

对转压气机非轴对称端壁造型优化设计

张 鹏, 刘 波, 曹志远, 那振喆, 史 磊
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 为探索非轴对称端壁对对转压气机流场影响机理, 采用端壁造型进一步提高对转压气机性能, 以某对转压气机双排转子为研究对象, 应用人工神经网络与遗传算法在整机环境下先后对转子 1(R1)和转子 2(R2)进行了非轴对称端壁造型优化, 并对比分析了优化前后流场结构及性能。结果表明: 在优化工况点, 非轴对称端壁改变了各转子轮毂附近的静压分布, 减小了周向静压梯度, 降低了二次流强度; 同时改变了各转子沿径向的通流能力, 提高了各转子靠近尖部区域的效率; 最终对转压气机整机效率上升了 0.78%。

关 键 词: 对转; 压气机; 非轴对称端壁; 二次流; 优化设计

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Optimization design for counter-rotating compressor with non-axisymmetric endwall contouring

ZHANG Peng, LIU Bo, CAO Zhi-yuan, NA Zhen-zhe, SHI Lei

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In order to explore the effects of non-axisymmetric endwall on counter-rotating compressor, taking the rotors of a counter-rotating compressor as research object, based on artificial neural network and genetic algorithm, the optimization of non-axisymmetric endwall contouring was carried out successively on rotor 1 (R1) and rotor 2 (R2) in multistage environment. The changes of flow field and performance before and after optimization were compared and analyzed. The purpose was to further improve the performance of the counter-rotating compressor with implementation of non-axisymmetric endwall contouring. The results show that on the optimization condition point, the non-axisymmetric endwall changes the static pressure distribution near rotors' hub endwall, decreases the circumferential static pressure gradient, and reduces the intensity of secondary flow; meanwhile it also changes the flow capacity along the radial span of rotors, and improves the efficiency of upper area; finally the efficiency of the counter-rotating compressor is increased by 0.78%.

Key words: counter-rotating; compressor; non-axisymmetric endwall; secondary flow; optimization design

非轴对称端壁造型技术在近几年已成为叶轮机械气动热力学的研究热点之一, 其主要是通过端壁凹凸结构来控制局部的二次流损失, 达到减小流动损失的目的。1994 年 Rose^[1]首次将非轴对

称端壁造型技术应用于涡轮导叶中, 之后国内外学者针对该技术作了大量的研究工作。文献[2]对常规叶栅的下端壁进行非轴对称端壁造型, 研究表明下端壁上凸叶栅的下通道涡的形成比常规叶

栅滞后,失去了充分发展的“机会”,进而减小了涡轮叶栅的二次流损失.文献[3-4]研究了两种非轴对称端壁造型方法,并对其进行了数值模拟和实验研究,结果发现这两种端壁造型方法均能使涡轮叶栅中的二次流损失得到有效降低.文献[5]对某 1.5 级涡轮进行非轴对称端壁造型,并将数值模拟结果与 5 孔针测试结果进行比较,研究表明造型后导叶中二次流损失明显减小,涡轮级效率提高了 $1\% \pm 0.4\%$.文献[6]在通过采用非轴对称端壁造型技术使得 Trent500 发动机涡轮效率得到有效提升.

目前针对非轴对称端壁造型技术的研究主要集中在涡轮中,其在压气机的应用研究则是近几年才展开.文献[7-8]对非轴对称端壁造型在压气机内的应用做了部分实验和数值模拟,取得了很好的效果.文献[9]在亚声速轴流压气机转子上应用非轴对称端壁造型技术,数值结果表明非轴对称端壁减弱了转子轮毂附近的二次流流动,压气机峰值效率提高了 0.3285%.文献[10]在跨声速轴流压气机转子上应用非轴对称端壁造型技术,研究表明非轴对称端壁不仅可以有效控制转子轮毂附近的流动损失,还对整个叶高范围内通道流场均有影响,抑制了下游静叶角区分离,提高了压气机效率.

对转压气机由于减少了中间起整流作用的静子叶排,减少了结构质量,大幅提高了发动机推质比,因而越来越受到叶轮机械人员的重视^[11-18],目前国内针对非轴对称端壁造型在对转压气机中的研究较少.鉴于此,本文以某对转压气机为研究对象,对其进行非轴对称端壁造型优化设计,旨在探索非轴对称端壁造型技术提高对转压气机性能的潜力.

1 研究对象与数值模拟方法

本文以西北工业大学的轴流式双排对转压气机试验台为研究对象,试验台主要包括进口导叶(IGV)、转子 1(R1)、转子 2(R2)和出口导叶(OGV),设计转速为 8 000 r/min(从进口向下游看,R1 为顺时针旋转,R2 为逆时针旋转),其实物图如图 1 所示.由于转子中的流动更为复杂,同时为了提高优化效率,本文优化对象仅仅选取 R1 和 R2,并在级环境下依次对 R1 和 R2 进行优化.

数值研究工具采用商业软件 NUMECA,控制方程为三维雷诺时均 Navier-Stokes 方程,空间离散使用中心差分格式,时间项采用 4 阶 Runge-

Kutta 方法迭代求解,湍流模型选用 Spalart-Allmaras (S-A) 模型, Courant-Friedrichs-Lewy (CFL)数取 3.0.根据实验条件,边界条件给定进口总温、进口总压、来流方向和出口背压.图 2 给出了对转压气机叶片表面计算网格示意图,网格由 AutoGrid5 模块自动生成,拓扑结构为 O4H 型,网格节点总数约为 70 万.

由于实验是在整机环境下进行的,为了检验数值模拟方法的合理性,本文首先对整机对转压气机进行了数值模拟.图 3 给出了整机对转压气机的计算网格,其中 R1 和 R2 的网格与图 2 保持一致,且数值模拟方法保持不变.

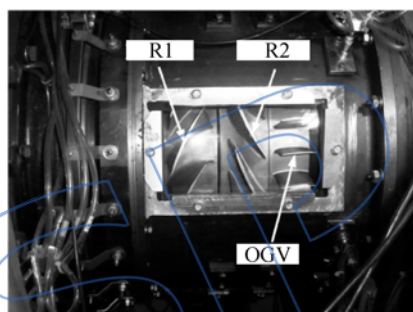


图 1 对转压气机实物图
Fig. 1 Photo of counter-rotating compressor

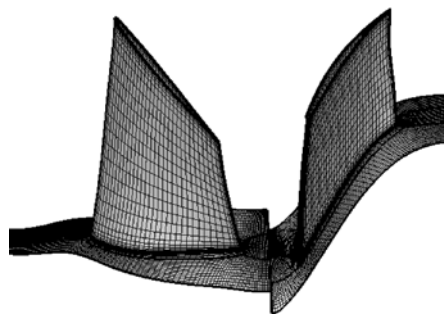


图 2 对转压气机计算网格
Fig. 2 Computational grids of counter-rotating compressor

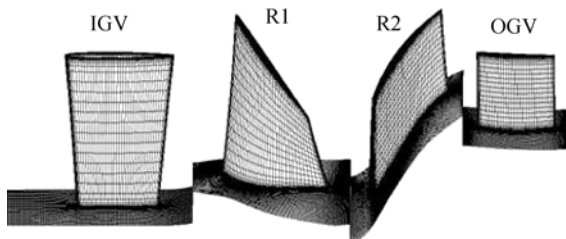


图 3 整机对转压气机计算网格
Fig. 3 Computational grids of whole counter-rotating compressor

图4和图5分别给出了对转压气机特性数值结果和实验结果的对比.从压比/流量特性分布可以看出计算值和实验值吻合较好,对于效率/流量特性,计算值和实验值虽然存在一定的误差,但整体变化趋势一致,且喘振边界点流量基本一致,因此本文数值模拟方法是合理可行的.

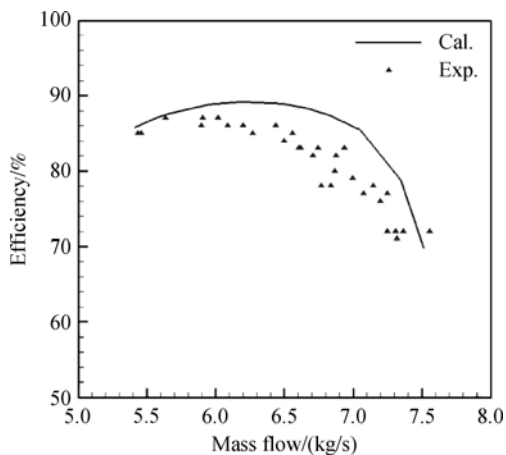


图4 整机对转压气机效率特性

Fig. 4 Efficiency performance of whole counter-rotating compressor

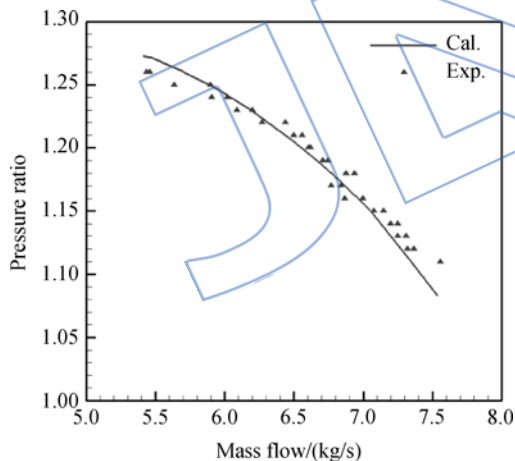


图5 整机对转压气机压比特性

Fig. 5 Pressure ratio performance of whole counter-rotating compressor

2 非轴对称端壁造型优化方法

2.1 非轴对称端壁造型方法

为了对对转压气机转子轮毂进行非轴对称优化设计,需要对轮毂曲面进行参数化.非轴对称轮毂参数化造型方法如图6所示,在轮毂曲面上截取5条平行于叶片中弧线的控制曲线,依次为 C_1, C_2, C_3, C_4 和 C_5 .每条控制线上等间距分布9

个控制点($H_1 \sim H_9$),如图7所示,图中 H 为叶高, Z 为轴向.对各控制点添加径向扰动量 ΔR ,然后根据Bezier曲线,由这9个控制点来确定该控制线的形状.为保证非轴对称造型区域与轴对称区域具有几何1阶连续性,将各控制线的第1、第2、第8、第9个控制点固定于原轴对称轮毂相应位置.最后,参数化后的非轴对称轮毂曲面是通过各控制线生成的放样曲面.

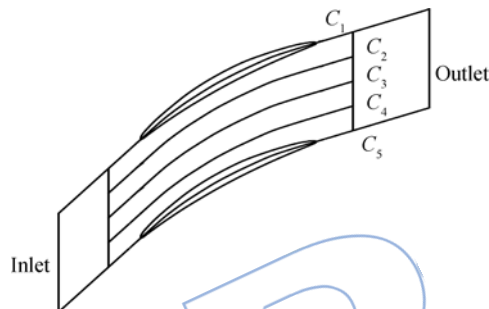


图6 非轴对称端壁造型方法

Fig. 6 Method of non-axisymmetric endwall contouring

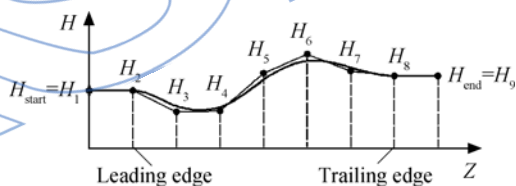


图7 控制线扰动规律

Fig. 7 Perturbation law of control curve

2.2 优化方法

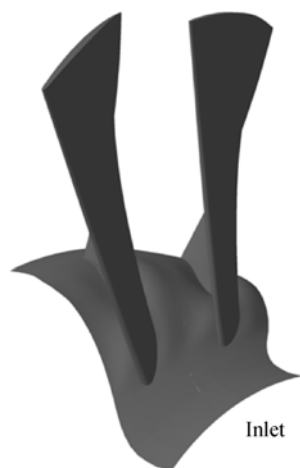
优化过程是在Fine/Design 3D平台上完成的.优化前需要建立数据库,数据库的样本保持压气机机匣线、叶型以及叶片积叠规律不变,对参数化的轮毂曲面上的20个优化变量按离散层取样方式分4个区域在约束范围内微扰生成200个样本.优化过程中首先使用人工神经网络寻找目标函数和优化变量之间的关系,然后通过遗传算法寻找目标函数的最优值.本文的优化目标为:在近失速工况点,保持流量不变,压比不低于优化前,使对转压气机的效率最大化.

3 非轴对称端壁造型结果及分析

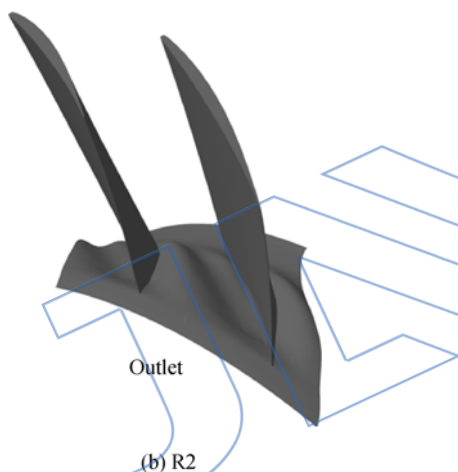
3.1 非轴对称端壁造型结果

对转压气机非轴对称端壁造型优化结果如图8所示.由图可知,R1,R2端壁造型优化的结果均

是在通道靠近叶片吸力面一侧及靠近压力面前缘区形成向上的凸包,而在靠近叶片压力面尾缘区形成向下的凹槽。



(a) R1



(b) R2

图 8 非轴对称端壁造型结果
Fig. 8 Result of non-axisymmetric endwall contouring

对转压气机非轴对称端壁造型优化后,优化工况点整机效率提高了 0.78%,且设计点整机效率提高了 0.2%。图 9 和图 10 给出了非轴对称端壁造型前后对转压气机特性曲线对比图。由图可知,非轴对称端壁造型后对转压气机整机效率在大部分工况下均有不同程度的提高,而全工况级压比则均略有提升。由此可见,对转压气机采用非轴对称端壁造型优化是成功的,总体上设计转速下全工况范围内性能均有所提升。

3.2 近壁面流场分析

在对转压气机叶片通道内周向静压梯度会推动横向二次流流动,该二次流与叶片吸力面附面层相互干涉会引起角区分离,造成较大损失。为评

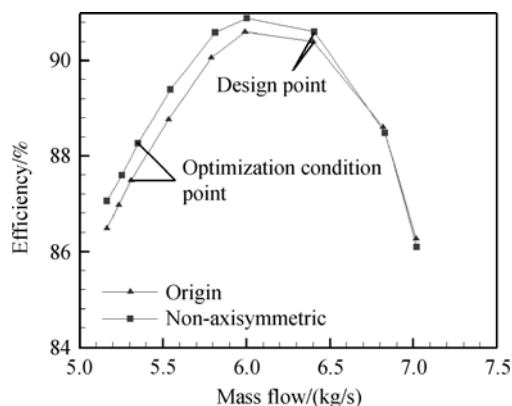


图 9 对转压气机效率特性
Fig. 9 Efficiency performance of counter-rotating compressor

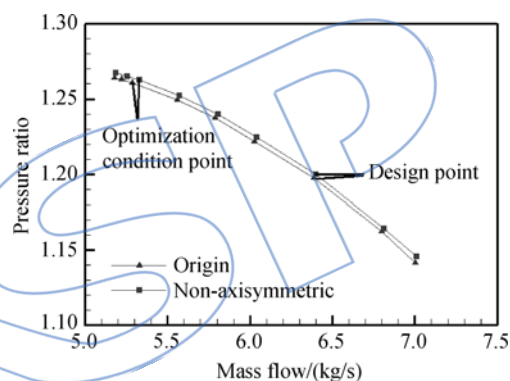


图 10 对转压气机压比特性
Fig. 10 Pressure ratio performance of counter-rotating compressor

估非轴对称端壁对各转子轮毂区域横向二次流的影响,图 11 和图 12 分别给出了优化工况点对转压气机非轴对称端壁造型前后 R1,R2 叶根处 S_1 面的流线/静压云图。由图中静压分布可知,非轴对称端壁造型后 R1,R2 叶片压力面前缘区静压均减小,周向压力梯度减小,同时整个通道后半段静压梯度发生了改变,如图中箭头所示,静压梯度均由周向向轴向方向偏转,气流受到的周向驱动力减小,这可有效降低横向二次流强度。由图中流线分布可知,非轴对称造型后 R1,R2 通道内气流横向流动均有所减弱,同时 R1,R2 进口气流攻角均有不同程度的增大,分析原因是非轴对称造型后 R1 通道内在叶片吸力面一侧及压力面前缘处形成向上的凸包,而向下的凹槽仅存在于靠近叶片压力面尾缘处,因此叶根截面通流能力减小;对于 R2,不仅本身叶根处通流能力减弱,且受上游 R1 根部通流能力减小影响,R2 根部截面通流能力进一步减小。

图 13 和图 14 分别给出了优化工况点对转压气机非轴对称端壁造型前后 R1, R2 吸力面极限流线图. 由图可知非轴对称端壁造型后 R1, R2 吸力面极限流线均有不同程度的改善, R1 径向分离线高度有所下降, R2 径向分离线明显后移, 叶片中部以上叶高分离明显推后, 这对提高对转压气

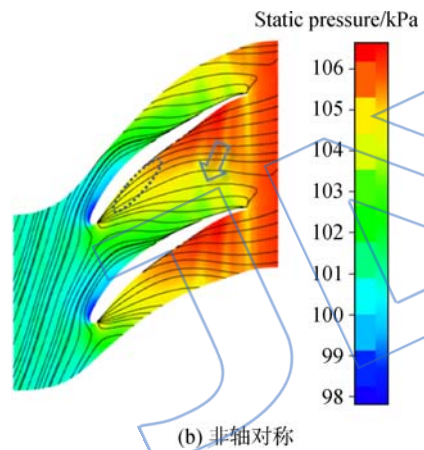
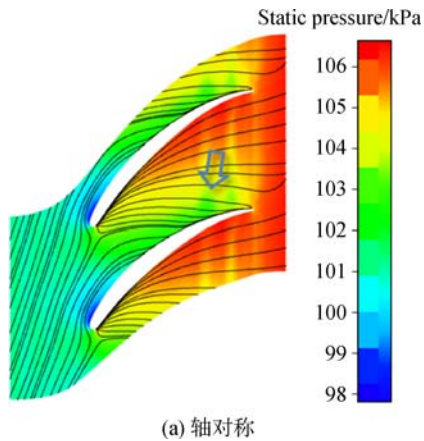


图 11 R1 叶根截面流线/静压云图

Fig. 11 Streamlines and static pressure contours at hub of R1

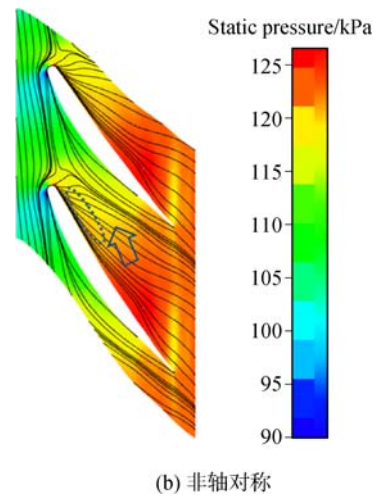
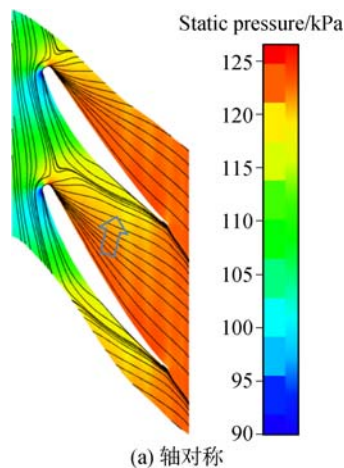


图 12 R2 叶根截面流线/静压云图

Fig. 12 Streamlines and static pressure contours at hub of R2

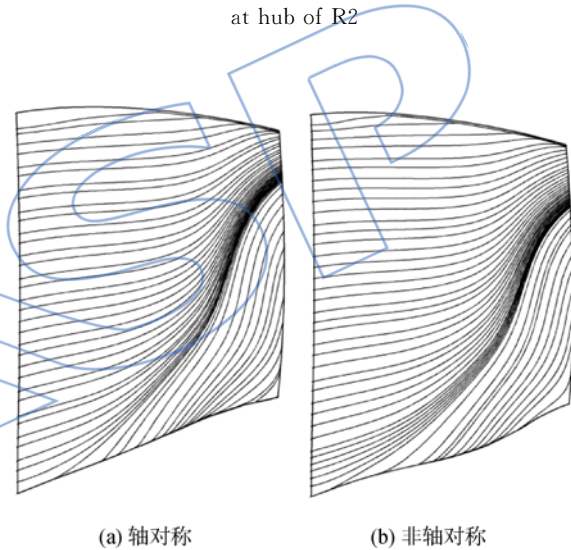


图 13 R1 吸力面极限流线

Fig. 13 Suction surface limited steamlines of R1

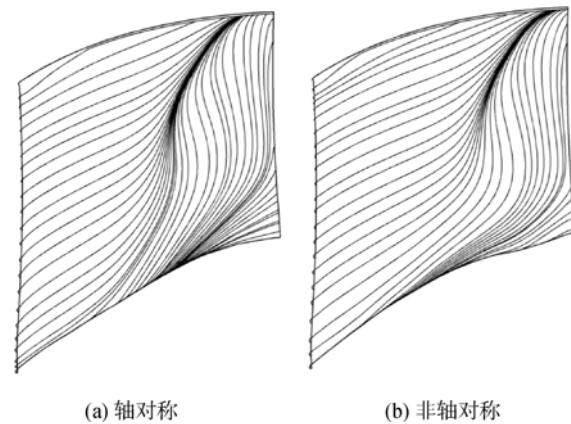


图 14 R2 吸力面极限流线

Fig. 14 Suction surface limited steamlines of R2

机性能有着积极意义. 分析原因是非轴对称造型后 R1, R2 通道的通流面积减小, 且靠近根部区域截面的通流能力减弱, 在流量不变的情况下, 靠近尖部区域截面通流能力增强, 气流加速, 并能承受更大的逆压梯度, 从而减小了叶片尾缘的分离.

3.3 叶根、叶中、叶尖静压分布对比

图 15 和图 16 分别给出了优化工况点对转压气机非轴对称端壁造型前后 R1, R2 的 3 个典型截面叶片表面静压分布图. 由图可知, 非轴对称端壁对叶中和叶尖截面叶片表面静压分布影响很小, 造型前后静压分布曲线几乎重合; 叶根截面处静压分布有很大区别, 总体上叶片前缘至 50% 弦长区域静压梯度有所减小, 而 50% 弦长至叶片尾缘区域静压梯度有所增大. R1, R2 根部截面叶片表面静压分布也分别对应着图 11 和图 12.

3.4 非轴对称端壁对气动参数径向分布影响

图 17 和图 18 分别给出了优化工况点对转压气机非轴对称端壁造型前后 R1, R2 进口相对气流角沿径向分布图. 由图可知, 非轴对称端壁造型

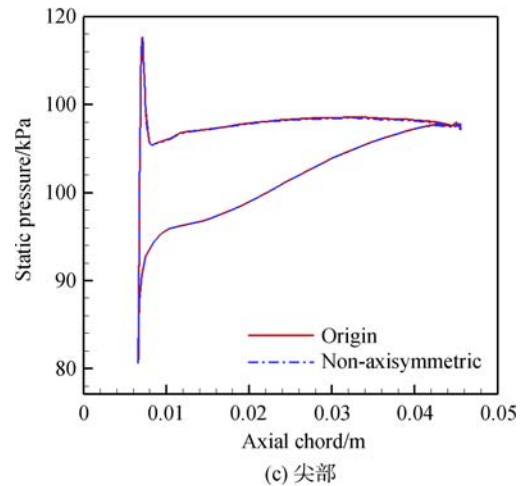
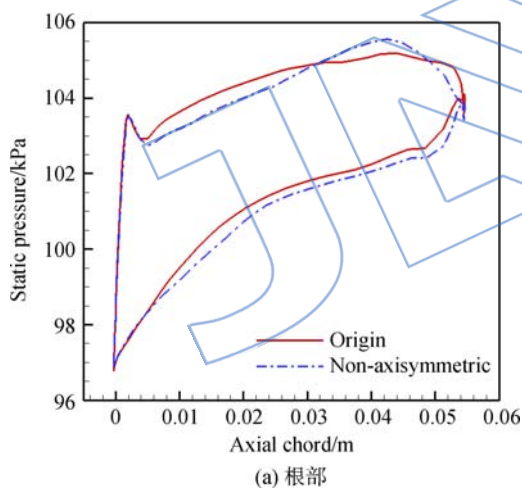


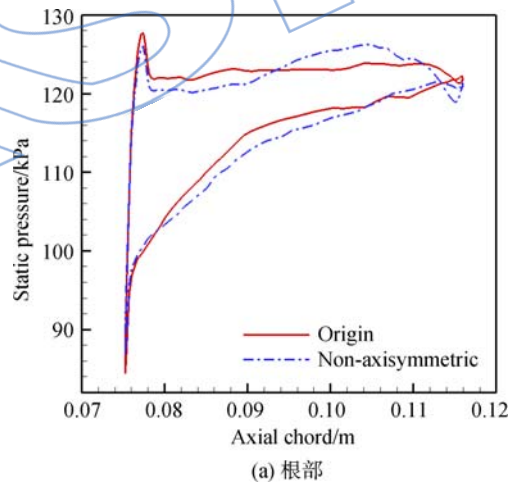
图 15 R1 叶片表面静压分布图

Fig. 15 Static pressure distribution of R1 surface

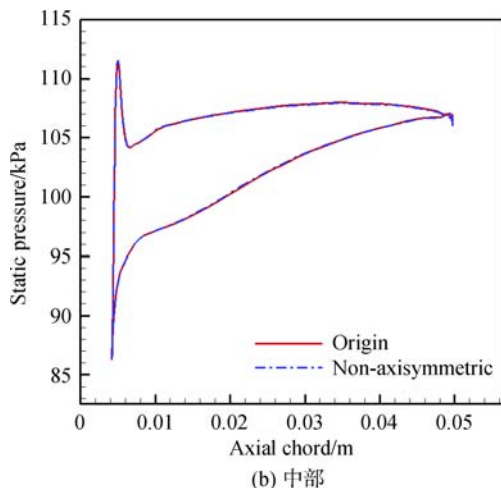
后 R1, R2 进口相对气流角均在靠近叶根区域有所减小, 而在靠近叶尖区域有所增大, 这也进一步证明了非轴对称端壁改变了 R1, R2 沿径向流通能力, 造型后使得靠近叶根区域流通能力减弱, 靠近叶尖区域流通能力增强.



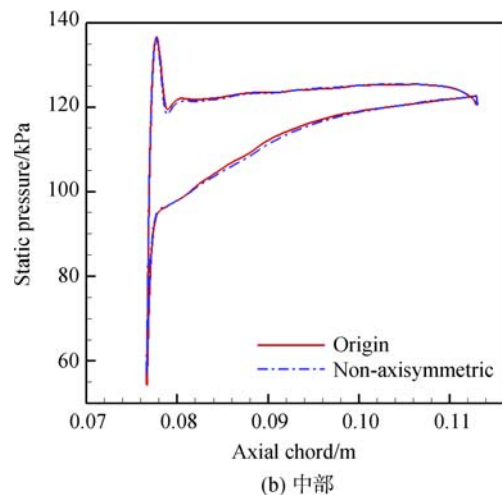
(a) 根部



(b) 根部



(b) 中部



(b) 中部

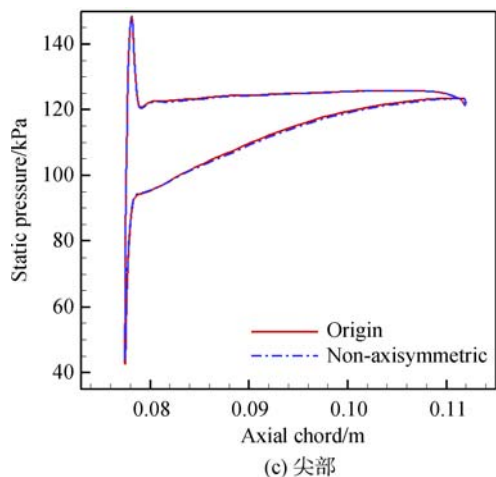


图16 R2叶片表面静压分布图

Fig. 16 Static pressure distribution of R2 surface

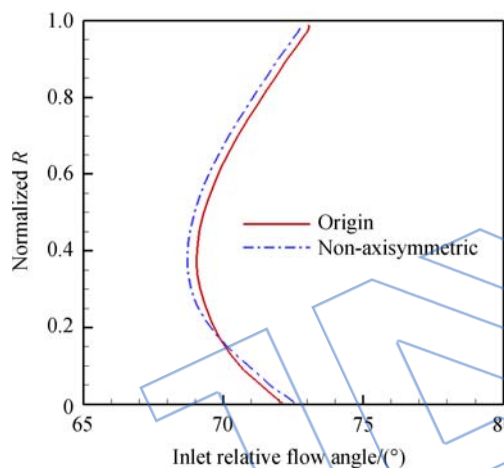


图17 R1进口相对气流角径向分布

Fig. 17 Inlet relative flow angle radial distribution of R1

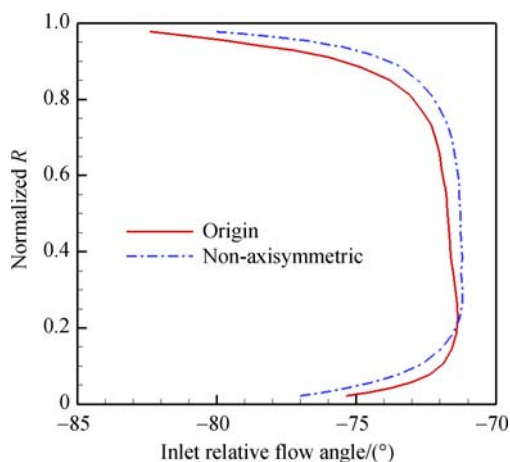


图18 R2进口相对气流角径向分布

Fig. 18 Inlet relative flow angle radial distribution of R2

图19和图20分别给出了优化工况点对转压气机非轴对称端壁造型前后R1,R2效率沿径向分布图.由图可知,非轴对称端壁造型后R1,R2效率沿径向(R)分布均呈现大致相同的规律,即5%叶展以下区域效率略有增加,5%~20%叶展区域效率有所降低,20%叶展以上区域效率有所增大.分析原因是非轴对称端壁造型后靠近根尖截面区域由于通流能力增强,进口大攻角状态有所缓解,效率升高;靠近叶根截面区域由于通流能力减弱,进口攻角进一步增大,效率有所减小,但是非轴对称端壁附近区域由于二次流强度减弱,二次流损失减小,这在一定程度上有助于效率升高,最终5%叶展以下区域效率略有增大.整体上,各转子效率均在不同程度上得到提升.

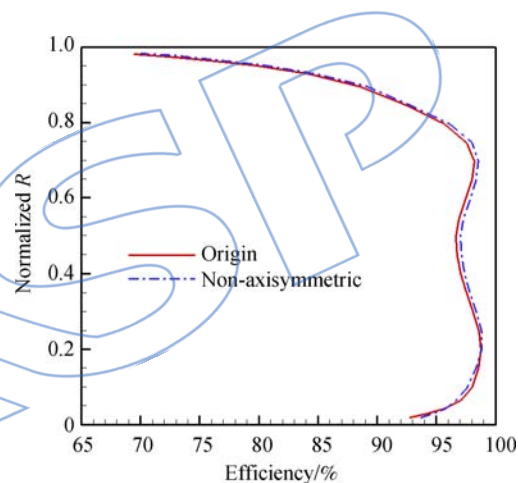


图19 R1效率径向分布

Fig. 19 Efficiency radial distribution of R1

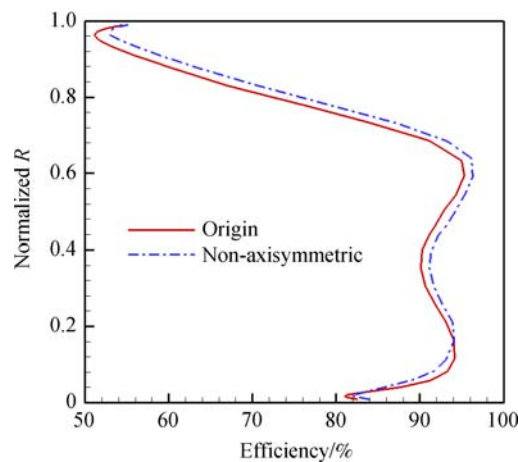


图20 R2效率径向分布

Fig. 20 Efficiency radial distribution of R2

图21和图22分别给出了优化工况点对转压气机非轴对称端壁造型前后R1,R2出口截面周

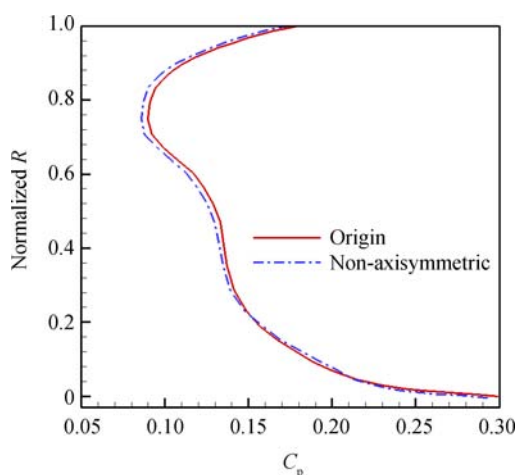


图 21 R1 相对总压损失系数径向分布

Fig. 21 Relative total pressure loss coefficient radial distribution of R1

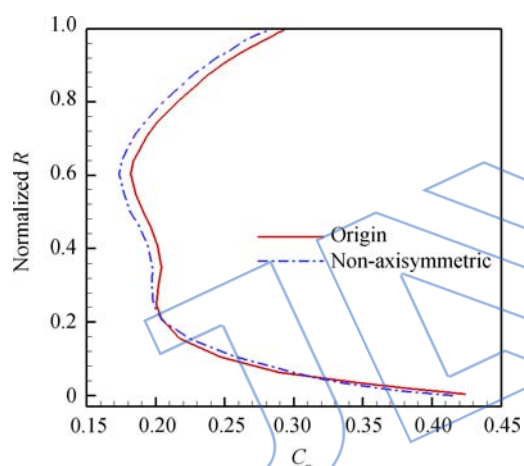


图 22 R2 相对总压损失系数径向分布

Fig. 22 Relative total pressure loss coefficient radial distribution of R2

向平均后相对总压损失系数沿径向分布图。由图可知,与效率沿径向分布类似,非轴对称端壁造型后 R1, R2 相对总压损失系数沿径向分布规律基本相似,即 5% 叶展以下区域相对总压损失略有减小,5%~20% 叶展区域相对总压损失有所增加,20% 叶展以上区域相对总压损失有所降低,总体上各转子通道相对总压损失均在不同程度上有所下降,这在一定程度上提高了该工况对转压气机效率。其中相对总压损失系数定义如下:

$$C_p = \frac{p_{t-in} - p_{t-out}}{p_{t-in} - p_{s-in}} \quad (1)$$

式中 p_{t-in} 和 p_{t-out} 分别为转子进出口相对总压, p_{s-in} 为转子进口静压。

4 结 论

为探索非轴对称端壁提高对转压气机性能的潜力,本文采用全三维优化方法对某对转压气机双排转子进行了非轴对称端壁造型优化,并深入分析了其对该对转压气机流场结构和性能的影响机理,得到如下结论:

1) 本文成功地对某对转压气机双排转子端壁进行了造型优化,造型后优化工况点整机效率提高了 0.78%,且设计点整机效率提高了 0.2%。

2) 非轴对称端壁改变了转子轮毂附近的静压分布,减小了通道周向静压梯度,降低了二次流强度,减小了二次流损失;同时也改变了各转子的通流面积,使得转子靠近尖部区域通流能力增强,气流加速,减小了叶片尾缘的分离,提高了该区域的效率,进而提高了整个转子的效率。

3) 各转子叶根截面叶片表面静压分布受非轴对称端壁影响较大,总体上叶片前缘至 50% 弦长区域静压梯度有所减小,而 50% 弦长至叶片尾缘区域静压梯度有所增大;非轴对称端壁不仅可以改变各转子轮毂附近流场,同时还可以重新调整气动参数沿径向的分布。

参考文献:

- [1] Rose M G. Non-axisymmetric endwall profiling in the HP NGV's of an axial flow gas turbine[R]. ASME Paper 1994-GT-294, 1994.
- [2] 刘波,管继伟.用端壁造型减小涡轮叶栅二次流损失的数值研究[J].推进技术,2008,29(3):355-359.
LIU Bo, GUAN Jiwei. Numerical investigation for effect of non-axisymmetric endwall profiling on secondary flow in turbine cascade[J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29(3): 355-359. (in Chinese)
- [3] 李国君,马晓永,李军.非轴对称端壁成型及其对叶栅损失影响的数值研究[J].西安交通大学学报,2005,39(11): 1169-1172.
LI Guojun, MA Xiaoyong, LI Jun. Non-axisymmetric turbine endwall profiling and numerical investigation of its effect on the turbine cascade loss[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(11): 1169-1172. (in Chinese)
- [4] 郑金,李国君,贾海东,等.变工况下非轴对称端壁环形叶栅流场特性实验[J].航空动力学报,2008,23(12):2308-2313.
ZHENG Jin, LI Guojun, JIA Haidong, et al. Experimental investigation on flowfields of non-axisymmetric endwall of annular cascades in multi condition[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(12): 2308-2313. (in Chinese)
- [5] Germain T, Nagel M, Raab I. Improving efficiency of a high work turbine using nonaxisymmetric endwalls: Part

- I endwall design and performance[J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(2): 021007. 1-021007. 9.
- [6] Rose M G, Harvey N W, Seaman P, et al. Improving the efficiency of the Trent 500-HP turbine using non-axisymmetric endwalls[J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(3): 497-504.
- [7] Harvey N W. Some effects of non-axisymmetric endwall profiling on axial flow compressor aerodynamics: Part I linear cascade investigation[R]. ASME Paper GT-2008-50990, 2008.
- [8] Harvey N W, Offord T P. Some effects of non-axisymmetric endwall profiling on axial flow compressor aerodynamics: Part II multi-stage HPC CFD study[R]. ASME Paper GT-2008-50991, 2008.
- [9] 胡书珍, 卢新根, 张宏武, 等. 亚声速轴流压气机转子非轴对称轮毂端壁的数值研究[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(3): 386-388.
- HU Shuzhen, LU Xingen, ZHANG Hongwu, et al. Numerical investigation on a subsonic axial-flow compressor rotor with the implementation of non-axisymmetric hub end wall[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(3): 386-388. (in Chinese)
- [10] 米攀, 楚武利, 张皓光, 等. 跨声级轴流压气机转子轮毂非轴对称造型研究[J]. 计算机仿真, 2012, 29(1): 57-61.
- MI Pan, CHU Wuli, ZHANG Haoguang, et al. The investigation of non-axisymmetric profiling to single stage transonic compressor rotor hub [J]. Computer Simulation, 2012, 29(1): 57-61. (in Chinese)
- [11] 刘波, 侯为民, 陈云永, 等. 对转压气机转差特性试验与数值模拟[J]. 航空动力学报, 2009, 24(2): 403-408.
- LIU Bo, HOU Weimin, CHEN Yunyong, et al. Experiment and numerical simulation of rotating-speed difference effects on a dual-stage counter-rotating compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(2): 403-408. (in Chinese)
- [12] 刘波, 陈云永, 项效镭, 等. 对转压气机数值模拟及实验研究[J]. 推进技术, 2008, 29(4): 454-457.
- LIU Bo, CHEN Yunyong, XIANG Xiaorong, et al. Experimental and numerical investigation of dual stage counter-rotating compressor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29(4): 454-457. (in Chinese)
- [13] 陈云永. 对转压气机特性流场分析及三维优化研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2008.
- CHEN Yunyong. Flow field and performance investigation and three-dimension optimization study of contra-rotating compressor[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2008. (in Chinese)
- [14] 王雷, 刘波, 梁俊, 等. 基于多级环境下的双排对转压气机优化设计[J]. 航空动力学报, 2010, 25(6): 1381-1388.
- WANG Lei, LIU Bo, LIANG Jun, et al. Optimization of dual stage counter-rotating compressor in multistage environment[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(6): 1381-1388. (in Chinese)
- [15] Hyoun-Woo S, Whitfield C E, Wisler C D. Rotor-rotor interaction for counter-rotating fans: Part 1 three-dimensional flowfield measurements[J]. AIAA Journal, 1994, 32(11): 2224-2233.
- [16] Cho L, Choi H, Lee S, et al. Numerical and experimental analyses for the aerodynamic design of high performance counter-rotating axial flow fans[R]. ASME Paper FEDSM 2009-78507, 2009.
- [17] Knapke R D, Beach T, Merchant A. Time accurate simulations of a counter-rotating aspirated compressor [R]. ASME Paper GT-2008-50877, 2008.
- [18] Kerrebrock J L, Epstein A H, Merchant A A, et al. Design and test of an aspirated counter-rotating fan[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(2): 021004. 1-021004. 8.