

分流叶片长度和周向位置对高压比 离心压气机性能的影响^{*}

康 达¹, 何卫东², 徐 毅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. 大连欧谱纳透平动力科技有限公司, 辽宁 大连 116600)

摘 要: 为揭示分流叶片长度和周向位置对高压比离心压气机性能的影响机制, 采用数值方法考察了典型分流叶片长度和周向位置下压气机性能和流场结构。通过对压气机流场的详细分析, 建立了分流叶片长度和周向位置参数与压气机流动结构的关联性。研究表明: 分流叶片的优化设计需综合考虑长度和周向位置, 采用 60% 长度和 60% 周向位置的分流叶片方案可获得最佳压气机级性能, 该方案的压比和效率较设计值分别提高了 3.2% 和 1.0%; 分流叶片改善压气机性能的机制为分流叶片对主叶片泄漏涡的分流作用, 以及分流叶片吸力面高速低压气流对泄漏涡的引射作用; 进行分流叶片优化设计时, 应合理选取叶片长度和周向安装位置, 以实现分流叶片对主叶片泄漏涡的分流和引射, 同时应避免分流叶片过长导致叶顶发生明显二次泄漏和分流叶片前缘形成高马赫区。

关键词: 离心压气机; 分流叶片; 周向位置; 叶片长度; 流场特性

中图分类号: TK471 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2020) 12-2709-11

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 200226

Effects of Splitter Blade Length and Circumferential Position on Performance of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor

KANG Da¹, HE Wei-dong², XU Yi³

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

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

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

Abstract: To reveal the effects of splitter blade length and circumferential position on performance of high pressure ratio centrifugal compressor, numerical method was used to analyze performance and flow structures of the compressor with typical splitter blade lengths and circumferential positions. Based on the detailed analysis of flow fields in the compressor, the relationships between compressor flow structures and parameters of splitter blade length and circumferential position were established. Results indicate that both length and circumferential position should be taken into consideration for the optimization design of splitter blade. The optimal compressor stage performance can be achieved with the splitter blade case of 60% length and 60% circumferential position, which improves the pressure ratio and efficiency by 3.2% and 1.0% than the design values, respectively. The

^{*} 收稿日期: 2020-04-14; 修订日期: 2020-05-18。

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. 分流叶片长度和周向位置对高压比离心压气机性能的影响[J]. 推进技术, 2020, 41(12): 2709-2719. (KANG Da, HE Wei-dong, XU Yi. Effects of Splitter Blade Length and Circumferential Position on Performance of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(12): 2709-2719.)

mechanisms of splitter blade improving compressor performance are the split effect of splitter blade on the main blade leakage vortex, and the ejection effect of the high speed and low pressure airflow near splitter blade suction surface on leakage vortex. In the process of splitter blade optimization, the blade length and circumferential position ought to be reasonably selected to realize the split and ejection effects of splitter blade on the main blade leakage vortex. In the meantime, overlong splitter blade should be avoided, which may cause significant tip secondary leakage and high Mach region around the leading edge of splitter blade.

Key words: Centrifugal compressor; Splitter blade; Circumferential position; Blade length; Flow field characteristics

1 引 言

离心压气机以其高效、高压比、高稳定性的优势,广泛应用于能源、航空航天和石油化工等领域。随着国民经济的快速发展和对能源高效利用的日益关注,如何进一步提升离心压气机的压比和效率是当前离心压气机研发的热点问题之一。为实现高压比,通常会采用较高的转速,但这样压气机进口相对马赫数增大,进而会出现激波以及激波/附面层相互干扰,造成压气机性能恶化,同时还会带来流道堵塞问题。解决高压比离心压气机进口激波损失和流量堵塞问题的一个可行方案就是采用带分流叶片的离心压气机。分流叶片通常为主叶片的截短,这样既能提升压气机压比和抑制附面层发展,又能避免压气机进口堵塞和气流与叶片的摩擦损失增加。同时,带分流叶片的压气机意味着叶片数可取得较多,这有利于减弱流道中二次流的影响和提高轮盖自振频率^[1]。

为实现带分流叶片压气机性能的优化,国内外学者针对分流叶片结构参数开展了大量研究。刘波等^[2]建立了带分流叶片离心压气机的叶型优化系统,并对某离心压气机进行了优化,使压气机综合性能得到提升。袁鹏等^[3]和兰江等^[4]从总性能角度考察了分流叶片长度对压气机性能的影响,分析认为,分流叶片起始于距进口 0.4 倍子午弧长位置时压气机性能较优。Xu 等^[5]对某离心压气机分流叶片的周向位置进行了优化设计,研究发现,将分流叶片置于相邻两主叶片中间并不能获得最佳气动性能,调整分流叶片周向位置可进一步提升压气机性能。陈杰等^[6]研究了不同叶顶间隙下分流叶片周向偏置对压气机性能的影响,分析指出,叶顶间隙较小时分流叶片应靠近主叶片吸力面,而叶顶间隙较大时分流叶片应靠近主叶片压力面。谢蓉等^[7]的研究表明,分流叶片偏向主叶片压力面可以改善压气机内部流动,并为扩压器提供良好的进口条件,从而实现压气机

级性能的提高。卜远远等^[8]采用数值方法分析了分流叶片周向偏置对压气机流场和性能的影响,结果表明,分流叶片偏向主叶片吸力面时可以缓解二次流的形成和发展,并减小叶轮尾迹强度与影响范围。

分析现有关于分流叶片的研究可以发现,分流叶片优化系统侧重于分流叶片叶型的优化,没有考虑分流叶片的长度和周向位置对压气机性能的影响;而有关分流叶片长度和周向位置的研究,则倾向于从总性能角度,并且孤立地考察长度或周向位置对压气机性能的影响,未深入探究分流叶片结构参数与压气机流场结构的关联性,导致不同研究给出的设计准则存在互相矛盾的情况。总的来看,目前的研究结果还不能充分反映分流叶片长度和周向位置影响高压比离心压气机流动特性的内在机理,有必要针对压气机内部流动结构的形成和发展规律开展深入研究。本文以设计总压比为 9.5 的离心压气机为研究对象,借助数值方法全面分析分流叶片长度和周向位置对压气机流场结构的影响,揭示分流叶片改善高压比离心压气机性能的物理机制,从而为分流叶片的优化设计提供理论指导。

2 研究方法

2.1 研究对象和计算方法

本文以带分流叶片的高压比离心压气机为研究对象,该压气机的基本设计参数如表 1 所示,其分流叶片通过截短主叶片生成。

Table 1 Basic parameters of centrifugal compressor

Parameter	Value
Design speed/(r/min)	1.8×10^4
Number of main blades	14
Number of splitter blades	14
Tip clearance/mm	0.5
Mass flow/(kg/s)	21.0
Total pressure ratio	9.5
Isentropic efficiency	0.820

为考察分流叶片长度和周向位置对离心压气机性能的影响,需要针对典型分流叶片长度和周向位置生成压气机流场计算模型,所有模型的主叶片叶型保持一致。图1给出了离心压气机跨叶片截面和子午面流道示意图,其中分流叶片的周向位置在跨叶片截面定义,分流叶片的长度在子午面流道内定义。取定一主叶片,分流叶片与该主叶片的周向夹角为 θ_1 ,相邻主叶片的周向夹角为 θ_2 ,分流叶片周向位置参数的定义为

$$\gamma = \theta_1 / \theta_2 \quad (1)$$

式中 γ 值增加表示分流叶片朝主叶片压力面偏置。分流叶片叶根和叶顶在子午面的投影长度分别为 $L_{1,hub}$ 和 $L_{1,shroud}$,主叶片叶根和叶顶在子午面的投影长度分别为 $L_{2,hub}$ 和 $L_{2,shroud}$,分流叶片长度参数的定义为

$$l = \frac{L_{1,hub}}{L_{2,hub}} = \frac{L_{1,shroud}}{L_{2,shroud}} \quad (2)$$

确定分流叶片叶根和叶顶在子午面的投影长度后,其余叶高分流叶片长度按线性变化。

离心压气机转子计算域采用如图2所示的O4H型结构化网格,叶轮计算域的流向、周向和径向网格节点数分别为287,100和65,叶顶间隙内沿叶高方向的节点数为17。对近轮毂、机匣和叶片表面区域网

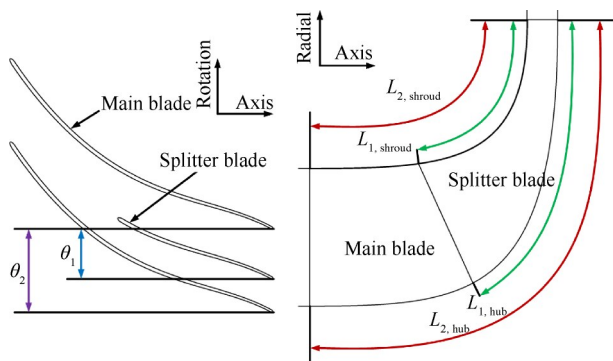


Fig. 1 Definitions of splitter blade length and clocking position

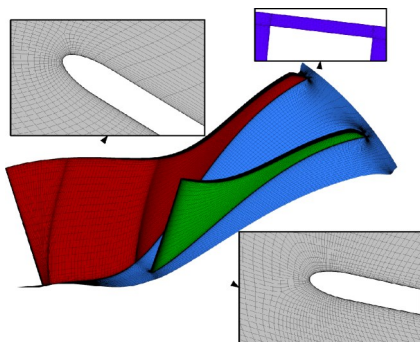


Fig. 2 Computational grid

格进行加密,控制第一层网格的 y^+ 值在2以下。由于分流叶片长度和周向位置的变动,不同计算模型的网格数有所区别,但网格的疏密分布规律基本一致,叶轮网格数在250万左右。改变分流叶片结构参数后,叶轮出口气流角和总压分布会发生变化,为避免由此导致的动静干涉对压气机性能的影响,本文采用无叶扩压器进行数值分析,扩压器的网格数为20万。

采用基于有限元的有限体积法求解三维定常雷诺平均N-S方程组,对流项的离散采用高阶迎风格式,湍流模型选用SST。将 $k-\varepsilon$ 和 $k-\omega$ 都乘以一个混合函数后相加即得到SST,在近壁区SST等价于 $k-\omega$,在远离壁面区域SST转换为 $k-\varepsilon$ 。SST综合了 $k-\varepsilon$ 在远场计算的优点和 $k-\omega$ 在近壁区计算的优点,适用于带逆压梯度的流动计算和跨声速激波计算,同时该模型计入了剪切应力输运对湍流黏性的作用,可避免过高估计湍黏系数。在数值计算中,压气机叶轮和扩压器分别设置为转动域和静止域,动静交界面的数据传递采用掺混平面法完成,计算域两侧采用周期边界处理。工质设定为理想气体,壁面设置为绝热无滑移边界,其中压气机叶片和轮毂设定按设计转速旋转,扩压器壁面和机匣设定为静止边界。进口给定总温、总压和轴向进气方向,出口条件在大流量工况给定静压,小流量工况给定流量,以适应压气机特性线在大流量工况陡峭和在小流量工况平缓的变化趋势。

2.2 计算方法确认

本文数值方法可靠性的确认借助德国航空航天中心Krain^[9]设计的高压比离心压气机进行,采用文献[10]给出的几何数据构建Krain叶轮计算域,并按席光^[11]建议的方法构造补全了叶型坐标,试验测量数据取自文献[12-13]。根据文献[14],设定前缘0.5mm,尾缘0.2mm,扩压器出口半径为390mm。采用与上文相同的网格划分方式和计算设置方法,对Krain叶轮在设计转速下进行数值计算。图3给出了Krain叶轮在设计转速下试验与数值特性线的对比,横坐标是无量纲化的流量系数。由图3可以看到,数值特性线分布趋势与试验值吻合良好,但数值计算对压比和效率有过高估计的现象,总压比和效率的最大相对误差分别为3.34%和5.39%。陈杰^[15]、孙志刚^[16]和吴世勋^[17]的计算结果也显示出高于试验值的趋势。虽然Krain在文献中给出了叶型数据和试验测量数据,但没有明确说明叶轮叶顶间隙值和气动试验的出口测量位置,而这两项关键参数对数值计算

有很大影响。目前数值计算还不能完全再现试验结果,但二者的不一致并不影响采用数值方法谨慎地分析压气机内部流动机理。综上所述,本文采用的数值方法有效可靠,可以满足离心压气机流动分析的需求。

3 计算结果及讨论

3.1 分流叶片结构参数对总性能的影响

图4给出了不同分流叶片结构参数下压气机特性在设计点的变化曲线,其中分流叶片相对长度 $l=0\%$ 对应无分流叶片模型, $l=100\%$ 表示分流叶片长度与主叶片相同,周向位置参数 $\gamma=50\%$ 表示分流叶片位于两相邻主叶片中间, $\gamma>50\%$ 表示分流叶片靠近主叶片压力面安装。由图4可知,随分流叶片长度的增加,压气机压比逐渐升高而后下降,效率先降低而后增至峰值最后持续下降。增加分流叶片长度可改善流场均匀性并提升压气机做功能力,但同时也增大了分流叶片与气流的摩擦损失,因此存在最佳的分流叶片长度。压比随周向位置参数 γ 先增加后下

降,效率随周向位置参数 γ 基本呈上升趋势。对比不同方案可知,最高压比为9.8,对应方案 $l=60\%/ \gamma=60\%$,较设计压比提高3.2%;最高效率为0.832,对应方案 $l=60\%/ \gamma=80\%$,较设计效率提高1.2%。需要说明的是,对于 $l=100\%$ 的分流叶片方案,由于压气机进口严重堵塞,最大流量降至18kg/s,未能得到设计流量的收敛解。图5给出了 $\gamma=60\%$ 时不同 l 方案的压气机全工况性能曲线,可以看出,压比和效率在整个流量范围内的变化规律与设计点相同, $l=60\%$ 性能最优,同时所有方案的堵塞流量基本不变,这是由于本文计算方案分流叶片前缘未进入主叶片前缘高速区导致堵塞。总的来看,调整 l 和 γ 对压气机性能有明显影响,但压比和效率不能同时取得最大值,追求过高的效率将以牺牲压比为代价,综合考虑压比及效率, $l=60\%/ \gamma=60\%$ 为最佳方案,该方案压比和效率分别为9.8和0.828,比设计值分别提高了3.2%和1.0%。

3.2 分流叶片结构参数对流场结构的影响

受叶尖泄漏涡和低速流体径向迁移的影响,离心压气机叶顶会形成高损失区,同时激波的存在还

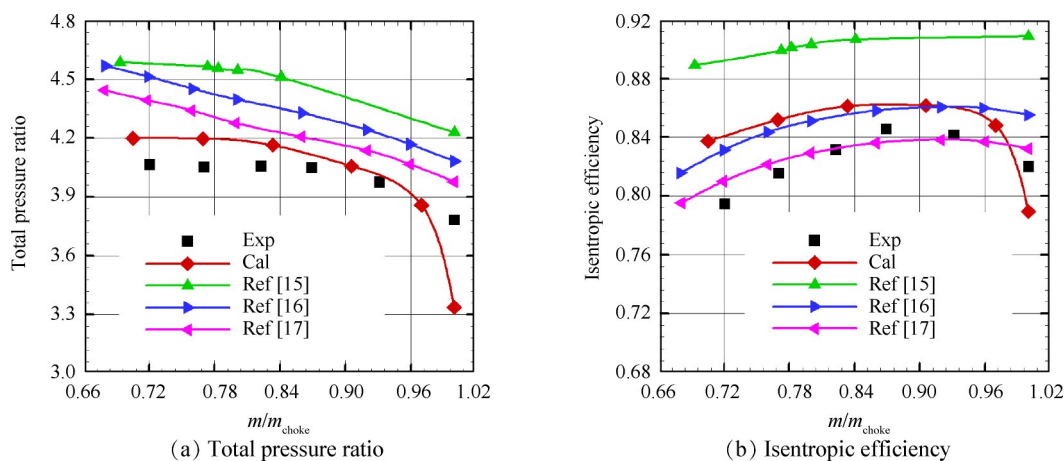


Fig. 3 Comparison of Krain impeller performance at design speed

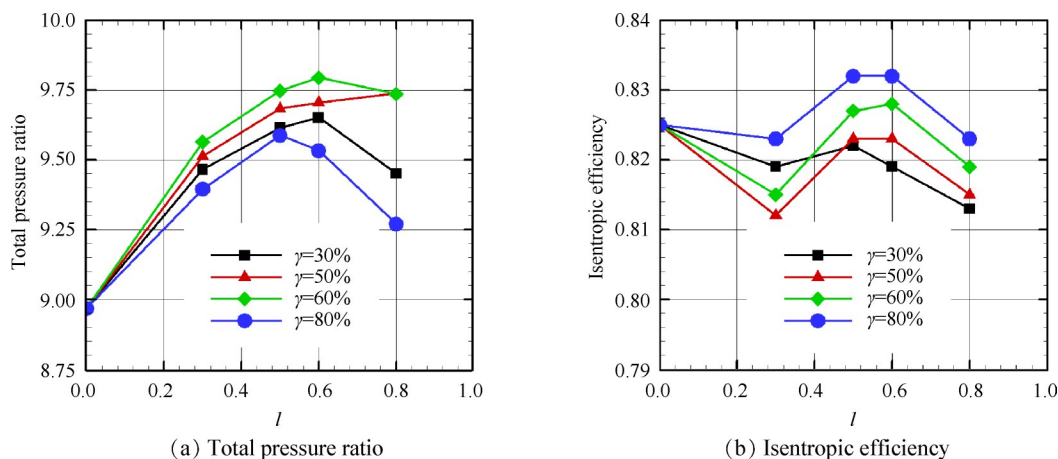
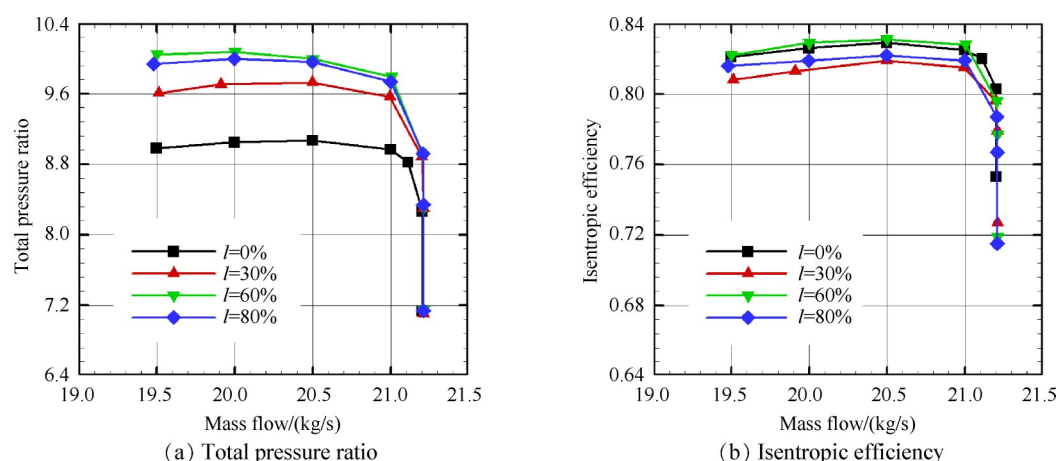


Fig. 4 Overall performance at design point

Fig. 5 Overall performance for $\gamma = 60\%$

会进一步使损失增加,叶顶流场品质的好坏对压气机性能有着重要影响。图6给出了典型分流叶片长度和周向位置参数下叶轮出口的总压比径向分布曲线,由图6可以看出,随分流叶片结构参数的改变近叶顶位置的总压比发生明显变化,这表明分流叶片对压气机流场的影响主要体现在叶顶区域,下文将重点针对叶顶流场进行分析。

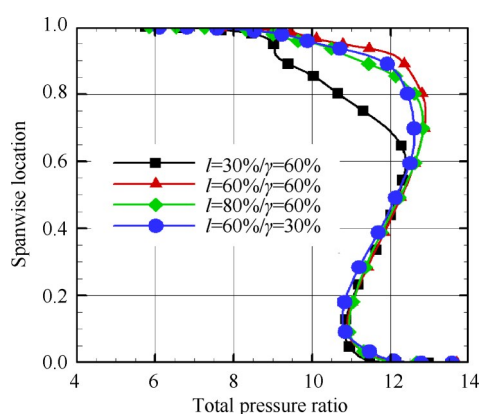


Fig. 6 Radial distributions of total pressure ratio

图7给出了设计工况下95%叶高截面的马赫数分布云图。由图可知,超声速来流在主叶片前缘形成一道激波,激波后可以观察到顺流道方向发展的低速区,下文将会说明该低速区与主叶片叶顶泄漏涡有关。观察图7(a),7(d),7(g)可以发现,较短的分流叶片没能起到有效整流作用,主叶片泄漏涡对应的低速区堵塞了叶顶流道,致使叶顶速度梯度增加,掺混和剪切损失随之增加。

当 $l=80\%$ 时,分流叶片吸力面前缘出现了高马赫区(图7(c),7(f),7(i)),特别是当 $\gamma=30\%$ (图7(c))时,可以看到气流沿分流叶片外凸形吸力面加速形成了激波。根据声速公式 $c = \sqrt{kRT}$ 可知,低温条件

下气流更容易达到声速。在压气机进口附近,气流还未充分增温增压,当分流叶片过长时,低温高速气流绕流分流叶片前缘会出现较强的加速流动进而形成激波。由于主叶片吸力面侧气流高速低压的特征,当分流叶片靠近主叶片吸力面安装时会进一步加强绕流加速效应,因此,方案 $l=80\%/ \gamma=30\%$ 中分流叶片前缘形成了较强的激波。并且该激波仅提升分流叶片吸力面波后静压,没有提高压气机压比的作用。同时,分流叶片前缘高速区和激波的存在,会增加气流剪切损失和不可逆熵增。

当采用如图7(e)所示 $l=60\%/ \gamma=60\%$ 方案时,分流叶片前缘处于低速区内,避免了前缘高马赫区的形成,同时分流叶片对主叶片泄漏涡对应的低能流体起到了有效整流作用,抑制了低能流体的扩展,将低能流体分割至叶片两侧,改善了压气机出口的均匀性,更好的均匀性意味着更高的级性能^[18]。由压气机级增压原理可知,在叶轮内气流动能和压力势能同时增加,且离心力还有限制边界层发展的作用,而在扩压器内气流压力增加但动能减小,更易出现流动分离。因此,叶轮的效率及流动稳定性要优于扩压器,在叶轮内完成流体掺混有利于提高级性能。采用合适的分流叶片方案,可在避免分流叶片高马赫损失的前提下,有效抑制主叶片泄漏涡低能流体发展,改善叶轮出口的射流尾迹结构,从而获得更好的级性能。同时需要注意的是,单独调整分流叶片长度或周向位置并不能获得最佳的流场结构,下文将做进一步分析。

图8给出了主叶片和分流叶片吸力面的极限流线和熵值分布云图。由图可以看到,主叶片前缘附近存在明显的高熵值区,这是由主叶片前缘高马赫气流与叶片表面剪切摩擦造成的。主叶片前缘高马

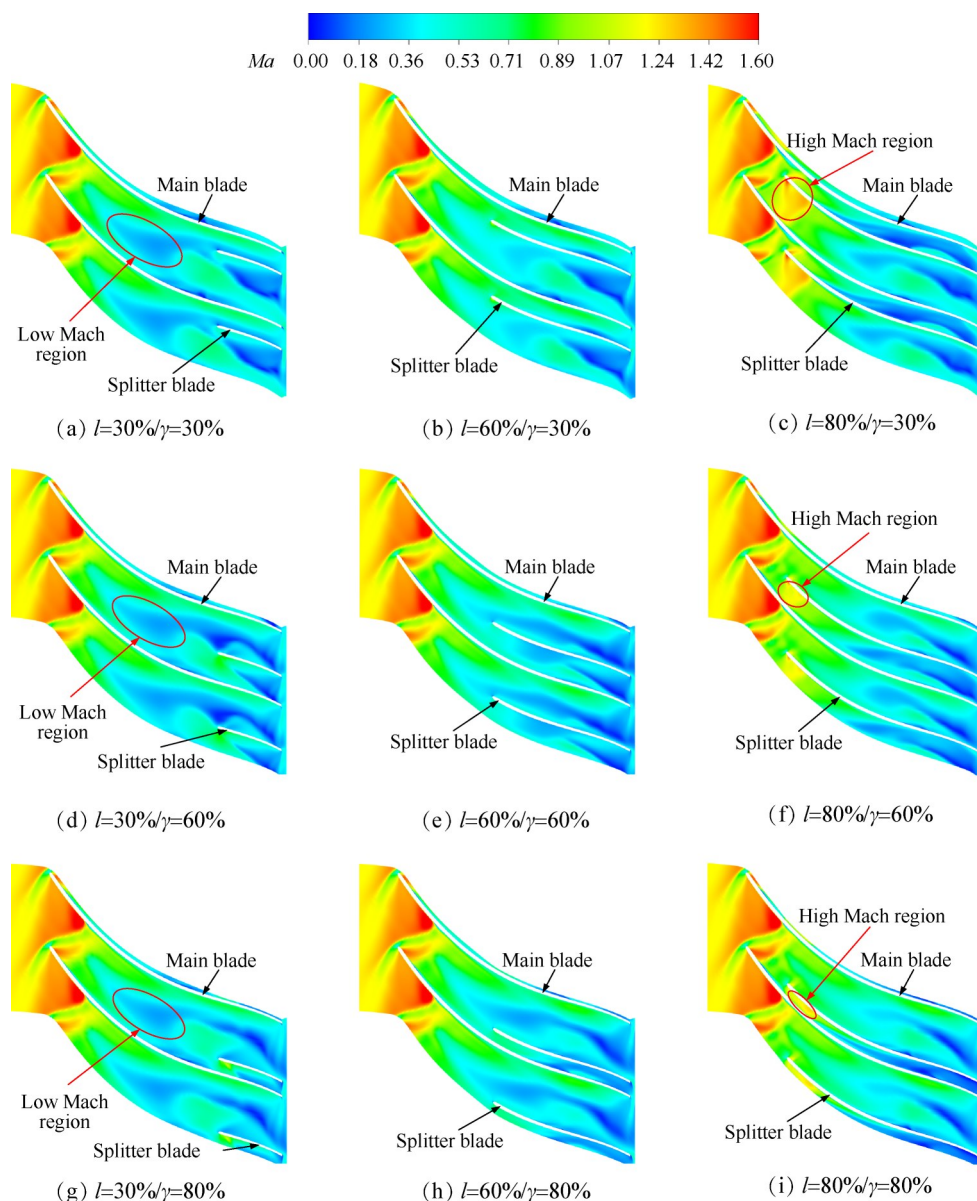


Fig. 7 Mach contours at 95% span under design condition

赫气流加速成一道延伸至吸力面附面层的激波,该激波导致的强逆压梯度使附面层发生分离,从而形成了起始于主叶片前缘叶根并向叶顶发展的狭长闭式分离区。结合上文分析可知,主叶片的激波将流道分隔为上游的超声速区和下游的亚声速区,下游分流叶片结构参数变化导致的势场改变无法传递至超声速区,因此所有分流叶片方案中,主叶片高损失区和分离结构没有明显变化,压气机性能的变化主要与分流叶片有关。

由图 8(a), 8(d), 8(g) 可以看到,采用 $l=30\%$ 方案时,分流叶片吸力面出现了严重的流动分离。随着压气机流道由轴向朝径向折转,叶轮内气体逐渐减速增压,而叶片的切线速度却不断增大,同时分流叶片过短导致气流的切线速度增加较慢,因此短分流

叶片将在较高冲角下工作,从而出现吸力面的流动分离使损失增加。而采用过长的分流叶片方案,则会导致分流叶片前缘的高马赫损失,同时靠近主叶片吸力面高速区安装分流叶片还会造成激波附面层干扰(如图 8(c) 所示),进一步使损失增加,这与上文的分析是一致的。当采用 $l=60\%$ 方案时,分流叶片前缘仍处于压气机流道的轴向部分,气流方向和叶片切线速度匹配合理,观察图 8(b), 8(e), 8(h) 可知,分流叶片吸力面没有出现因负荷过高造成的流动分离,同时分流叶片没有延伸至进口高速区,避免了高马赫损失的形成。

为了考察分流叶片结构参数变化对主叶片负荷的影响,图 9 给出了主叶片 95% 叶高截面的静压系数曲线,图中横坐标为无量纲化流向位置,纵坐标为静

压系数。静压系数的定义式如下

$$C_p = \frac{p}{p_0} \quad (3)$$

式中 p 为静压, p_0 为大气压。由图可以看出,分流叶片长度和周向位置对主叶片负荷有明显影响。负荷变化主要体现在主叶片压力面静压分布的改变,而主叶片吸力面静压分布基本不变,结合上文关于叶顶截面马赫数分布的分析可知,主叶片吸力面附近气流的高马赫特征使下游压力场变化无法前传,因此吸力面静压曲线变化不大。随着 γ 值增加,分流

叶片向主叶片压力面偏移,分流叶片压力面侧流道分配的空气质量流量增加,相应的,主叶片压力面侧流道流量减小,主叶片压力面所受气动力降低,因此主叶片负荷下降,由图9中压力面静压随 γ 增加而降低可以印证这一点。分流叶片长度 l 的增加也导致主叶片负荷减小,这与 l 的增加使叶轮高叶片稠度区增大导致主叶片两侧压差减小有关。采用过长的分流叶片并不能提高压比,反而会造成压气机性能下降(如图4所示),这是由于分流叶片过长使压气机进口区域流道变窄,气流速度增加,同时与气体接触的壁面面积

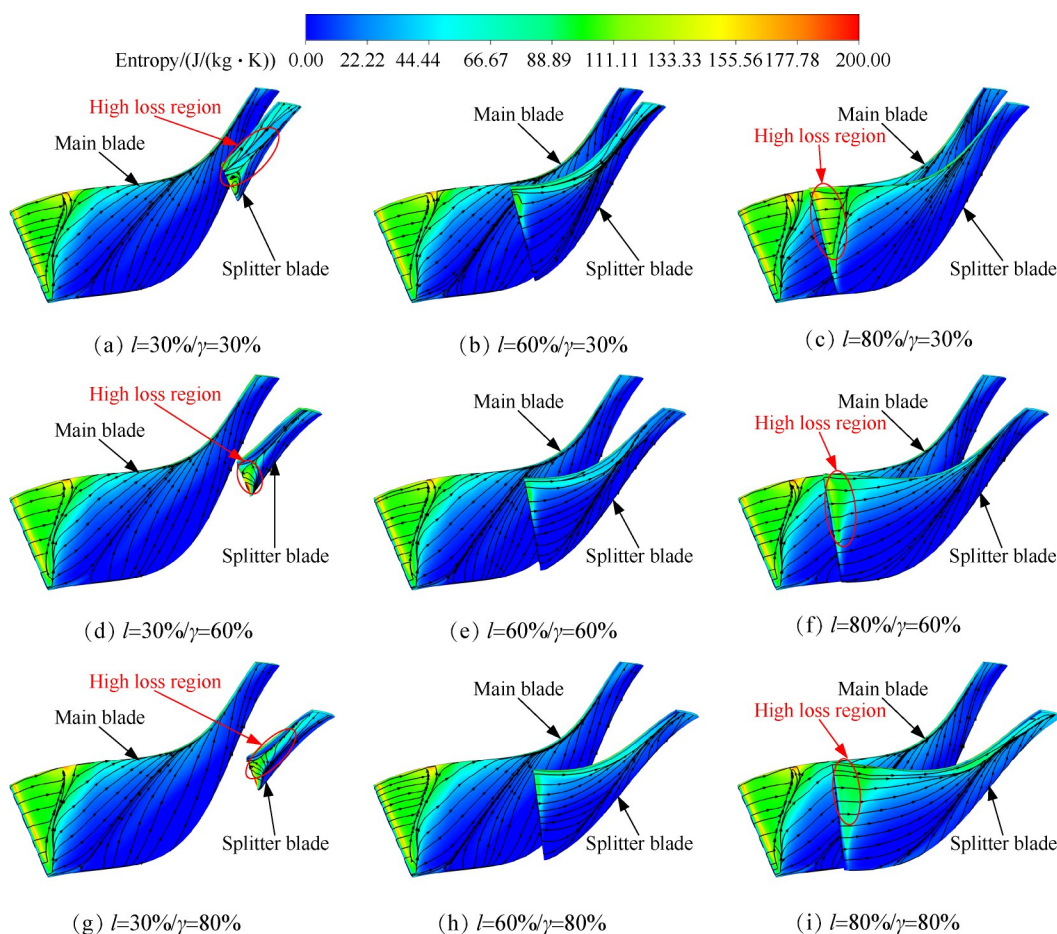


Fig. 8 Distribution of streamlines and entropy on suction surfaces under design condition

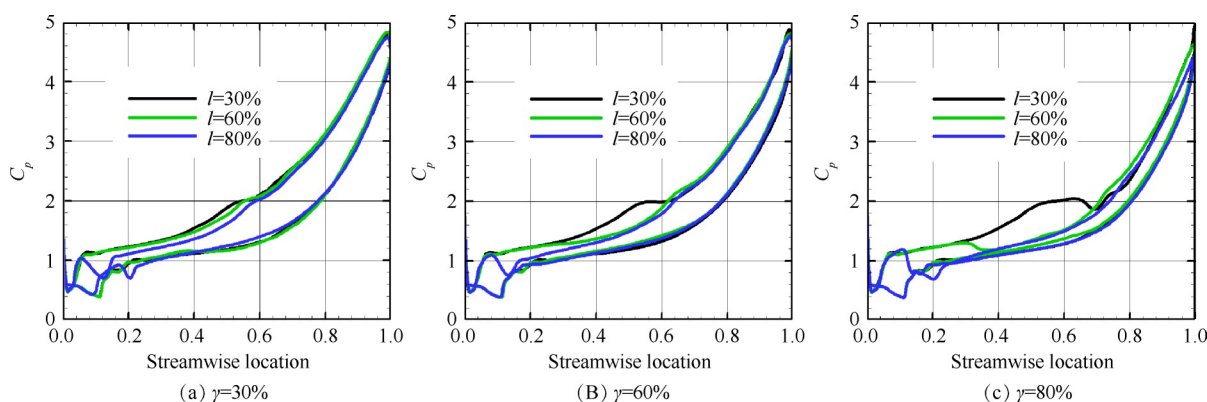


Fig. 9 Pressure coefficient distribution of main blade at 95% span under design condition

增加,导致摩擦损失和激波损失上升。当同时取较高的 γ 和 l 时,如图9(c)所示,主叶片在0.2~0.5流向区间基本没有建立有效的静压差,这意味着该区间的主叶片没有做功能力。叶顶负荷的变化会对叶顶泄漏产生影响,图10给出了主叶片叶顶泄漏强度随分流叶片结构参数的变化曲线。叶顶泄漏强度的定义为

$$Q = \frac{\int \rho \omega \cdot n dA}{\int dA} \quad (4)$$

式中 dA 表示微单元叶顶间隙截面面积, ρ 为气流密度, ω 为通过截面 dA 的相对速度, n 为截面 dA 的法向量。由图可以看出,主叶片叶顶泄漏强度随 l 和 γ 的增加而减小,与上文分析一致,这是由于分流叶片偏向主叶片压力面安装和增加分流叶片长度都能起到降低主叶片负荷的作用,减小了主叶片叶顶压力面和吸力面的静压差,从而使叶顶泄漏强度下降。综上分析可知,采用较高的 γ 和 l 有利于降低主叶片气动负荷,改善主叶片叶顶泄漏,然而过高的 γ 和 l 会导致压气机压比和效率的下降,这与叶顶泄漏涡的掺混扩散及泄漏涡间的相互干涉有关,因此,为明确分流叶片结构参数变化影响叶顶流场的机制,有必要进一步分析叶顶流场的损失分布和泄漏涡运动规律。

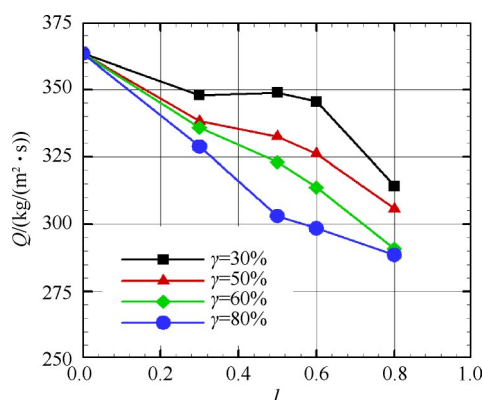


Fig. 10 Leakage intensity of main blade at design point

叶顶泄漏指气体跨过叶顶间隙流向临近通道的现象,造成叶顶泄漏的原因包括机匣与叶顶的相对运动和叶片两侧的压力差。泄漏流以较高速度由压力边流向吸力边,并在流道内横向压差与径向潜流的共同作用下卷绕成叶顶泄漏涡。由于叶顶间隙泄漏流与机匣附面层、叶片表面附面层的相互作用以及叶顶流场压力梯度的作用,同时叶片与机匣附面层间还存在相对运动,造成压气机叶顶区域的流动极为复杂,叶顶流动结构组织的完善程度是压气机能否稳定高效运行的关键因素之一。图11给出了主

叶片叶顶泄漏涡流线和不同流向位置的熵值云图。由图可以看出,高熵值集中在叶顶区域,反映出叶顶流场存在较高的气动剪切损失,特别是流道由轴向转为径向部分损失迅速增加。近机匣侧,当流道转弯后气流扩压加剧,使机匣附近的气流发生分离,机匣侧的逆压梯度还会使分离区进一步扩大并向出口散播开来。叶顶间隙流处于近机匣侧的高粘性区域,因而迅速扩散,同时泄漏涡以其高速、高涡量特征与叶顶流体相互作用加剧了高低能流体间的掺混剪切损失。对比图11各方案可以看出,采用如图11(b)所示的 $l=60\%/ \gamma=60\%$ 方案可使高损失区范围最小,能明显改善出口射流尾迹结构。从叶顶泄漏涡角度看,该方案改善压气机性能有两方面原因:一方面分流叶片对主叶片泄漏涡的分流作用削弱了其强度,从而减弱了泄漏涡与机匣侧高熵流体的相互作用;另一方面分流叶片吸力面高速低压气流对泄漏涡具有引射加速作用,限制分流后泄漏涡的进一步扩散和掺混。对于图11(a)所示的 $l=30\%/ \gamma=60\%$ 方案,分流叶片过短没能对泄漏涡进行分流,且此时主叶片流道扩张角较大,加剧了泄漏涡沿流向的扩散掺混损失。而采用图11(c)所示的 $l=80\%/ \gamma=60\%$ 方案虽然分流叶片起到了分流作用,但叶顶形成了明显的二次泄漏现象。导致叶顶泄漏的原因包括叶顶横向压差和叶片与机匣的相对运动,其中叶顶横向压差兼有限制二次泄漏的作用。当分流叶片过长使压气机叶顶负荷降低、横向压力梯度减弱后,横向压差将不足以限制叶顶泄漏跨过临近叶片,因而发生了二次泄漏现象。图11(d)方案利用了分流叶片吸力面气流的引射加速作用,但由于分流叶片靠近主叶片吸力面安装,未能对泄漏涡进行有效分流,造成高强度泄漏涡在分流叶片吸力面诱发了较高的气动损失。

除主叶片泄漏涡外,分流叶片也会形成泄漏涡,且二者会发生相互作用。图12给出了典型方案主叶片和分流叶片的泄漏涡流线图,其中绿色线为主叶片泄漏涡,红色线为分流叶片泄漏涡。由图可以看出, $l=30\%/ \gamma=60\%$ 方案(图12(a))中主叶片和分流叶片的泄漏涡分别独立在分流叶片两侧流道A、B发展,虽然二者没有相互干涉,但高强度主叶片泄漏涡会因流道扩张角较大而逐渐扩散使A流道叶顶损失加剧。 $l=60\%/ \gamma=60\%$ 方案(图12(b))中主叶片泄漏涡被分割成两个强度较弱的分支,泄漏涡强度削弱后由其诱发的损失也相应降低。其中流道B中的分支虽与分流叶片泄漏涡卷绕合并,但由上文分析

可知,合并后的泄漏涡并未导致损失急剧增加,这与合并后泄漏涡受分流叶片吸力面气流的引射作用和小扩张角流道 B 的限制作用有关。 $l = 80\%/\gamma = 60\%$ 方案(图 12(c))中可以看到主叶片和分流叶片泄漏涡流体都出现了二次泄漏,即便分流叶片能削弱主叶片泄漏涡,但二次泄漏会使损失增加同时降低叶顶流动的稳定性。 $l = 60\%/\gamma = 30\%$ 方案(图 12(d))中高强度的主叶片泄漏涡直接与分流叶片泄漏涡卷绕合并导致较强的气动剪切损失,同时由于分流叶片朝主叶片吸力面偏置使得流道 B 扩张角加大、流向

逆压梯度增强,进一步加剧了合并后泄漏涡沿流向的掺混扩散过程。由以上分析可知,分流叶片结构参数的优化应避免叶顶出现较强二次泄漏现象,并利用分流叶片对主叶片泄漏涡进行分流以削弱其强度,同时借助分流叶片吸力面侧狭长流道限制合并泄漏涡的掺混扩散过程。

3.3 分流叶片结构参数影响叶顶流场结构的物理机制

综合上文关于分流叶片长度和周向位置变化对离心压气机流场影响的分析,总结出图 13 所示典型

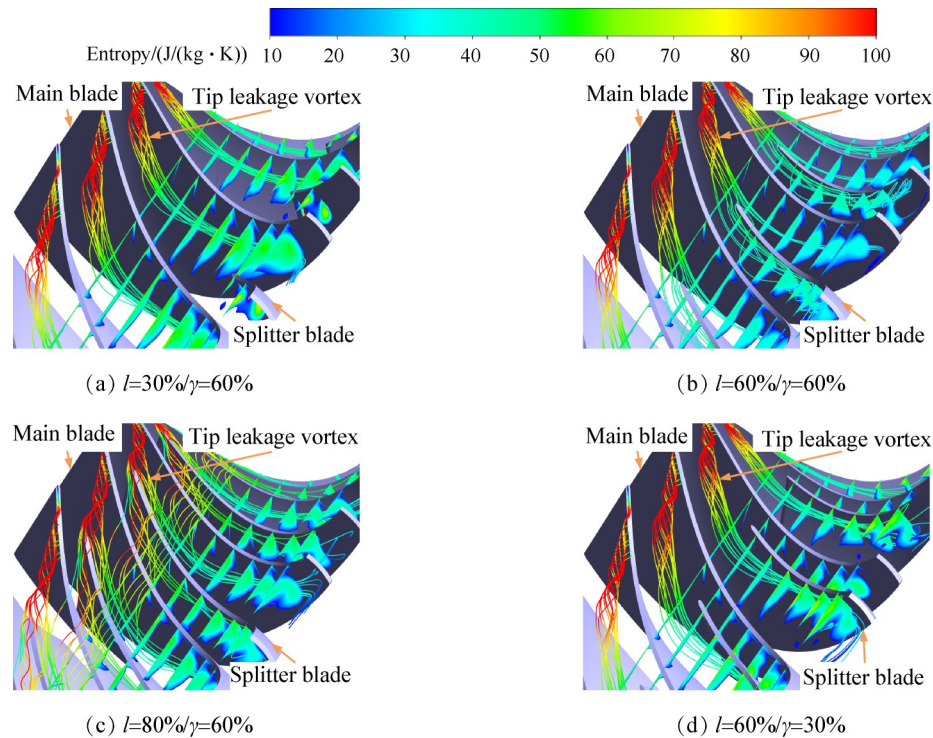


Fig. 11 Tip leakage vortex of main blade and distribution of entropy under design condition

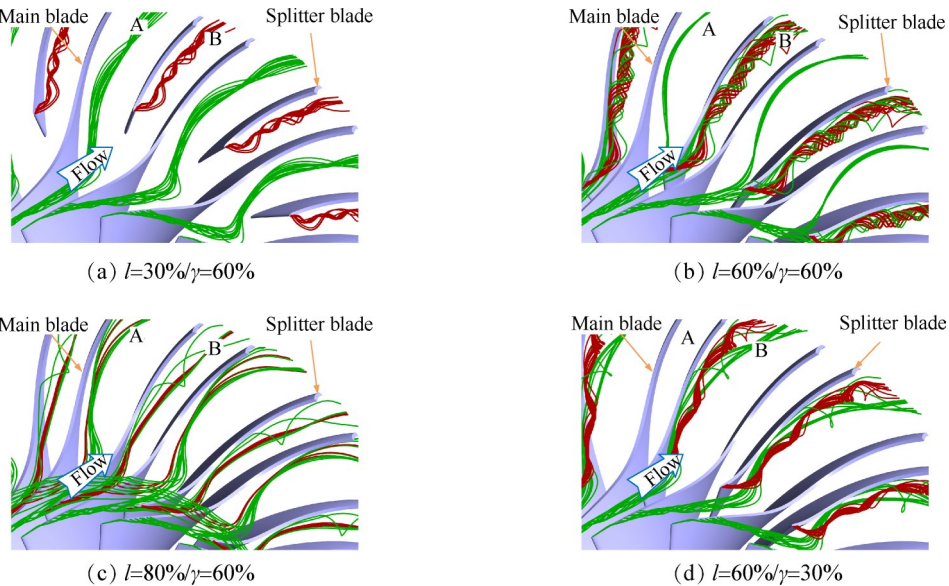


Fig. 12 Tip leakage vortices under design condition

分流叶片长度和周向位置参数下压气机的流动模型。图 13(a)对应分流叶片过短的方案,该方案中分流叶片未能对主叶片泄漏涡进行分流以限制其在压气机叶顶的扩散,同时由于短分流叶片方案中流道内气流切向速度与分流叶片切向速度不匹配,导致分流叶片在较高冲角下发生流动分离,分离区低能流体与分流叶片泄漏涡的掺混会导致损失进一步增加。图 13(b)对应最优分流叶片方案,该方案的分流叶片将高强度主叶片泄漏涡分割成强度较弱的两个分支,其中一支在流道内与主流逐渐掺混并耗散,没有诱发明显的阻塞区;另一分支与分流叶片泄漏涡卷绕合并,合并后的泄漏涡虽然在分流叶片叶顶吸力面会形成高损失区,但由于狭长叶片流道的限制作用和分流叶片吸力面高速气流的引射作用,该高损失区得到了有效控制,对压气机性能的影响有限。图 13(c)对应分流叶片过长的方案,该方案中分流叶

片前缘延伸至压气机进口附近的高速低温气流中,低温高速气流在分流叶片吸力面前缘加速形成高马赫区导致气流剪切损失增加,同时分流叶片过长使压气机叶顶横向压差降低,导致二次泄漏现象进而诱发低能气流的掺混损失。虽然该方案中分流叶片仍能起到对主叶片泄漏涡的分流和引射作用,但由于分流叶片前缘高马赫区和二次泄漏造成的能量损失较高,因此压气机性能恶化。图 13(d)方案对应分流叶片周向位置不合理方案,该方案中分流叶片前缘没有形成高马赫区,分流叶片长度选取合理,但由于分流叶片靠近主叶片吸力面安装,未能对主叶片泄漏涡进行有效分流以削弱其强度,造成高强度主叶片泄漏涡与分流叶片泄漏涡掺混进而导致损失增加,同时合并后的泄漏涡在扩张角较大的流道内发展,较强的流向逆压梯度会减弱分流叶片吸力面高速气流的引射作用,加剧低能流体的扩散损失。

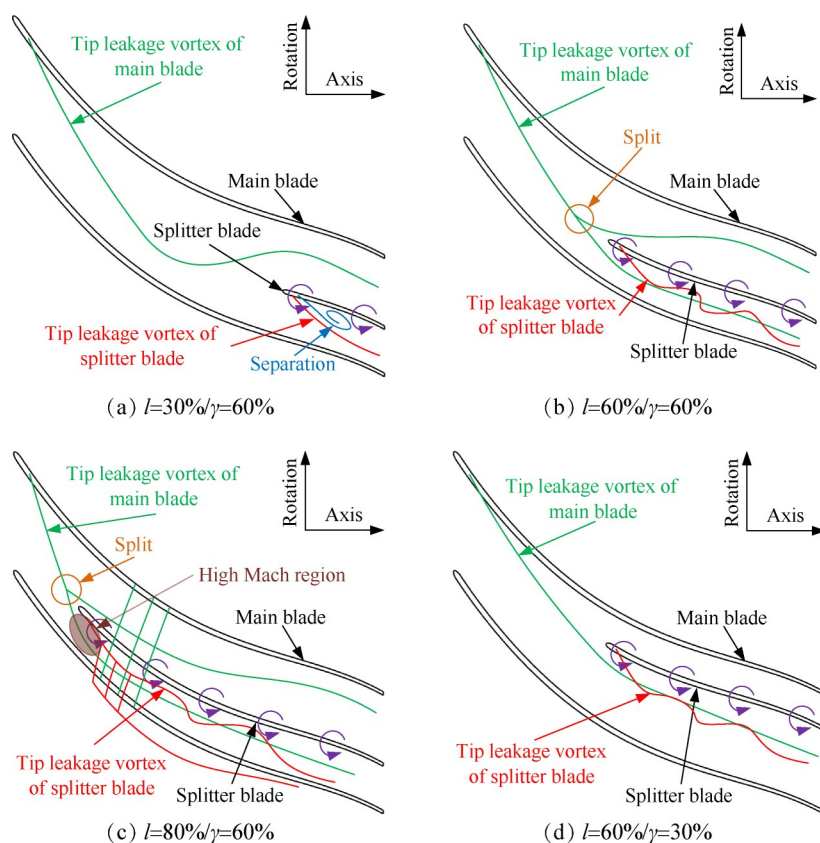


Fig. 13 Flow models for typical lengths and clocking positions of splitter blade

4 结 论

采用数值方法考察了分流叶片长度和周向位置变化对高压比离心压气机性能的影响,对典型分流叶片长度和周向位置下的压气机流场进行了详细分析,主要结论如下:

(1) 单独调整分流叶片长度或周向位置参数不能实现压气机性能的最优化,二者存在最优匹配关系,综合考虑压比和效率因素, $l = 60\%/\gamma = 60\%$ 为最佳方案,该方案的压比和效率较设计值分别提高了3.2%和1.0%。

(2) 分流叶片提升压气机性能的机理在于分流

叶片对主叶片泄漏涡的分流作用,以及分流叶片吸力面高速低压气流对泄漏涡的引射作用,分流作用削弱了泄漏涡强度,引射作用限制了泄漏涡的进一步扩散,以上两种作用有效改善了压气机叶顶堵塞和压气机出口的射流尾迹结构,从而降低了气动损失并使压气机级性能得到提升。

(3)分流叶片优化设计的关键在于合理选取分流叶片的长度和周向安装位置,实现分流叶片对高强度主叶片泄漏涡的分流和引射,同时应避免选取过长的分流叶片,导致压气机叶顶发生二次泄漏和分流叶片前缘形成局部高马赫区。

参考文献

- [1] 张金凤,袁野,叶丽婷,等.带分流叶片离心叶轮机械研究进展[J].流体机械,2011,39(11):38-44.
- [2] 刘波,杨晰琼,曹志远,等.带分流叶片离心压气机优化设计[J].推进技术,2014,35(11):1461-1468. (LIU Bo, YANG Xi-qiong, CAO Zhi-yuan, et al. Optimization Design of a Centrifugal Compressor with Splitters[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2014, 35(11): 1461-1468.)
- [3] 袁鹏,胡骏,王志强.带分流叶片离心叶轮气动设计及其流场分析[J].燃气涡轮试验与研究,2008,21(1):33-37.
- [4] 兰江,王辉.分流叶片对离心压缩机性能影响的数值分析[J].风机技术,2014,56(2):19-24.
- [5] Xu C, Amano R S. Centrifugal Compressor Performance Improvements Through Impeller Splitter Location [J]. *ASME Journal of Energy Resources Technology*, 2018, 140(5).
- [6] 陈杰,何敏祥,黄国平.叶尖间隙对离心叶轮偏置分流叶片工作机理的影响[J].航空动力学报,2016,31(8):1950-1956.
- [7] 谢蓉,海洋,王晓放.分流叶片周向位置设计及其对离心叶轮内部流动的影响[J].燃气轮机技术,2009,22(2):37-41.
- [8] 卜远远,楚武利.分流叶片周向位置对离心叶轮性能及内部流动的影响[J].流体机械,2011,39(9):16-20.
- [9] Krain H. CAD Method for Centrifugal Compressor Impeller [J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1984, 106(2): 428-488.
- [10] Krain H, Hoffman W. Verification of an Impeller Design by Laser Measurements and 3D-Viscous Flow Calculations[R]. *ASME 89-GT-159*.
- [11] 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.
- [12] Krain H. Swirling Impeller Flow [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1988, 110(1): 122-128.
- [13] 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*.
- [14] 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*.
- [15] 陈杰.跨声速微型斜流压气机设计方法研究[D].南京:南京航空航天大学,2010.
- [16] 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(工程热物理研究所),2011.
- [17] 吴世勋.双级离心压气机气动分析与优化设计[D].北京:中国科学院研究生院(工程热物理研究所),2012.
- [18] 石建成,高星,刘宝杰.跨声速离心叶轮负荷分布的影响分析[J].推进技术,2008,29(4):458-464. (SHI Jian-cheng, GAO Xing, LIU Bao-jie. Effects of Loading Distribution on a Transonic Centrifugal Impeller [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2008, 29(4): 458-464.)

(编辑:史亚红)