速度分布。由图8可以看到,在叶尖与叶根部分都存在低速区,但叶尖部分的子午速度明显更低,特别是在流道由轴向朝径向折转的区域。这是因为,当气体在 S_2 流面转弯的过程中,受离心力作用,在流道内形成指向叶顶的压力梯度,叶片表面附面层在展向压力梯度的驱动下会向叶尖迁移堆积。同时,叶尖部分还存在泄漏流动,叶顶泄漏流与迁移而来的低能流体发生掺混使损失进一步增加并堵塞流道。而叶根部分的低速区主要是因为子午流道折转与叶片扩压形成的,不会造成气流损失的显著增加。在 S_2 流面内还可以看到一高速区,该高速区沿流向分

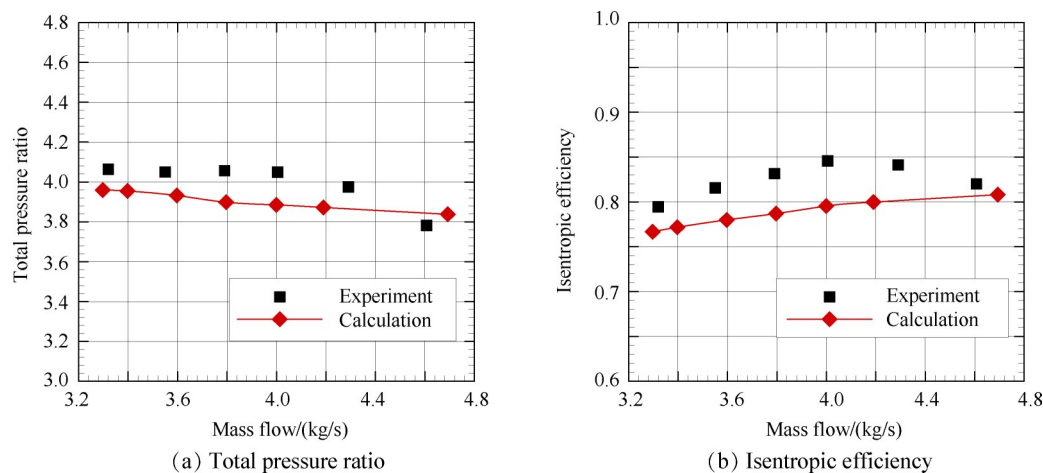


Fig. 5 Comparison of Krain impeller performance

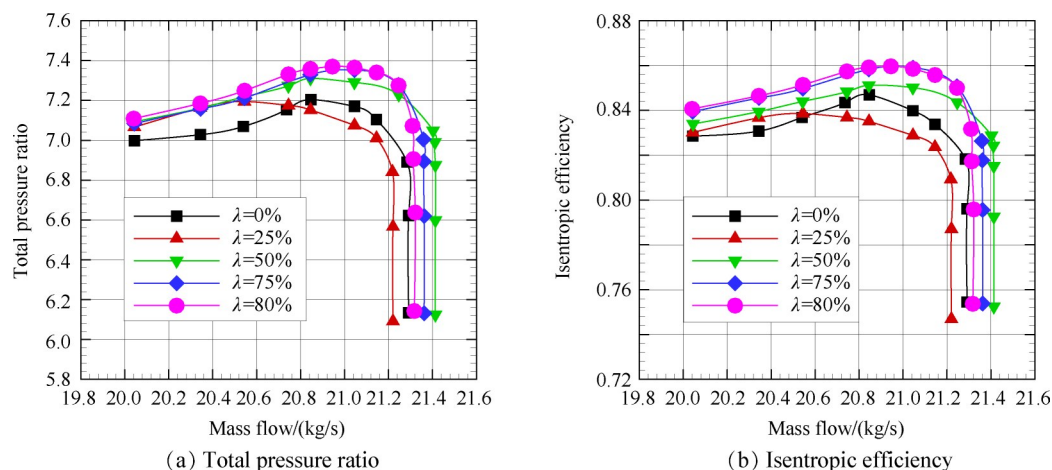


Fig. 6 Compressor performance with different clocking positions

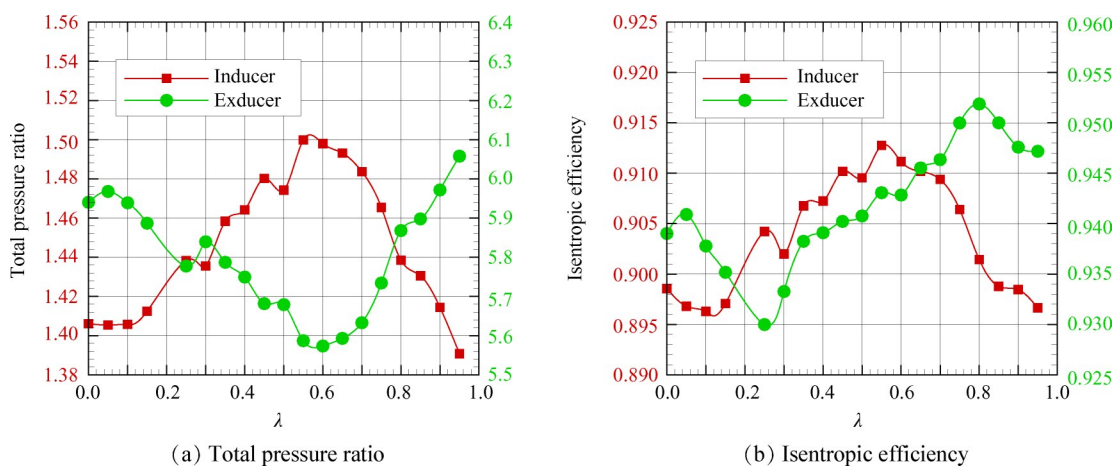


Fig. 7 Performance of components at design point with different clocking positions

布,始于导风轮叶顶前缘止于导风轮叶根尾缘。高速区的存在主要是由叶顶堵塞导致的,压气机的流量是一定的,当叶顶部分形成低能流团使有效通流面积下降时,气流被排挤至近轮毂区域,从而使叶轮出口近轮毂部分的动量增加。由图8可知,当 $\lambda = 0\%$ 时 S_2 流面的速度不均匀性最明显,速度场不均匀一方面造成强烈的气流剪切损失,另一方面还使叶轮与扩压器间的动静干涉损失增加。随着 λ 的增加,高速区范围不断缩小, S_2 流面内的速度分布趋于均匀。

图9给出了设计工况下流向截面的熵值云图。高熵值区域反映了低能流体的分布情况,由图可知,诱导轮流道只在叶顶吸力面角区出现了高熵值,该区域的损失来源于诱导轮叶顶泄漏流与机匣和吸力面附面层的剪切掺混。对比不同周向位置可以发现,诱导轮的损失不占主导,同时诱导轮的损失分布基本不受周向位置变化的影响。与前文的分析一

致,诱导轮采用的轴流压气机设计方法,其气动负荷不高分离损失不明显。此外,不同于导风轮的来流条件,诱导轮的进口流场是均匀的,因此诱导轮的流动损失对压气机级性能没有显著影响。导风轮对诱导轮位势作用的强弱与诱导轮流道近出口的激波分布相关,在下文将给出解释。对于导风轮流道,在叶

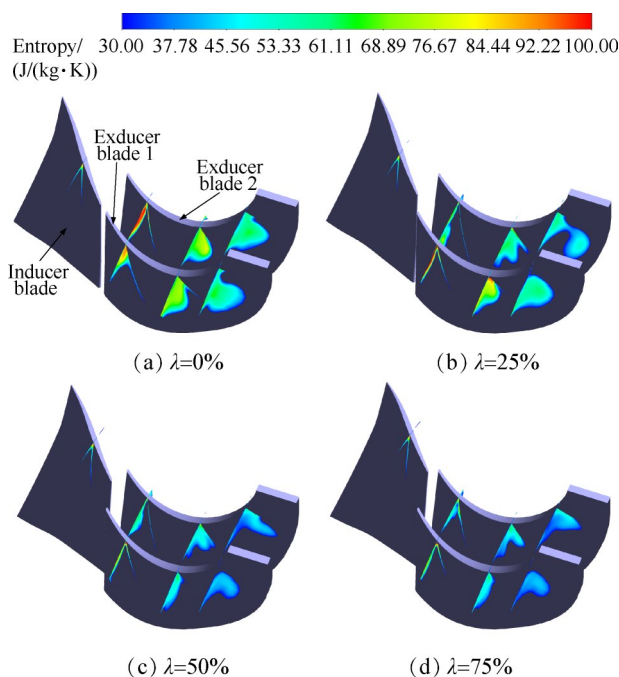


Fig. 9 Streamwise distribution of entropy

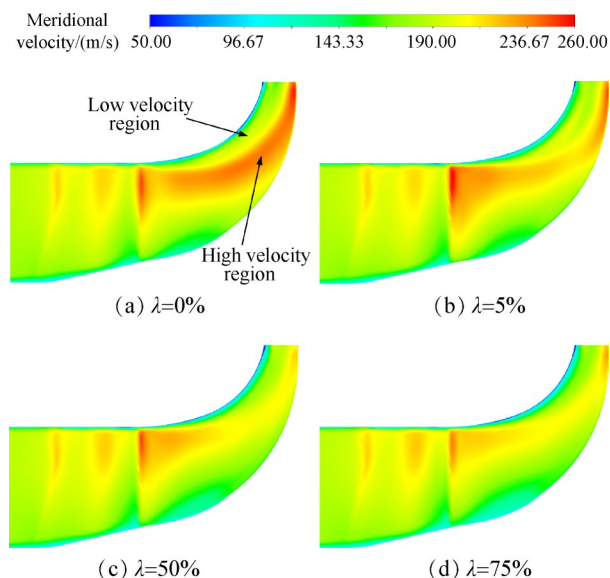


Fig. 8 Meridional velocity contours

顶吸力面角区可以观察到大范围的高熵值区域,高损失区域与叶尖泄漏流及叶表低能附面层的展向迁移有关,验证了上文关于叶顶堵塞的分析。由不同周向位置的熵值分布可以发现,诱导轮偏向导风轮吸力面安装可有效减小导风轮叶顶吸力面角区的流动损失和堵塞范围,改善叶轮出口的均匀性。

串联叶轮提升离心压气机流场品质的关键在于

改善了叶顶流场,因此有必要分析周向布局对叶顶流场的影响机制。图10为不同周向布局下95%叶高截面的马赫数云图。上文分析曾指出,串列叶轮的周向布局主要对叶顶流场产生影响,并且下游导风轮对上游诱导轮的位势作用微弱。从图10可以看出,超声速来流在诱导轮前缘形成了一道脱体激波,气流经过激波后再次加速并在诱导轮尾缘形成一道横贯诱导轮流道的正激波。位于诱导轮出口的正激波使下游的背压信息无法前传,因此在改变布局时,诱导轮的流场结构没有发生明显变化。周向布局 $\lambda = 0\%$ 与常规叶轮相似,观察图10(a)可以发现,诱导轮吸力面附面层脱离叶片后流向导风轮1的吸力面并进一步发展,而后与导风轮1的叶顶泄漏流发生掺混导致大范围的速度亏损,造成导风轮1叶顶吸力面的流动堵塞。导风轮1吸力面所在流道的通流面积缩小,气流被排挤至相邻流道,使得导风轮2吸力面前缘部分气流速度增加并形成一道激波。一方面激波内部存在着剧烈的粘性和传热作用,另一方面激波与叶表附面层的相互干涉会进一步恶化叶顶流场,因此高强度激波必然造成损失的增加。当诱导轮向导风轮2偏移时,叶顶的堵塞情况得到了显著改善,有效通流面积的增大降低了导风轮前缘的激波强度,从而减小激波损失。观察图10(b)和图10(c)可以看到诱导轮尾迹向下游输运扩散的过程,而在图10(d)中则不存在明显的诱导轮尾迹结构,这主要与导风轮叶表的压力分布有关。由于后排叶片吸力面侧流体的压力低、速度高,对上游气流具有引射作用,一方面可增大诱导轮尾迹的动量,另一方面还可减缓堵塞;后排叶片压力面侧流体的作用则反之。因此诱导轮靠近导风轮吸力面安装对改善叶顶堵塞具有积极作用。

图11为导风轮吸力面的极限流线与熵值分布。由图可知,高损失区分别位于叶顶前缘和叶顶折转区域。叶顶前缘的高损失是由于后排叶片流道堵塞造成流量分配不均,致使导风轮2前缘形成了较强的激波,如图11(a)所示,激波损失增大。叶顶折转区域的高损失是由于激波附面层干扰导致流动分离以及分离区流体与叶顶泄漏的剪切掺混。调整诱导轮的周向安装位置,充分利用后排叶片吸力面高动量低压流体的引射作用,一方面减小诱导轮尾迹在后排叶片中的掺混扩散损失缓解堵塞,另一方面降低后排相邻流道的流量偏差减弱导风轮前缘的激波强度。由图11(b)~(d)可以看到,随着诱导轮向导风轮2偏移,叶顶折转区的分离由闭式分离(图11(a))向

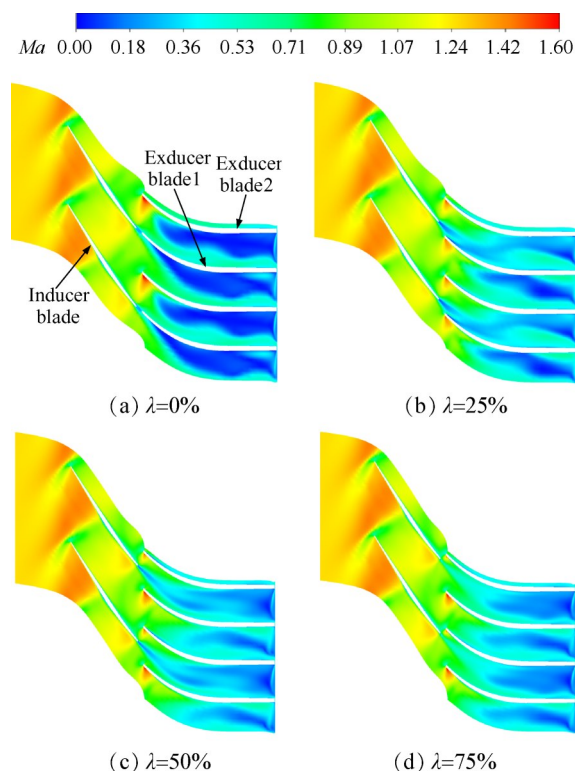


Fig. 10 Mach number contours at 95% span

开式分离(图11(b)~(c))转化,闭式分离具有禁区性的特点,分离区内的剪切掺混更为剧烈,而开式分离区可以获得主流能量的补充因此造成的损失较低,最终当 $\lambda = 75\%$ 时叶顶分离基本消失。诱导轮压力面侧的高能流体能够增加导风轮吸力面叶顶附面层抵抗逆压梯度的能力,因此,靠近导风轮吸力面安装诱导轮,可利用诱导轮压力面侧的高能流体对下游叶片吸力面的附面层进行吹除,降低分离损失。

前、后排叶片周向位置的改变会导致压气机有效通流面积的变化,合理的串列叶片设计应设法控制周向位置变化产生的堵塞效应。图12给出了前、后排叶片中间截面堵塞系数随周向布局的变化曲线,堵塞系数的定义为

$$G = \bar{\rho} \cdot \bar{V}_s \cdot (1 - F_b) \cdot A \quad (2)$$

式中 G 为质量流量, $\bar{\rho}$ 为质量流量平均的密度, $\bar{V}_s$ 为质量流量平均的流向速度, F_b 为截面堵塞系数, A 为截面面积。由图可以看出,堵塞系数随 λ 先减小后增大。结合上文分析可知,小 λ 值时,前排叶片附面层会在后排叶片表面进一步发展并与后排的叶顶泄漏发生掺混,从而导致大范围的速度亏损,造成有效通流面积的减小。堵塞一方面使气流加速造成叶片增压能力下降,另一方面气动剪切损失随着气流速度的增大而加大。而当 $\lambda=0.5\sim 0.8$ 时,堵塞系数维持在较低水平,这得益于前排压力面侧高能流体对后

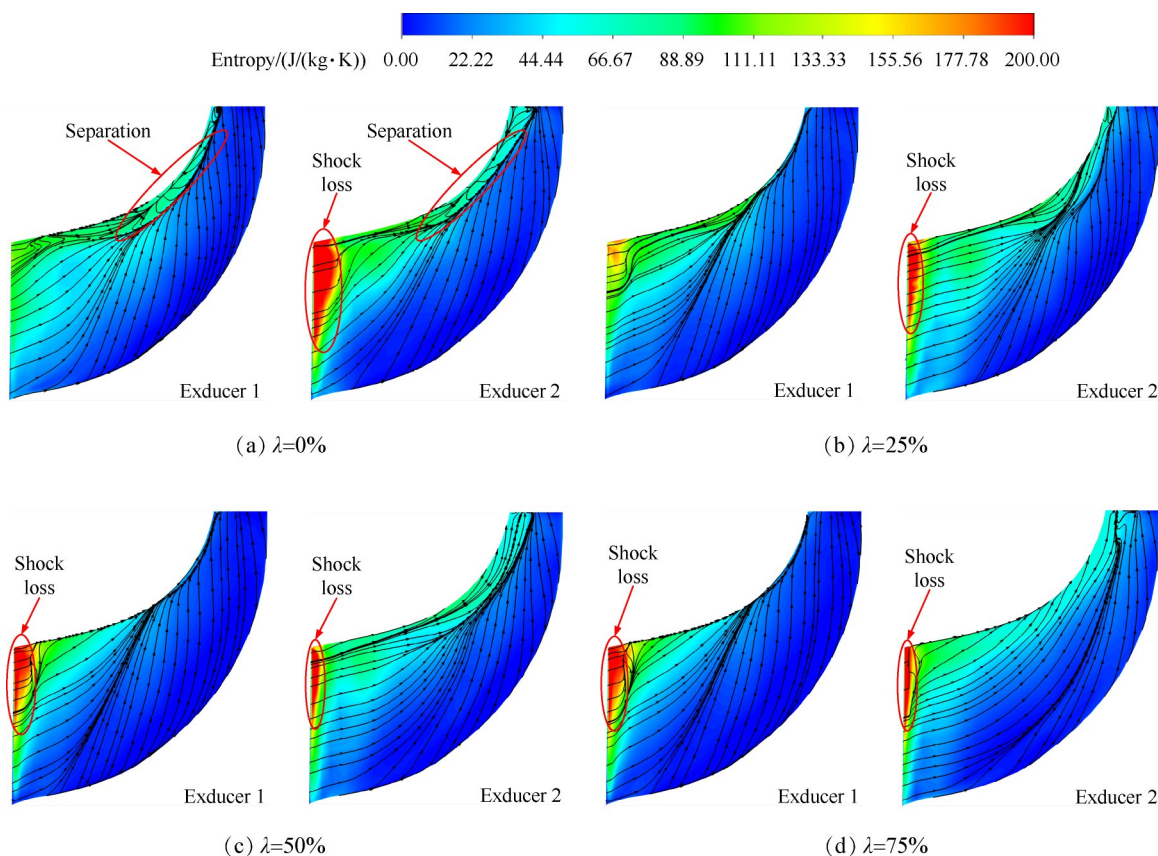


Fig. 11 Distribution of streamlines and entropy on suction surface of exducer blades

排吸力面附面层的吹除作用,以及后排吸力面高动量低压流体对前排尾迹的引射作用。值得注意的是,虽然较大的周向安装位置可以减小流道的堵塞,

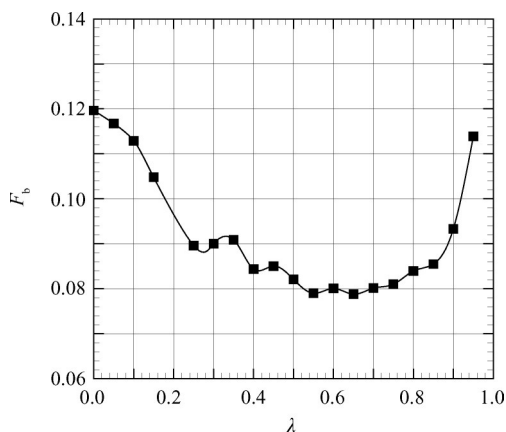


Fig. 12 Blockage factor at the section between inducer and exducer

但过高的 λ 值 ($\lambda > 0.8$) 会使堵塞系数急剧上升,这主要由于前排叶片尾迹与后排吸力面附面层的相互作用。图 13 为前、后排叶片的流动干涉模型,图中 λ_1 对应理想的周向布局, λ_2 对应前排叶片过于靠近后排叶片吸力面的周向布局。理想周向布局情况下,

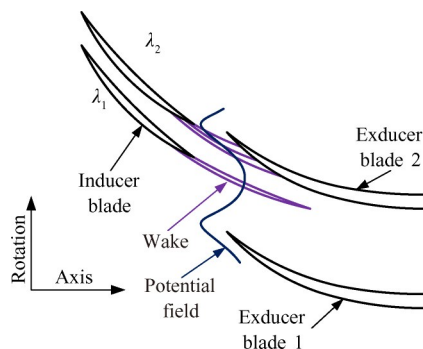


Fig. 13 Interaction model between front and rear blades

前排尾迹在下游位势场的引射作用下逐渐收缩消散,因此造成的堵塞效应很小。而在 λ_2 布局下,位势作用相应增强,前排尾迹的动量会进一步下降。低动量的前排尾迹直接冲击在后排叶片的吸力面,并与其附面层发生强烈的相互作用造成损失增大。因此,在串联叶轮的优化设计中,既要充分利用后排吸力面侧流体的引射作用,又要避免前排尾迹与后排吸力面附面层发生直接的相互作用。

导风轮叶顶的三维流动结构如图 14 所示,图中体流为叶顶泄漏流,黑色线表示的是静压等值线。由于旋涡绕轴旋转产生的离心力使涡核处压力降低,因此低静压斜槽可以反映涡核轨迹。观察静压

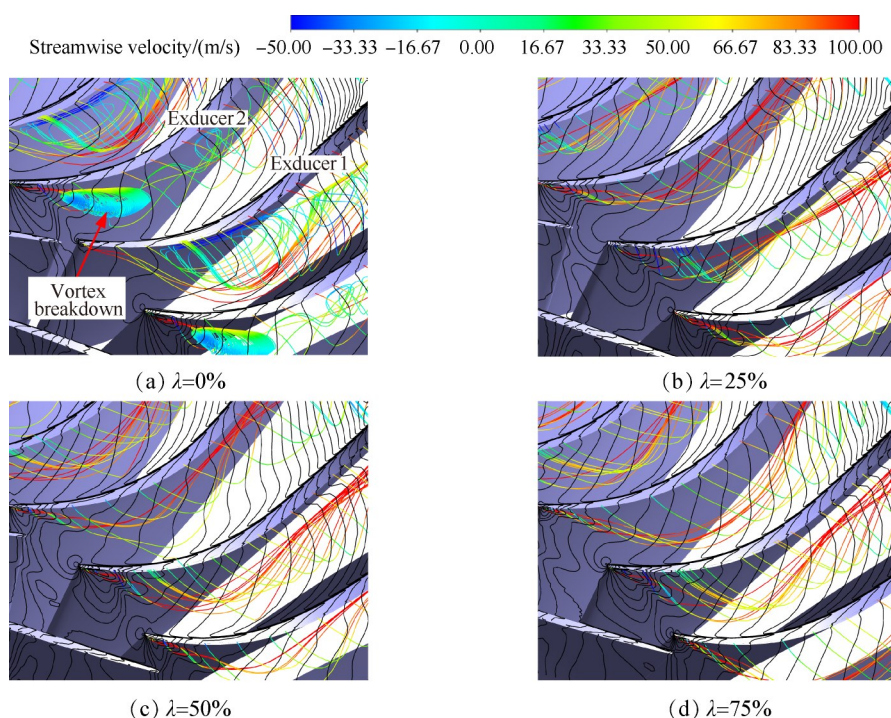


Fig. 14 Tip leakage streamlines and casing wall pressure distribution

等值线可以看到,在导风轮前缘的吸力面侧存在静压斜槽,该静压斜槽对应导风轮叶顶泄漏涡。图14(a)显示,当 $\lambda = 0\%$ 时,在导风轮2前缘激波产生的逆压梯度作用下,泄漏涡的涡核半径迅速扩张,流动减速并形成了一个泡状的回流区,同时静压斜槽消失,回流区后则形成了大范围的紊流,该现象为叶顶泄漏涡的气泡型破裂。旋涡破裂后,其内的低能流体与下游主流及泄漏流发生剧烈的掺混导致能量损失。在相邻的导风轮1吸力侧流道也出现了回流区,该回流区是由前排叶片附面层与后排泄漏流掺混后,在流道逆压梯度作用下形成的。当 λ 增大时(图14(b)~(d)),导风轮叶顶泄漏涡的破裂现象消失,这是由于前排压力侧高能流体使导风轮2泄漏涡的流向动量增加,提升了泄漏涡的抗逆压能力。同时,导风轮相邻流道的流量分配趋于均匀,降低了导风轮2前缘激波的强度,从而使导风轮叶顶的逆压梯度相应下降。观察静压等值线与导风轮压力面的角度可以发现, λ 的增大降低了叶顶横向压力梯度,这有利于减弱导风轮叶顶的横向二次流动,进而减小横向二次流与叶顶泄漏的掺混损失。如图14(d)所示,在最佳周向布局下,叶顶压力沿流向平缓上升。

由上文关于叶轮内部流场的分析可以发现,在设计工况下 $\lambda = 0\%$ 时叶轮的流道堵塞最严重,然而从总性能(图6)来看,却是 $\lambda = 25\%$ 时叶轮的性能最差,其原因在于串联叶轮周向布局对扩压器气动性

能的间接影响,因此有必要考察管式扩压器损失特性。扩压器中高损失流体的来源有两种,其一是在叶轮内形成而后进入扩压器的低能流体,其二是扩压器内气流发生剪切摩擦形成的低能流体。前者源于叶轮,后者才与扩压器直接相关。热力学研究表明,损失来自于不可逆过程的熵增,而熵增则与剪切、摩擦及传热有关。对于叶轮机而言,耗散函数是引起熵增的关键因素,耗散函数 Φ 的定义式为

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

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

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

式中 μ 为粘性系数, u, v, w 分别为 x, y, z 坐标方向上的速度。由于耗散函数的值域较大($0 \sim 10^{10}$),为方便显示 Φ 分布,对 Φ 取以10为底的对数,即 $F = \lg \Phi$ 。图15给出了不同周向布局下扩压器50%流道高度的耗散函数云图。超声速来流在扩压器进口部分形成了两道横贯流道的激波,周向布局的变化对扩压器内的波系结构没有明显影响。在第二道激波后,可以看到两个分别起始于上、下侧壁并向下游发展的高耗散区域,其中 $\lambda = 25\%$ 时扩压器下游通道的高耗散区最大, $\lambda = 75\%$ 时高耗散区最小。这就解释了为什么 $\lambda = 0\%$ 时叶轮流道堵塞最严重但总性能却优于

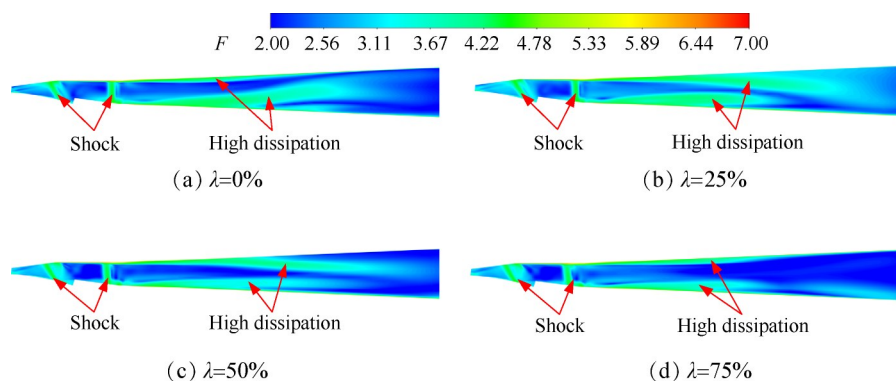


Fig. 15 Contours of dissipation function on 50% passage height section of diffuser

$\lambda = 25\%$,正是由于叶轮出口不均匀气流在扩压器内的掺混耗散。由此可知,在优化设计串联叶轮的周向布局时,不能仅以叶轮流场的最优为设计目标,必须考虑到叶轮出口的流场均匀性,避免扩压器内发生过高的耗散损失。

3.3 周向布局对离心压气机性能的影响机制

串联叶轮提高压气机性能的主要原因在于改善了叶顶流场,通过分析串联叶轮周向布局对流场结构的影响,总结出如图 16 所示的三个典型周向布局下串联叶轮的叶顶流动模型。图 16(a)中诱导轮与导风轮对齐安装,对应常规一体化叶轮设计。诱导轮尾迹流向导风轮吸力面并在逆压梯度下与叶顶泄漏流进一步掺混扩散,形成大范围的流动堵塞,使流量被排挤至相邻导风轮流道,从而导风轮 2 前缘形成了一道高强度激波。激波造成的强逆压梯度导致泄漏涡发生气泡型破裂以及导风轮 2 叶顶吸力面的流动分离。泄漏涡破碎后其内的低能流体与下游泄漏流及分离流进一步掺混形成低速流团,从而在导风轮 2 吸力侧流道造成了流动堵塞。诱导轮靠近导风轮压力面安装时(如图 16(b)所示),诱导轮尾迹流向导风轮压力面侧,导风轮 1 吸力面的流动堵塞有所改善,导风轮相邻流道的流量分配趋于均匀,导风轮前缘的激波强度下降,泄漏涡的破碎现象消失。然而,由于导风轮压力面侧流体动能较低且压力较高,诱导轮尾迹向下游发展时动量进一步下降同时尺度会发生扩张,与下游泄漏流发生掺混后在横向压差的驱动下向导风轮吸力面移动,最终在导风轮 2 吸力面侧形成流动堵塞。当诱导轮靠近导风轮吸力面安装时(如图 16(c)所示),可以获得最优的流场结构,利用导风轮吸力侧高动量低压气流对诱导轮尾迹的引射作用,使诱导轮尾迹收缩消散,降低其与下游泄漏流的掺混损失,同时诱导轮压力侧的高能气流还可

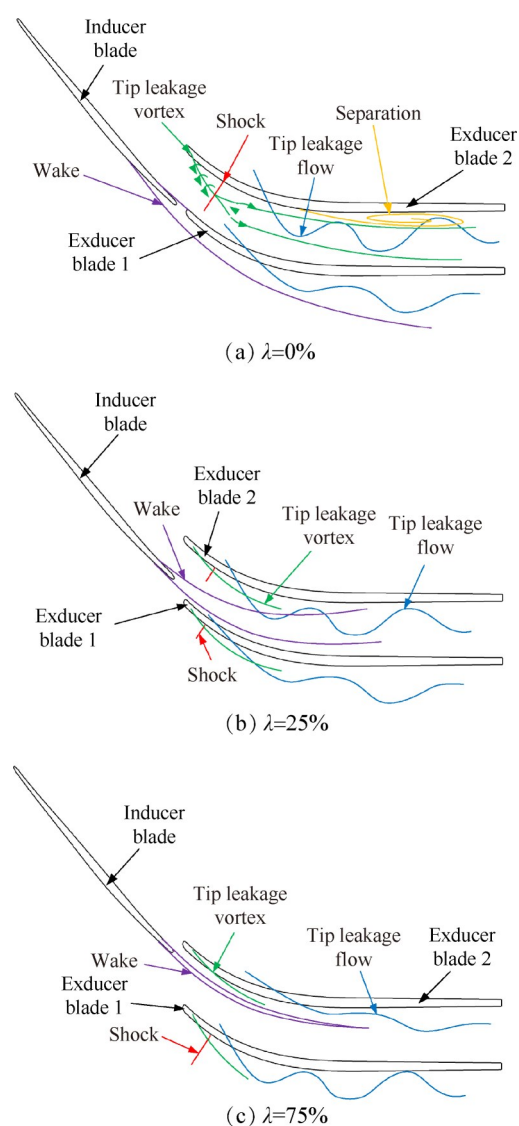


Fig. 16 Flow model in typical clocking positions

以吹除导风轮吸力面的附面层,起到抑制吸力面分离的积极作用。导风轮 2 吸力面侧流道堵塞程度的下降还有利于降低相邻流道进口段的激波强度,从而减小相应的激波损失。

4 结 论

本文采用数值方法对高压比串列离心压气机的内部流动进行了研究,详细分析了串列叶轮前、后排叶片周向布局对压气机性能及流场结构的影响,主要结论如下:

(1)周向位置 λ 的变化会改变离心压气机的有效通流面积及压比和效率特性,前、后排叶片靠近时堵塞流量下降,远离时则增大, $\lambda = 25\%$ 时压气机性能最差, $\lambda = 75\%$ 时性能最佳。

(2)串列叶轮提升压气机性能的机理在于前排压力面侧高能气流对后排吸力面附面层的吹除作用,以及后排吸力面侧高动量低压流体对前排尾迹的引射作用,以上两种作用改善了叶顶堵塞以及后排流道的流量分配,从而降低掺混损失和激波损失。

(3)优化串列叶轮的周向布局时,应避免前排尾迹与后排吸力面发生直接作用,在此基础上使前排叶片靠近后排吸力面安装,充分利用前、后排叶片交错布置形成的吹除和引射作用,同时,确保叶轮流场品质的前提下应尽量降低扩压器的耗散损失。

参考文献

- [1] Krain H. Review of Centrifugal Compressor's Application and Development[R]. *ASME GT* 2003-38971.
- [2] McGlumphy J. Numerical Investigation of Subsonic Axial-Flow Tandem Airfoils for a Core Compressor Rotor [D]. Blacksburg: Virginia Polytechnic Institute and State University, 2008.
- [3] Canon F. Numerical Investigation of the Flow in Tandem Compressor Cascades [D]. Vienna: Vienna University of Technology Institute of Thermal Power Plants, 2004.
- [4] Brent J A, Clemmons D R. Single-Stage Experimental Evaluation of Tandem-Airfoil Rotor and Stator Blading for Compressors[R]. *NASA-CR*-134713, 1974.
- [5] Bammert K, Beelte H. Investigations of an Axial Flow Compressor with Tandem Cascades[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1980, 102(4): 971-977.
- [6] Bache G. Impeller Tandem Blade Study with Grid Embedding for Local Grid Refinement [R]. *NASA-N* 92-32278.
- [7] Josuhn-Kadner B, Hoffmann B. Investigations on a Radial Compressor Tandem-Rotor Stage with Adjustable Geometry[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(3): 552-559.
- [8] Josuhn-Kadner B. Flow Field and Performance of a Centrifugal Compressor Rotor with Tandem Blades of Adjustable Geometry[R]. *ASME* 94-GT-13.
- [9] Roberts D A, Kacker S C. Numerical Investigation of Tandem-Impeller Designs for a Gas Turbine Compressor [R]. *ASME* 2001-GT-324.
- [10] Erdmenger R R, Michelassi V. Influence of Tandem Inducers on the Performance of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor[R]. *ASME GT* 2015-43001.
- [11] 李紫良, 卢新根, 张燕峰, 等. 高压比离心压气机串列叶轮内部流动机理研究[J] 推进技术, 2017, 38(10): 2393-2400. (LI Zi-liang, LU Xin-gen, ZHANG Yan-feng, et al. Mechanism of Highly-Loaded Centrifugal Compressor Stage with Tandem Impeller[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(10): 2393-2400.)
- [12] 王宝潼, 张楚华, 席 光, 等. 串列叶片式离心叶轮内流场的数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2007, 41(11): 1275-1278.
- [13] Krain H. CAD Method for Centrifugal Compressor Impeller[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1984, 106(2): 428-488.
- [14] Krain H, Hoffman W. Verification of an Impeller Design by Laser Measurements and 3D-Viscous Flow Calculations[R]. *ASME* 89-GT-159.
- [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 High Pressure Ratio Centrifugal Compressor [C]. West Lafayette: The 23rd International Compressor Engineering Conference at Purdue, 2016.
- [17] Krain H. Swirling Impeller Flow [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1988, 110(1): 122-128.
- [18] 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.
- [19] 孙志刚. 离心压气机内部流动特性与流场结构研究 [D]. 北京: 中国科学院研究生院, 2011.
- [20] Hirsch C, Kang S, Pointel G. A Numerically Supported Investigation of the 3D Flow in Centrifugal Impellers: Part I-The Validation Base[R]. *ASME* 96-GT-151.

(编辑:史亚红)