

串列叶栅扩压器弦长比对离心压气机的性能影响研究

刘磊^{1,2}, 吴世勋¹, 赵洪雷^{1,2}, 谭春青^{1,2}

(1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘要:为研究串列叶栅前后排叶片的弦长比对离心压气机性能的影响规律,采用数值模拟的方法对某离心压气机扩压器进行串列改造,并在弦长比为0.7、1.0和2.0时对离心压气机级性能进行分析。研究结果表明:串列叶栅扩压器效率优于楔形扩压器,且可以明显拓宽压气机的工作裕度;串列叶栅弦长比在一定范围内数值越大,即前排叶片越短,压气机性能越佳。在串列叶栅扩压器后排叶片前缘附近添加合适弦长的小叶片可以在不降低离心压气机效率与工作裕度的同时提高总压比,同时拓宽其最大通流能力。

关键词:离心压气机;串列叶栅扩压器;弦长比;数值模拟;小叶片

中图分类号:V231.3

文献标志码:A

文章编号:1009-2889(2019)03-0019-06

离心压气机叶轮出口气流的动能约占叶轮加功量的30%~40%,需要合理利用这部分能量,将动能转化为压力能,以防造成大量能量损失。随着离心压气机向高效率、高负荷和宽工况范围方向发展,扩压器的作用就变得尤为重要。目前扩压器主要分为无叶扩压器和有叶扩压器。无叶扩压器工作裕度较大但扩压能力不足,常规有叶扩压器虽然在设计点附近效率高但工作裕度较低,为解决这一矛盾,串列叶栅扩压器凭借着其高效、低损失、运行范围宽的特点,得到了广大学者们的重视。

串列叶栅概念的提出最早发生在20世纪初,直到1965年,串列叶栅技术用于离心压气机径向扩压器才在USAA VLABS Technical Report中得到报道。1972年,Pampreen^[1]等使用串列技术设计了三排叶片的离心压气机扩压器,并与通道型扩压器进行性能比较。结果表明:串列扩压器损失小,工作范围宽,而且在相同进出口条件下,与常用扩压器相比尺寸也更小。1982年,Seleznov^[2]等通过对单列叶栅扩压器与串列叶栅扩压器进行性能比较发现,串列叶栅扩压器的效率要比单排叶片扩压器高,且第二排叶片吸力面前缘相对于第一排叶片压力面尾缘周向位置为节距的10%时,串列叶栅扩压器的效率最高。JongSik Oh^[3]等通过对两种前列叶片稠度不同

的串列叶栅扩压器进行数值模拟,结果表明稠度小的串列叶栅扩压器能够提供更高的压比和效率,通过对稠度相对小的扩压器进行进一步研究发现,当前后列叶片的相对周向位置为30%时,压气机能够达到最好的性能。

国内则是从20世纪七八十年代开始对串列叶栅在各方面的应用进行深入研究。范孝铨^[4-6]等对串列叶栅应用在涡轮增压离心压气机扩压器进行实验研究并对串列叶栅扩压器进行机理分析。赵晓路^[7]等在低稠度串列叶栅扩压器内部流场使用无粘-边界层迭代计算和直接N-S方程计算两种方法进行了数值模拟,结果表明数值模拟能够较为准确地模拟真实流动。吴东坡^[8]等通过对离心压气机半开式叶轮采用无叶和串列叶栅扩压器进行性能分析,发现高能量头系数级采用串列扩压器能够有效地改善叶轮出口流场,使得流动分布更加均匀,从而减小流动损失,提高压力恢复系数和级效率。谢蓉^[9-10]等通过研究发现串列叶栅扩压器的叶型及其第一列叶片出口角均对扩压器的性能具有重要的作用。林彤^[11]等通过对离心压气机内部流动进行数值分析发现,串列叶栅扩压器可以解决叶片扩压器流量范围小的问题。宋文杰^[12]等根据离心叶轮出口参数设计了串列叶栅扩压器,研究表明当前后

排叶栅周向相对位置为 30% 时,扩压器的性能达到最佳,压气机总压比和等熵效率最大,稳定工作范围也得到扩宽。周莉^[13-14]等对离心压气机级串联叶栅扩压器进行研究,结果表明串联叶栅扩压器性能要优于单列叶栅扩压器,前后排叶片之间存在一个最佳的周向位置使得扩压器的损失最小。赵鹏飞^[15]等对大流量系数离心压气机涡轮和不同扩压器的性能进行分析,研究表明当串联叶栅前列叶片的尾缘靠近后列叶片压力面时压气机级的性能更好,并对这种现象做出了合理解释。

国内外对离心压气机串联叶栅扩压器周向相对位置、安装角和稠度等的研究已经比较详尽,但串联叶栅的性能由多种几何参数决定,其中对与叶片表面速度分布以及附面层的发展具有重要影响的弦长比的研究则相对较少。为了探究串联叶栅弦长比对离心压气机性能的影响规律,本文采用数值模拟方法对某离心压气机楔形扩压器进行串联叶栅改造,获得一种合理的前后排叶片弦长比,使离心压气机性能得到提升,并在此基础上对串联叶栅添加小叶片,研究二者对离心压气机的性能影响。

1 串联叶栅扩压器模型

本文研究对象原型由带分流叶片的半开式离心叶轮与楔形扩压器组成。离心叶轮叶片数为 15 + 15,扩压器叶片数为 23,压气机设计转速为 45 000 r/min。原叶轮和扩压器的示意图如图 1、2 所示。

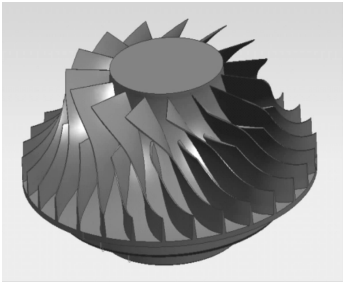


图 1 离心叶轮

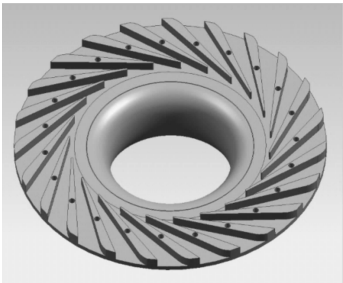


图 2 楔形扩压器

串联叶栅几何定义如图 3 所示。本文中所有串联叶栅均采用 NACA65 叶型。图 3 中标识了叶栅弦长 C 、栅距 s 、 f_b 、 r_b 分别表示前、后排叶片。前后排叶片相对周向位置 30%,重叠度为 0,弦长比 $F = C_{rb}/C_{fb}$ 。为了获得串联叶栅扩压器的弦长比的较优值,在保证与原楔形扩压器相同进、出口半径,且总弦长相等的的前提下,取 $F_1 = 0.7, F_2 = 1.0, F_3 = 2.0$ 三种情况进行比较,并分别命名为 Tandem1、Tandem2、Tandem3。串联叶栅的具体几何参数如表 1 所示。

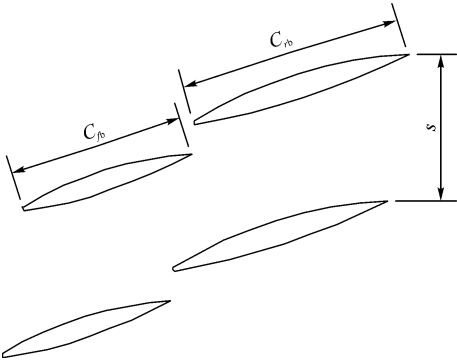


图 3 串联叶栅几何参数

表 1 串联叶栅几何参数

串列叶栅		叶片数	安装角/(°)	进口半径/mm	弦长/mm
Tandem1	前列	23	21.0	240.7	68.6
	后列	23	44.8	315.4	49.1
Tandem2	前列	23	21.0	240.7	58.6
	后列	23	41.4	301.7	59.1
Tandem3	前列	23	21.0	240.7	39.1
	后列	23	34.7	277.5	78.6

2 数值模拟方法简介

数值计算采用商用 NUMECA 软件包,控制方程采用雷诺平均 Navies-Stokes 方程表示,湍流模型选用 Spalart-Allmaras 模型。空间离散采用中心差分格式,时间离散采用四阶 Runge-Kutta 法,并采用全多重网格法加速收敛。计算网格总数约为 210 万,其中离心叶轮约为 110 万,扩压器网格数约为 100 万,近壁面处第一层网格尺度为 3×10^{-6} m,对应 y^+ 值为 1,经过网格无关性验证,该计算网格满足数值模拟精度要求。

为了模拟串联叶栅扩压器真实进口条件,以带串联叶栅扩压器的离心压气机级为研究对象,计算区域包括离心叶轮和串联叶栅扩压器。叶轮进口给

定轴向进气,进口总压为 101 325 Pa,进口总温为 288.15 K,出口给定平均静压,固体壁面设置为无滑移以及绝热壁面边界条件,计算时通过调整出口背压获得压气机级性能曲线。

3 计算结果及分析

图 4 给出离心压气机在设计转速下,采用三种不同弦长比串列叶栅扩压器及楔形扩压器的部件特性线对比。从流量压比特性中可以看出,三种弦长比串列叶栅扩压器均明显增大压气机的通流能力,同时随着其弦长比增加,压气机喘振边界逐渐向小流量方向变化,即其工作裕度呈递增趋势。其中原压气机流量范围为 2.26 ~ 2.35 kg/s, Tandem3 流量范围为 2.22 ~ 2.38 kg/s,离心压气机的工作裕度得到较大拓宽。另外,串列叶栅扩压器也一定程度上提升了离心压气机的最高压比,其中 Tandem2 相对楔形扩压器的总压比增加约 1.9%。从流量效率特性中可以看出,随着串列叶栅扩压器弦长比增加,压气机效率特性线整体向上方移动,即设计转速下全流量范围效率均逐渐提升。其中 Tandem1 与 Tandem2 的最高效率均较楔形扩压器有所降低,但 Tandem3 最高效率相对楔形扩压器增加约 1.1%。相比于楔形扩压器,采用三种串列叶栅扩压器离心

压气机特性曲线更为平稳,在较大的流量范围内工作均可以保持在高效率区。

图 5、图 6 是采用不同结构形式扩压器离心压气机在各自最高效率点工况下扩压器的静压恢复系数和总压损失系数分布曲线对比。表 2 为各工况点的详细参数。

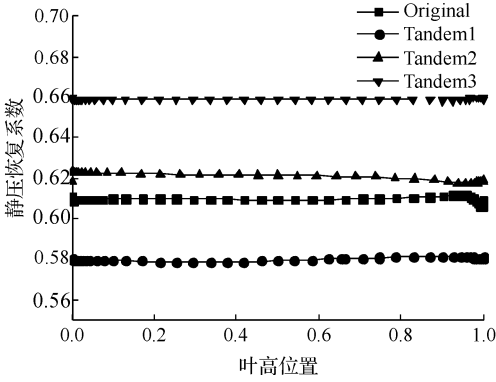


图 5 静压恢复系数曲线

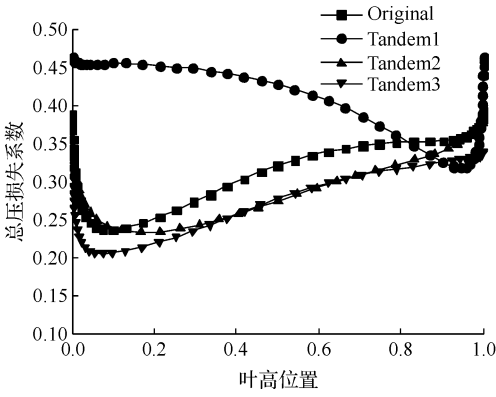
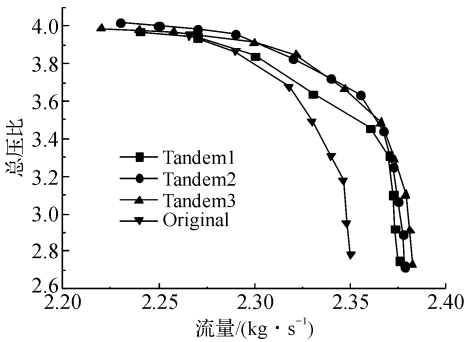
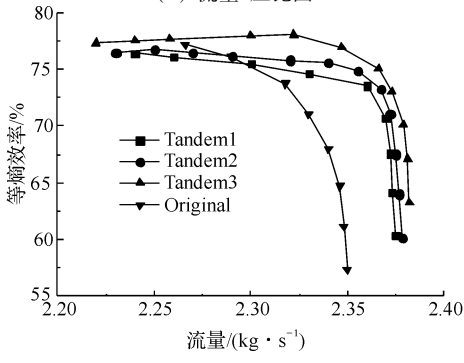


图 6 总压损失系数曲线



(a) 流量-压比图



(b) 流量-效率图

图 4 离心压气机性能曲线比较

表 2 各扩压器最高效率点的流量参数

扩压器	流量/(kg · s ⁻¹)	等熵效率	总压比
楔形扩压器	2.27	0.772	3.96
Tandem1	2.26	0.761	3.90
Tandem2	2.25	0.768	4.02
Tandem3	2.32	0.780	3.97

其中静压恢复系数 $C_{ps,d}$ 和总压损失系数 $C_{pt,d}$ 的定义如下：

$$C_{ps,d} = \frac{P_{s,d} - P_{s,i}}{P_{t,i} - P_{s,i}}$$
$$C_{pt,d} = \frac{P_{t,i} - P_{t,d}}{P_{t,i} - P_{s,i}}$$

式中： $P_{t,i}$ 、 $P_{t,d}$ 分别为扩压器进口和出口的总压； $P_{s,i}$ 、 $P_{s,d}$ 分别为扩压器进口和出口的静压。

从图 5、图 6 可以看出,串列叶栅扩压器 Tandem2 和 Tandem3 的静压恢复系数和总压损失系数均较楔形扩压器得到改善。四者均有较大的端壁

损失,且扩压器叶顶损失大于叶根损失。这是由于叶轮出口的气体流速高,经过较短的无叶扩压段,在进入扩压器时尚未得到充分发展,使得流体沿叶展方向发生掺混,并在叶轮出口近机匣侧形成回流区,压力损失增加所致。静压恢复系数反映了扩压器内的压力回收情况,通过对图 5 和图 6 四种情况对比,Tandem3 具有最好的静压恢复和最小的总压损失。

图 7 给出采用楔形扩压器、Tandem1、Tandem2、Tandem3 离心压气机最高效率工况点在 50% 叶高截面的相对马赫数分布。

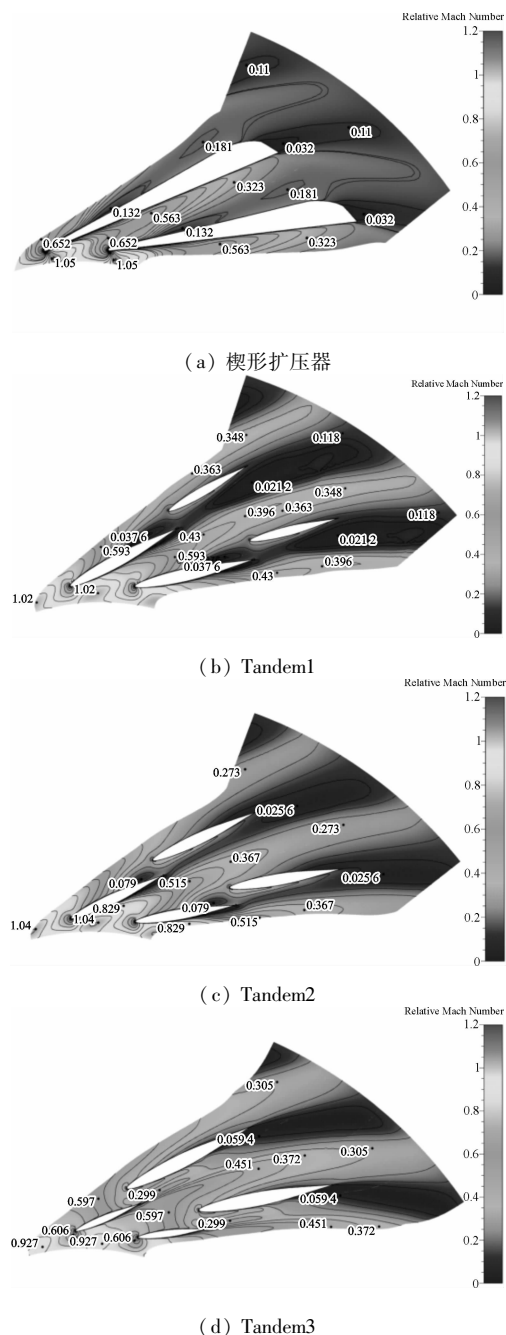


图 7 不同扩压器在 50% 叶高截面相对马赫数分布图

从图 7 可以看出,在 50% 叶高处,楔形扩压器从叶片压力面中前部出现低速区,一直延续到压力面出口,并在叶片钝尾缘处形成小面积旋涡。Tandem1 从前排叶片压力面中后部开始出现大面积回流区,堵塞了扩压器前后排叶片之间的渐缩通道,使得串列叶栅优势无法发挥。同时叶片吸力面尾部附近存在低速区,二者汇合并入主流产生较大的损失,致使扩压器扩压能力下降。Tandem2 与 Tandem1 流场结构基本一致,但由于前排叶片变短,两处低速区面积均有一定程度减小,叶片压力面中后部低速区面积的减少减轻了前后排叶片之间渐缩通道的堵塞,大大减小了扩压器后部低速区的面积,使得离心压气机效率与压比均得到一定程度提升。Tandem3 前排叶片进一步变短使得两处回流区消失,这是由于串列叶栅前后排叶片间的渐缩通道将气流加速并引至后排叶片的吸力面,吹除前排尾迹,在后排叶片前缘重新生成附面层,阻止了前排叶片附面层的继续发展。

对比 Tandem1 - 3 相对马赫数分布可以得出,前排叶片越短,前后排叶片之间的渐缩通道所提供的加速效果对前排叶片附面层发展的阻隔作用越明显。由于径向扩压器损失主要集中在前半段,所以降低前排叶片的扩压损失会对离心压气机性能更有益,但与此同时,后排叶片弦长增加随之会带来后排叶片的流动损失问题。Tandem3 性能相比于其他两种情况效果更好,但后排叶片尾部仍存在分离现象,为增强后排叶片的抗分离能力,尝试在后排叶片前缘附近添加小叶片。

4 串列叶栅优化分析

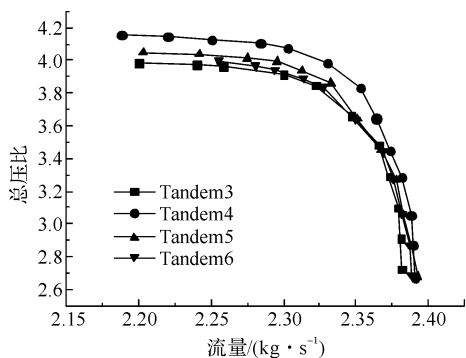
图 8 为添加小叶片的串列叶栅示意图。小叶片同样采用 NACA65 叶型。



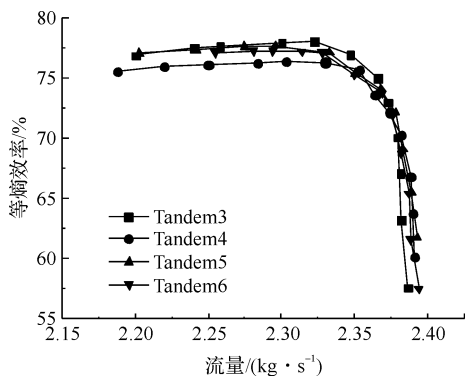
图 8 Tandem3 后列分别加小叶片示意图

在串列叶栅扩压器 Tandem3 后前排缘附近添加小叶片的前提下,为了考察小叶片弦长对串列叶栅扩压器性能的影响,分别对小叶片弦长占串列叶栅扩压器总弦长 C 的 7%、10%、20% 三种情况下的离心压气机进行数值模拟。将小叶片弦长占总弦长

7%、10% 和 20% 依次记为 Tandem4、Tandem5 和 Tandem6。



(a) 流量-压比图



(b) 流量-效率图

图9 Tandem3~6 性能曲线

图9给出离心压气机在设计转速下,Tandem3~6 部件特性线对比。从图中可以看出,添加小叶片后,离心压气机的堵塞流量和压比均得到不同程度提升,且小叶片弦长越小,压比提升越大,但离心压气机效率有一定程度的下降。其中 Tandem5 与 Tandem3 效率与工作裕度基本相当,但压比有所提高。Tandem4 效率下降明显,但压比得到较大提高,工作裕度也有所提升。这表明添加合适弦长的小叶片可以在基本不降低离心压气机效率与工作裕度的同时提高总压比,同时拓宽其最大通流能力。

5 结论

本文采用数值模拟方法对某离心压气机径向扩压器进行串列叶栅改造,较大幅度提高了原离心压气机的气动性能,并在合适弦长比串列叶栅扩压器的基础上添加小叶片进行优化探索研究,主要结论如下:

1) 串列叶栅扩压器效率优于楔形扩压器,且可以明显扩宽压气机的工作裕度。本文 Tandem3 较原型扩压器对离心压气机效率提高约为 1.1%,总

压比提高约为 1.9%,工作范围提高约为 5.5%。

2) 在一定的范围内,串列叶栅扩压器前排叶片越短,前后排叶片之间的渐缩通道所提供的加速效果对前排叶片附面层发展的阻隔作用越明显,从而降低前排扩压损失,提高压气机性能。

3) 在串列叶栅扩压器后排叶片前缘附近添加合适弦长的小叶片可以在基本不降低离心压气机效率与工作裕度的同时提高总压比,同时拓宽其最大通流能力。

参考文献:

- [1] PAMPREEN R C. The use of cascade technology in centrifugal compressor vaned diffuser design [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1972, 94(3): 187.
- [2] SELEZNEV K P, GALERKIN I B. Centrifugal compressors [M]. Mashinostroenie: Leningrad Division, 1982.
- [3] OH J S, BUCKLEY C W, AGRAWAL G L. Numerical investigation of low solidity vaned diffuser performance in a high-pressure centrifugal compressor-Part III: Tandem Vanes [J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 134(6): 1009-15.
- [4] 范孝铨. 离心压气机双列叶栅扩压器设计和试验 [J]. 内燃机工程, 1980(2): 66-76.
- [5] 范孝铨. 双列叶栅扩压器几何参数对离心式压气机特性影响的试验研究 [J]. 内燃机学报, 1985(2): 78-90.
- [6] 范孝铨. 双列叶栅扩压器的研究 [J]. 铁道学报, 1988(1): 4-13.
- [7] 赵晓路, 王巍. 离心压气机低稠度串列叶栅扩压器流场数值分析 [J]. 工程热物理学报, 1997, 18(2): 186-9.
- [8] 吴东坡, 刘长胜. 离心压缩机级半开式叶轮采用无叶和串列扩压器的性能分析 [J]. 风机技术, 2009(3): 8-10.
- [9] 谢蓉, 明亮, 杨勇. 串列叶栅扩压器第一列叶片出口角对性能的影响 [J]. 风机技术, 2014, 56(03): 22-25 + 31.
- [10] 谢蓉, 杨勇, 海洋, 等. 离心压气机错排叶栅扩压器性能研究 [J]. 燃气轮机技术, 2010, 23(2): 48-52.
- [11] 林彤, 祁明旭, 谈伟, 等. 扩压形式对离心压气机性能影响 [J]. 工程热物理学报, 2013, 34(3): 41-44.
- [12] 宋文杰, 杨爱玲, 赛庆毅, 等. 串列叶栅前后排叶片周向相对位置对离心压气机性能的影响 [J]. 能源研究与信息, 2015, 31(4): 52-59.
- [13] ZHOU L, WANG Z, LIU Z. Investigation on influence of design parameters for tandem cascades diffuser using DOE method [J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2014, 8(2): 240-251.
- [14] 周莉, 李妍, 王占学. 串列式叶栅扩压器非定常流动研究 [J]. 工程热物理学报, 2017(7): 211-216.
- [15] ZHAO P F, LIU Y, WANG X F. Analysis of vortices and performance of different diffusers in a large mass flow coefficient centrifugal compressor [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power & Energy, 2017,

231(4): 095765091770133.

Numerical Study of the Tandem Cascade Chord Length Ratio on the Performance of Centrifugal Compressor

Liu Lei^{1,2}, Wu Shixun¹, Zhao Honglei^{1,2}, Tan Chunqing^{1,2}

(1. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Science, Beijing 100190, China;

2. University of Chinese Academy of Science, Beijing 100049, China)

Abstract: In order to study the influence of the chord length ratio of the tandem cascade on the performance of the centrifugal compressor, the numerical simulation method was used to carry out serial transformation of a centrifugal compressor diffuser, and the performance of the centrifugal compressor stage was analyzed when the chord length ratio was 0.7, 1.0 and 2.0. The results show that the efficiency of the tandem cascade diffuser is better than that of the wedge diffuser, and the operating margin of the compressor can be significantly widened; the chord length ratio of the tandem cascade is larger within a certain range, that is, the shorter the front row of blades, the better the performance of the compressor. Adding a small blade with a suitable chord length near the leading edge of the tandem cascade diffuser can increase the total pressure ratio without reducing the centrifugal compressor efficiency and working margin, while broadening its maximum flow capacity.

Key words: centrifugal compressor; tandem cascade diffuser; chord length ratio; numerical simulation; small blade

撤 稿 声 明

撤稿:《等离子体点火特性与强化燃烧的数值模拟与实验研究》,燃气轮机技术,2019(2):34-39,62.

《燃气轮机技术》编辑部:

我们申请撤稿《等离子体点火特性与强化燃烧的数值模拟与实验研究》,燃气轮机技术,2019(2):34-39,62,原因如下:该论文与同组共同研究者发表的另一篇文章(Shizheng Liu, Ningbo Zhao, Jianguo Zhang, Jialong Yang, Zhiming Li and Hongtao Zheng. Experimental and numerical investigations of plasma ignition characteristics in gas turbine combustors[J]. Energies, 2019, 12(8), 1511)存在 8 幅实验图片及结果图片部分重复,虽然各自独立撰写论文且研究内容及结果阐释并不相同,但是为保证研究工作的严谨性,同时尊重贵刊荣誉和刊登文章的权威性,我们决定将论文撤稿修改。对《燃气轮机技术》编辑部造成的不良影响深表歉意。

作者:宋少雷,孔龙,杨家龙

2019 年 7 月 26 日