

亚声速轴流压气机转子轴对称机匣 造型优化的数值研究

高翔¹, 楚武利^{1,2}

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 以西北工业大学某亚声速轴流压气机孤立转子为研究对象, 提出了较为可靠的数值模拟方法, 进而采用 NUMECA 软件包中 DESIGN/3D 软件块, 在峰值效率工况下对该转子机匣进行了轴对称造型优化, 最终得到优化转子。优化转子在叶片前缘将叶顶间隙泄漏涡推离叶片吸力面, 虽然该结果导致前 30% 轴向弦长间隙泄漏涡量及流动损失有一定程度增大, 但是在后 70% 轴向弦长, 优化转子间隙泄漏涡的涡量与流动损失比原始转子有了很大程度降低, 从而使得全局损失降低, 峰值点效率提高, 出口绝对总压增加。优化转子的峰值点效率提升约为 0.36%, 大流量点效率增加更多, 但是近失速点会更早地形成叶顶低速区从而诱发失速, 使得优化转子比原始转子稳定裕度略有降低。

关 键 词: 亚声速轴流压气机转子; 轴对称造型优化; 泄漏涡; 流动损失; 稳定裕度

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Numerical investigation on subsonic axial-flow compressor rotor with implementation of axisymmetric casing contouring optimization

GAO Xiang¹, CHU Wu-li^{1,2}

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Co-Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: For the study object of a subsonic axial-flow compressor rotor of Northwestern Polytechnical University, a reliable numerical simulation method was presented, and then axisymmetric contouring optimization for the casing under the condition of peak efficiency was conducted with the module DESIGN/3D in software package NUMECA, and the optimal rotor was obtained finally. The optimal rotor pushed the tip clearance leakage vortex away from the suction side at the leading edge of the blade. Although this led to an increase of the magnitude of leakage vortex and flow loss at the first 30% axial chord, the magnitude of leakage vortex and flow loss were greatly reduced at the last 70% axial chord of the blade, thus reducing the total loss, and increasing the peak efficiency and absolute total pressure at the outlet. The efficiency of the optimal rotor increases about 0.36% under the peak efficiency condition, which increases more under large mass flow rate condition, but under the near stall condition, the optimal rotor forms low velocity zone earlier at the blade tip area, leading to an earlier stall and making the stability margin of the optimal rotor smaller.

Key words: subsonic axial-flow compressor rotor; axisymmetric contouring optimization; leakage vortex; flow loss; stability margin

轴流压气机转子叶顶间隙内的泄漏损失对压气机整体性能具有重要影响,这使得该区域内流动的研究成为了一个热点与难点,国内外研究人员在间隙泄漏流动对气动性能的影响方面,已经开展了大量的研究工作并取得了一定成果^[1-16]。近几年,基于以上间隙泄漏流动机理的研究成果,国外研究人员 Georg 等提出了带有不变间隙高度的周向轴对称机匣造型的方法^[17-18],该方法在减小间隙泄漏损失、减小叶顶堵塞方面取得了显著的效果。

本文针对西北工业大学某亚声速轴流压气机孤立转子,在峰值效率工况下,完成了对该转子机匣的周向轴对称优化造型工作,详细分析了造型机匣以及叶片尖部形状改变对叶顶流场的影响,阐释了该机匣造型方法降低损失的内在机制。国内外文献对该机匣造型方法的研究仅仅停留在峰值效率工况所取得的效果上,针对这一点,本文进一步对所研究转子进行了数值逼喘,分析了该机匣造型方法对转子稳定裕度的影响及其内在机理,从而进一步探究了该方法的实施可能性及应用前景。

1 研究对象及数值模拟方法

1.1 研究对象

本文研究对象为西北工业大学某亚声速轴流压气机孤立转子,其主要结构及气动参数如表 1 所示。

表 1 孤立转子主要结构和气动参数
Table 1 Main structure and aerodynamic parameters of isolated rotor

参数	数值
设计流量/(kg/s)	5.6
设计等熵效率	0.905
设计压比	1.245
设计转速/(r/min)	15 200
叶尖相对马赫数	0.78
轮毂比	0.61
叶片数	30
叶片展弦比	1.94
叶顶间隙/mm	0.35

1.2 数值模拟方法

采用 NUMECA 软件包中的 DESIGN/3D 软

件块实现机匣优化过程,单个工况的数值模拟采用该软件包中的 FINE/TURBO 模块,利用多块网格分区技术并结合 Spalart-Allmaras 湍流模型求解三维 Navier-Stokes 方程,空间离散格式采用 2 阶中心差分格式,边界条件给定如下:通道进口给定总温、总压,进气方向为轴向,出口边界给定平均半径处的静压,采用径向平衡关系求解出压力沿展向分布,转子通道为周期性边界,固壁边界采用绝热无滑移边界。当残差下降 6 个数量级,500 个迭代步内总压比、效率变化小于 0.1%,且转子进出口流量差小于 0.1%时,认为计算达到收敛。

1.3 网格无关性检验及数值校验

本文研究的孤立转子在 71% 设计转速下进行了详细的实验测量,具有较为详细的实验数据,为了验证数值模拟的准确性,本文数值模拟过程均采用 71% 设计转速进行计算。

为了保证求解过程的网格无关性,在保证网格拓扑结构完全相似的基础上,分别采用了 60 万、90 万、120 万网格密度进行了网格无关性研究,图 1 表明对于本文所使用网格拓扑结构,90 万以上网格能保证获得网格无关解,因此后文计算均采用总数为 90 万的网格。

图 2 给出了 71% 设计转速下孤立转子总特性的数值与实验对比结果。从图中可以看出,峰值点效率计算结果基本与实验结果相同,整体趋势与实验结果基本符合;对于压比计算结果,除近失速点外,均比实验结果偏低,但整体趋势与实验结果符合很好。所以可以以此模型对压气机内部流动进行数值模拟分析。

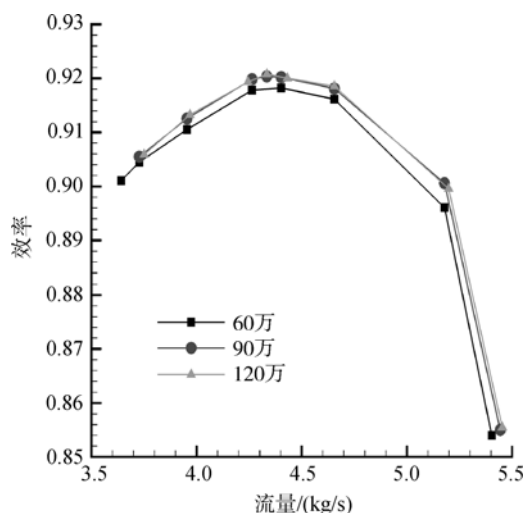


图 1 网格无关性检验

Fig. 1 Grid independence check

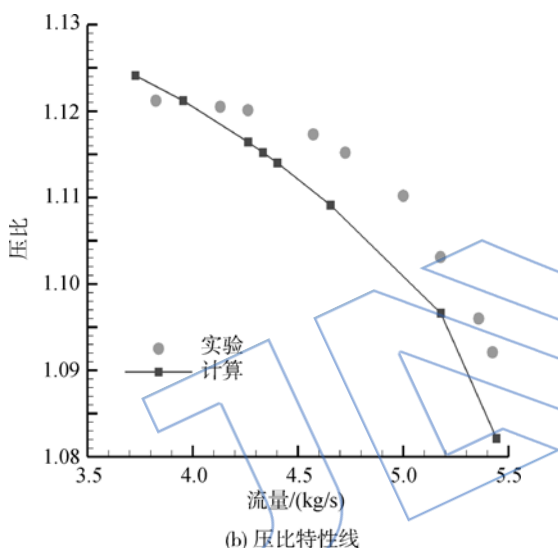
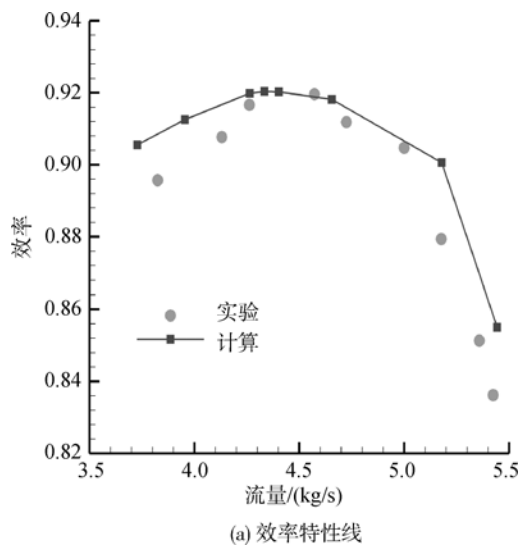


图2 孤立转子总特性的数值与实验对比

Fig. 2 Total performance comparison of computation and experiment of isolated rotor

2 优化过程及相关参数设置

2.1 优化变量及其变动范围

本文的主要研究目的是周向轴对称机匣造型对间隙区域流动的影响,因此优化区域为叶顶间隙区所对应的机匣径向位置,如图3所示,而为了保证间隙连续且大小不变,叶片尖部形状将随着机匣径向位置的变化而改变,形成凸凹的波浪叶型.参考 Georg 等的造型优化基本方法^[17-18],将叶型参数化,选取机匣上的7个离散控制点,将其径向位置作为优化变量,各个控制点径向位置变化范围如表2所示,其中 t 表示原始转子的叶顶间隙.

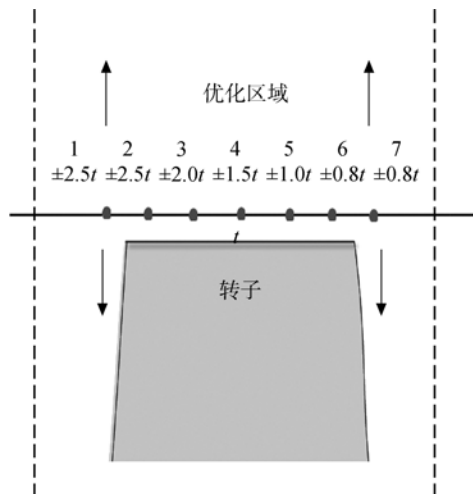


图3 优化区域及优化变量

Fig. 3 Optimization region and optimization variables

表2 控制点径向位置变化幅值

Table 2 Change amplitude of radial positions of control points

控制点编号	变化幅值
1	$\pm 2.5t$
2	$\pm 2.5t$
3	$\pm 2.0t$
4	$\pm 1.5t$
5	$\pm 1.0t$
6	$\pm 0.8t$
7	$\pm 0.8t$

为了保证间隙区域的机匣不出现大梯度的形状变化,如图4所示,在优化过程中,机匣几何形状的变化必须满足

$$\frac{a}{\min(b, c)} \leq 0.5$$

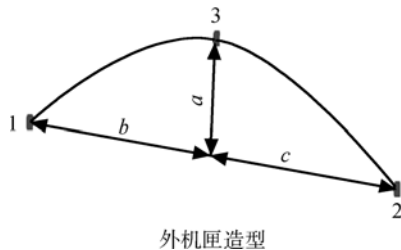


图4 优化变量的几何限制

Fig. 4 Geometry constrain of optimization variables

间隙泄漏涡产生于叶片前缘区域,所以本文认为对叶片前缘区域对应的机匣进行造型,会比对在尾缘部分的机匣造型对间隙泄漏流的影响更

大,对间隙泄漏涡的控制效果更好,这也就是前几个控制点的变化范围较大,而后几个控制点的变化范围较小的原因。

2.2 优化过程示意图及罚函数设置

NUMECA 软件包中 DESIGN/3D 软件块的优化实行链如图 5 所示,前面所述选取控制点等过程已经完成了该模块中参数化的部分。本文的研究目的是在峰值效率工况减小间隙泄漏损失,从而提高峰值点效率,所以数据库建立过程中的所有样本文件均在峰值效率工况时计算得到。

考虑到本文研究的直接目的——提高峰值点效率,所以第 1 个目标函数设置为绝热等熵效率。在保证效率提高的同时,第 2 个目标函数设置为叶片通道出口的绝对总压,以保证优化结果具有较好的总压比。

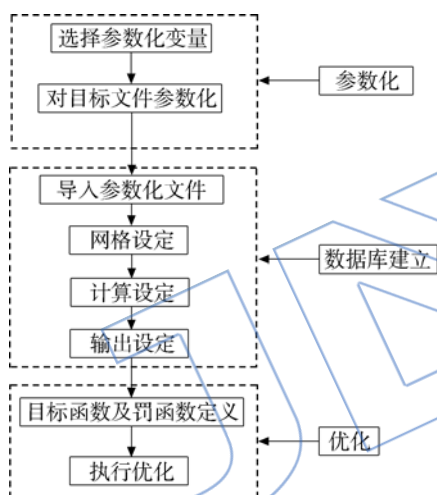


图 5 优化过程链状图

Fig. 5 Chain of optimization process

3 优化结果及分析

3.1 优化结果

由于优化变量较少,所以在产生了 53 个收敛的结果后即认为优化完成,图 6 为优化过程中所产生结果与原始转子的比较,横坐标为标准化后的效率,纵坐标为标准化后的出口总压(流量平均)。由图中可以看出:部分优化结果使得效率有较大提高,但是出口总压有所降低,即堵塞区域有所增大,如图中区域 I 所示;而部分优化结果对间隙区域堵塞有所缓解,但是效率却下降较多,如图中区域 II 所示。图中较好的结果集中在右上部分的区域 III,选取效率与出口总压均较好的几何造型,记为优化转子,作为最终优化结果。

优化转子使得峰值点效率提升约为 0.36%,同时出口总压提升约为 0.23%。优化转子与原始转子整体几何对比示意图如图 7 所示,由于要保

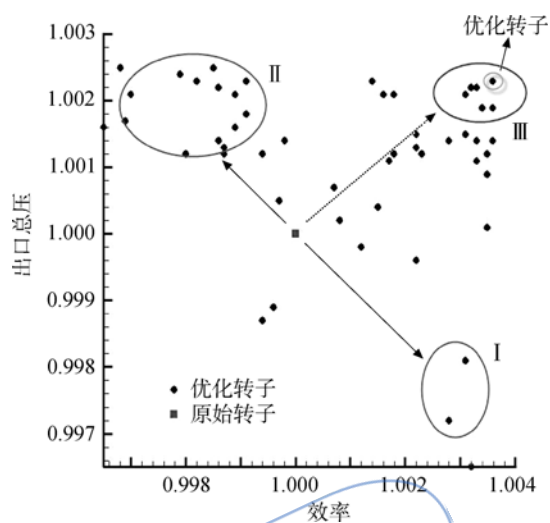


图 6 优化转子与原始转子效率 and 出口总压对比

Fig. 6 Comparison of efficiency and outlet total pressure between optimal rotor and original rotor

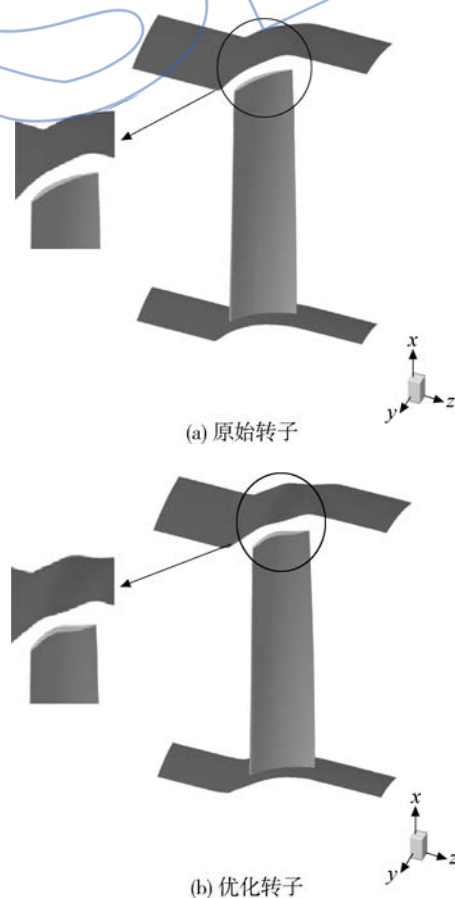


图 7 优化转子与原始转子整体几何对比

Fig. 7 General geometry comparison between optimal rotor and original rotor

持间隙连续且大小不变,叶片尖部形成了凸起与凹槽来适应机匣形状的改变.图8进一步给出了优化转子与原始转子机匣型线的对比图,从图中可以看出,优化转子形成了类似于波浪的机匣型线,叶片顶部随机匣同时变化,以保证间隙保持连续且大小不变.在前20%轴向弦长,优化转子机匣型线向上凸起,且凸起幅值不断增加;在20%~60%轴向弦长型线仍然向上凸起,但是凸起幅值在不断减小,而在后40%轴向弦长机匣型线则向下凹陷,形成了一个幅值不大的小凹槽.

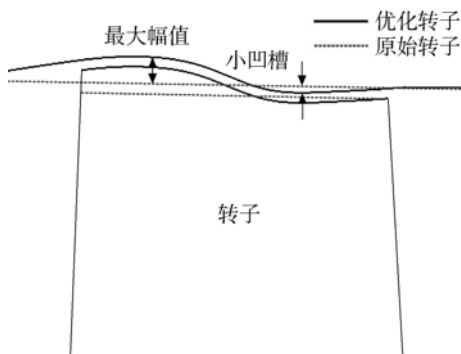


图8 优化转子与原始转子机匣型线对比

Fig. 8 Comparison of casing lines between optimal rotor and original rotor

3.2 气动性能分析

对叶顶间隙泄漏流的研究普遍认为,间隙泄漏流由叶顶吸力面和压力面的压差驱动.而本文对原始转子的改动主要为叶顶的机匣部分,所以图9给出了优化转子与原始转子99%叶高截面无量纲化的吸力面、压力面静压对比.图中 z 为 z 轴向的距离, c 为 z 轴向的弦长.由图中可以看出,优化转子压力面静压与原始转子相比基本保持不变,而由前缘开始,其吸力面静压与原始转子相比逐渐增加,在40%轴向弦长处增幅达到最大,而从60%轴向弦长处开始,吸力面静压与原始转子相比逐渐降低,且在75%轴向弦长处减幅到达最大.

间隙区域的流动可以由间隙区域内的相对密流反映,图10进一步给出了优化转子与原始转子间隙区域相对密流的对比,由于优化转子与原始转子相比,其间隙大小并没有改变且保持连续,所以从图中可以看出,优化转子相对密流与横坐标的积分与原始转子相比基本保持不变,但沿轴向的分布情况发生了较大变化.与原始转子相比,优化转子相对密流在前20%轴向弦长内有一定的

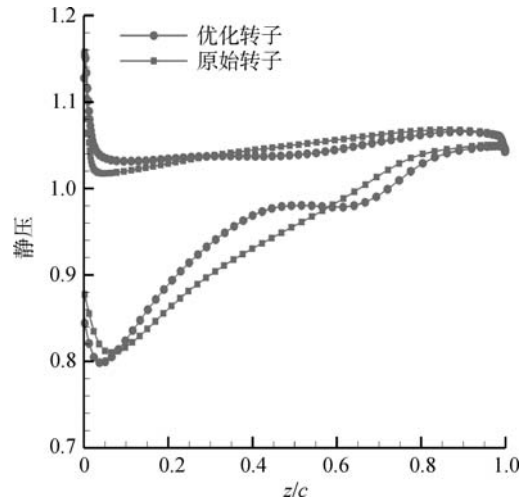


图9 优化转子与原始转子99%叶高静压对比

Fig. 9 Comparison of static pressure at 99% span

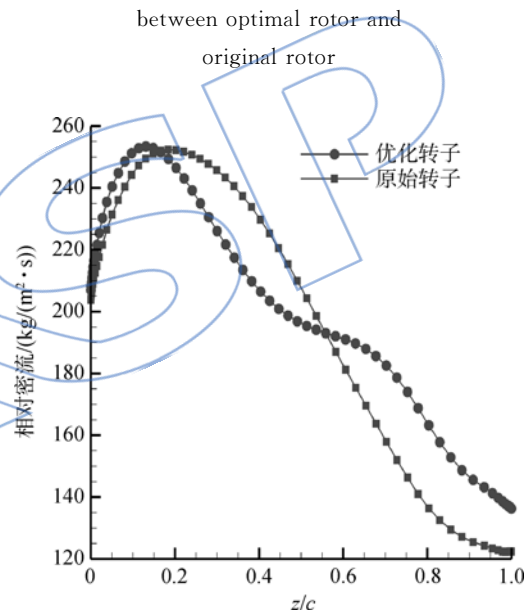


图10 优化转子与原始转子间隙区域相对密流对比

Fig. 10 Comparison of relative mass flow density in clearance gap between optimal rotor and original rotor

增加,而后在20%~60%轴向弦长其下降速度较快,在40%轴向弦长处,相对密流的下降幅度最大;60%~100%轴向弦长的优化转子的相对密流有所增加,75%轴向弦长处,相对密流的增加幅度最大.

从以上分析可以发现,优化转子与原始转子相比,间隙区域内的流动发生了较大改变,这说明周向轴对称机匣造型对叶顶间隙区域内的流动情况有很大影响.

图11给出了间隙泄漏流的方向,定义

$$\tan \theta = \frac{W_v}{W_z}$$

其中 θ 代表流动方向与轴向的夹角, W_y 为相对速度的切向分量, W_z 为相对速度的轴向分量. 从图中可以看出在开始的前 30% 轴向弦长内, 间隙泄漏流与轴向夹角增加了大约 6° , 夹角的增加意味着间隙泄漏流流量的增大. 而后 30%~80% 轴向弦长内, 间隙泄漏流与轴向的夹角有较大幅度的减小, 最大减小量约为 11° , 这意味着间隙泄漏流在该区段内流量有所减小. 由此可以发现, 优化转子使得转子前半段间隙泄漏流流量增加, 而后半段间隙泄漏流流量减小很快, 这说明优化转子很可能在转子前半段一定程度上反而增加了间隙的局部泄漏损失, 而后半段却很大程度地减小了间隙的泄漏损失, 从而使得全局损失减小.

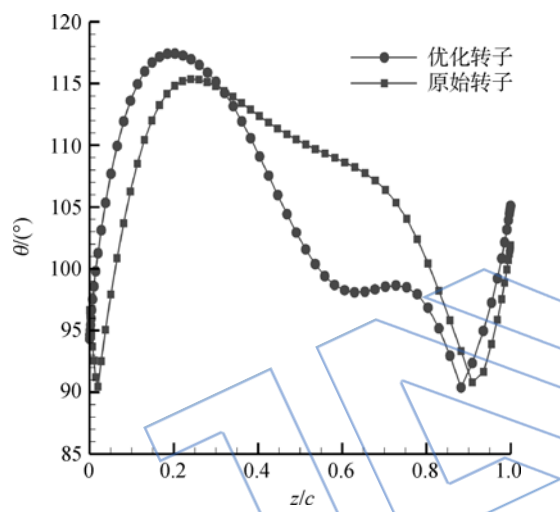


图 11 优化转子与原始转子的间隙泄漏流方向对比
Fig. 11 Comparison of direction of tip leakage flow between optimal rotor and original rotor

为了验证该观点, 图 12 进一步给出了优化转子与原始转子在沿轴向截取的 5 个截面上涡量模值的对比, 可以直观看出: 前 30% 轴向弦长内间隙泄漏涡核轨迹与叶片吸力面距离增大, 即间隙泄漏涡被推离了叶片吸力面. 图中涡量模值代表绝对速度的旋度.

从图 12 中进一步分析可以看出, 由叶片前缘开始的前 30% 轴向弦长内, 优化转子间隙泄漏涡涡量比原始转子的要大, 意味着前 30% 轴向弦长内间隙泄漏涡没有减弱, 反而加强了, 即在该区段内优化转子损失比原始转子有了一定程度的增大. 但是在原始转子中, 间隙泄漏流在 30% 轴向弦长至尾缘的区段内始终得到不断补充, 涡量一直维持较大值, 而优化转子则在相应轴向弦长处

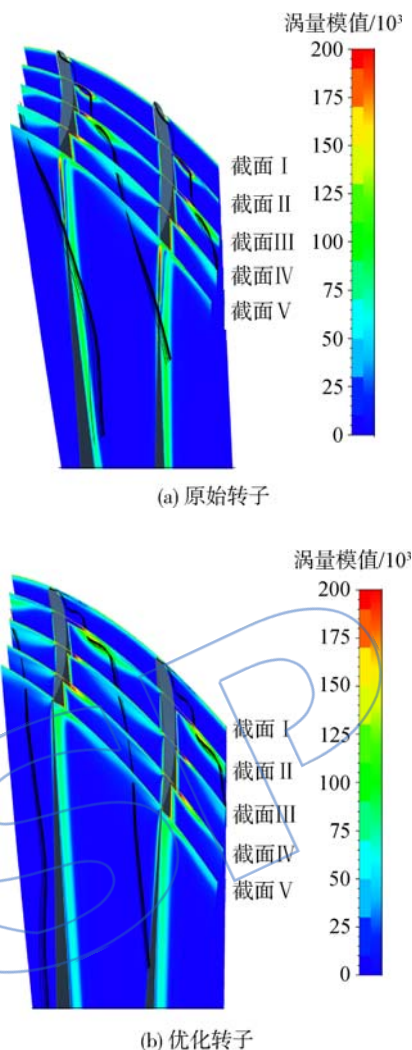


图 12 优化转子与原始转子涡量模值对比
Fig. 12 Comparison of magnitude of vorticity vector between optimal rotor and original rotor

的涡量比原始转子要低得多, 这意味着在叶片的前 30% 轴向弦长以后间隙泄漏涡的强度以及顶部区域的堵塞情况均有所减弱. 前 30% 轴向弦长增加的涡量带来了损失一定程度的上升与堵塞的一定增加, 但是通过周向轴对称机匣造型后, 改变了间隙区域的流动情况, 使得后 70% 轴向弦长的涡量下降较快, 从而达到了降低全局损失的效果, 使得效率提高, 同时使转子顶部区域堵塞减小, 出口总压增加.

为了说明堵塞的减小情况, 图 13 进一步给出了转子出口平面相对轴向速度 W_z 对比, 从图中可以看出, 原始转子出口平面的顶部具有一小块轴向速度为负方向的堵塞区域, 而对优化转子来说, 由于轴对称机匣的作用, 使得转子间隙区域后半部分间隙泄漏涡强度减弱, 从而对主流速度的

消耗减小,导致该小块堵塞区域消失,85%以上叶高的速度分布均受到了轴对称机匣作用的影响,出口平面85%叶高以上部分相对轴向速度较大的区域面积有一定程度增加,这意味着出口平面顶部区域的总压有了一定增大,即改善了原始转子顶部的通流能力。

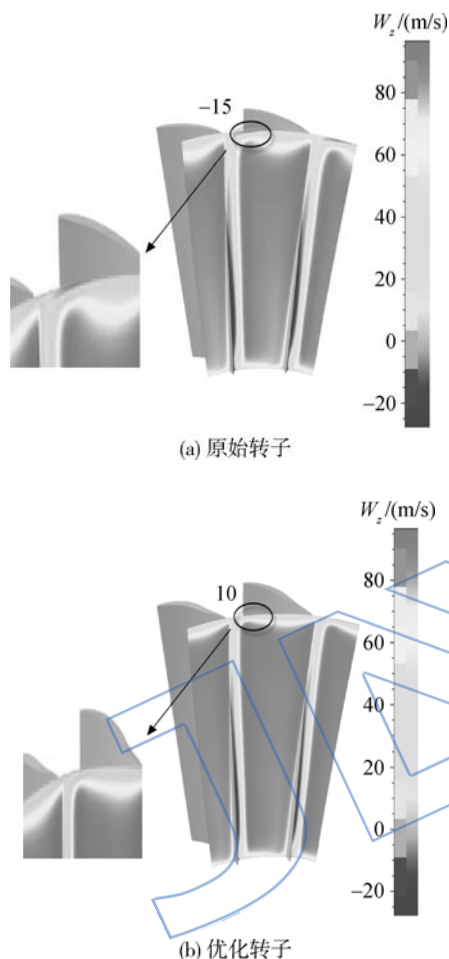


图13 转子出口平面相对轴向速度对比

Fig. 13 Comparison of relative axial velocity at rotor outlet plane

从以上分析可以看出,优化转子很好地达到了提高峰值点效率,升高出口总压的要求,然而压气机转子在非峰值效率工况的性能和转子的工作裕度对评定转子的总体性能具有重要的影响,所以本文对原始转子及优化转子进行了全工况的数值模拟,并且进行了精确的数值逼喘(失速点附近每次提升50 Pa 背压),从而进一步分析该机匣造型方法对转子稳定裕度的影响机理。

图14给出了不同工况下优化转子与原始转子峰值点效率变化的对比图,图中以原始转子峰值效率工况为参考,大流量点、小流量点及近失速

点分别对应为峰值效率工况流量增加19.5%、减小8.8%以及近数值发散点,纵坐标为各工况峰值点效率与原始转子峰值点效率的差值 Δe 。从图中可以看出,在低背压所对应的大流量时,优化转子使得效率的提高约为0.5%,相比于峰值点效率0.36%的提高更大,然而在增加背压达到小流量点时,效率的提高有所减小,在小流量点效率提升仅为0.12%。

从图14中还可以发现优化转子的稳定裕度有所降低,对应失速点流量比原始转子增加了约3%。图15进一步给出了峰值效率点以及近失速点工况下,优化转子与原始转子99%叶高相对马赫数分布,同时图15中标出了间隙泄漏涡运行轨迹(由静压等值线的凹槽点连接而成)与轴向的夹角。由前文中分析可知,优化转子带来的叶顶流场改变的最大特点是在前缘部分将间隙泄漏涡推离

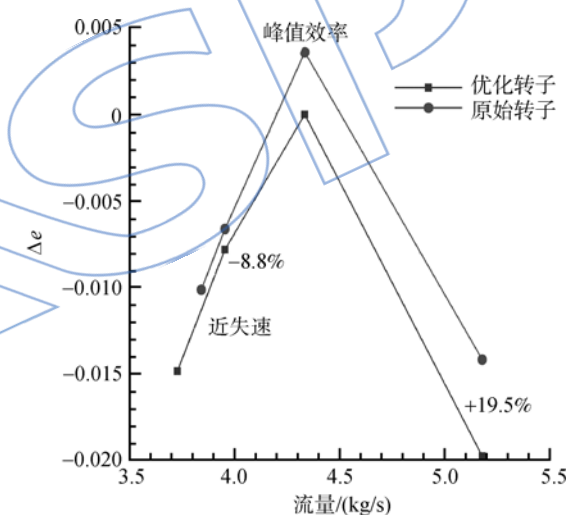
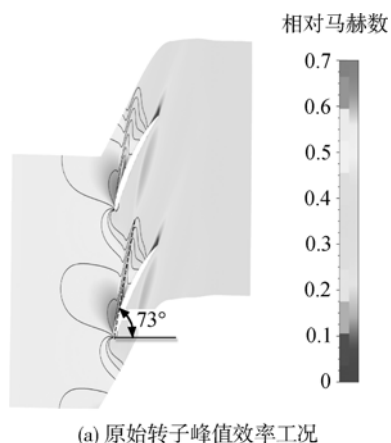


图14 不同工况下优化转子与原始转子峰值点效率对比

Fig. 14 Comparison of peak efficiency at different working conditions between optimal rotor and original rotor



(a) 原始转子峰值效率工况

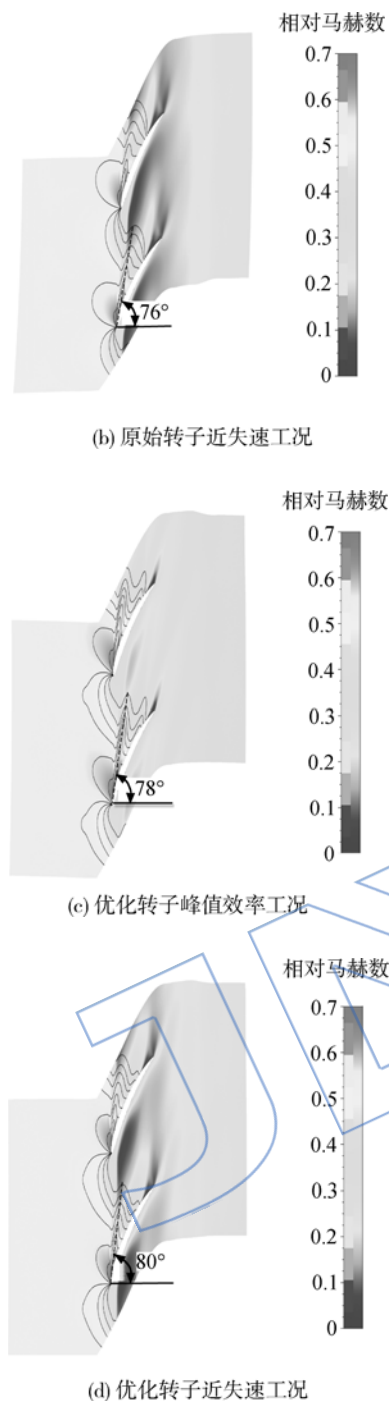


图 15 原始转子与优化转子 99% 叶高相对马赫数分布及间隙泄漏涡与轴向夹角对比

Fig. 15 Comparison of relative Mach number and angle between clearance leakage vortex and axial direction at 99% span between optimal rotor and original rotor

叶片吸力面,从而达到降低涡量、减小损失的效果,但从图 15 中可以看出,在小流量的情况下,对于优化转子来说,该效果在将间隙泄漏涡推离叶片吸力面的同时,使得间隙泄漏涡与轴向的夹角更早地达到了较大值,从而使得间隙泄漏流基本

处于横断叶片通道的位置,造成叶顶形成大面积低速区,从而更早地诱发叶顶失速,使得转子稳定裕度有所减小。

从以上分析可以看出,这种造型方法可以较大幅度地提升转子在大流量工况、峰值效率工况的效率,然而在高背压的小流量工况效率提升幅度较小,同时会带来转子稳定裕度减小的问题。所以作者认为,在该机匣造型方法的基础上,通过修正叶片尖部形状等方法来提升转子稳定裕度,从而增加该造型方法的应用可能性是值得进一步研究的一个方向。

4 结 论

本文利用 NUMECA 软件包中 DESIGN/3D 软件块对西北工业大学某亚声速轴流压气机孤立转子进行了周向轴对称机匣优化设计,优化的主要目标是提高峰值点效率,同时减小叶片顶部区域堵塞,从而增加出口绝对总压。结果表明:

1) 在保持转子间隙连续且大小不变的基础上,经过优化所得到的优化转子使得峰值点效率提高了约 0.36%,且叶片顶部区域堵塞有所降低,出口绝对总压有所增加。

2) 优化转子使得叶片前缘开始至 30% 轴向弦长内的间隙泄漏流流量增加,间隙泄漏涡涡量增大,并把间隙泄漏涡推离叶片吸力面,使得损失有一定程度增加,但优化转子从 30% 轴向弦长开始间隙泄漏涡强度迅速降低,间隙区域后半部分损失有很大程度降低,从而使得全局总损失减小。

3) 小流量工况下,优化转子在叶顶区域更早地形成了间隙泄漏流横断叶片通道区域的情况,使得在叶顶过早地形成大面积低速区,从而更早地诱发了叶顶失速,转子稳定裕度有所降低,失速点流量比原始转子增加 3% 左右。

参考文献:

- [1] Lakshminarayana B. Methods of predicting the tip clearance effects in axial flow turbomachinery[J]. Journal of Basic Engineering, 1970, 92(3): 467-482.
- [2] Inoue M, Kuroumaru M, Fukuhara M. Behavior of tip leakage flow behind an axial flow compressor rotor[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1986, 108(1): 7-13.
- [3] Inoue M, Kuroumaru M. Structure of tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3): 250-256.
- [4] Furukawa M, Saiki K, Nagayoshi K. Effects of stream surface inclination on tip leakage flow fields in compressor ro-

- tor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(4): 683-694.
- [5] Furukawa M, Inoue M, Saiki K. The role of tip leakage vortex breakdown in compressor rotor aerodynamics[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(3): 469-480.
- [6] Bergner J, Kinzel M, Schiffer H. Short length-scale rotating stall inception in a transonic axial compressor criteria and mechanisms[R]. ASME Paper GT-2006-90209, 2006.
- [7] 聂超群, 桂幸民, 于清, 等. 跨音速压气机近失速状态的非定常特征[J]. *工程热物理学报*, 1999, 20(2): 171-175.
NIE Chaoqun, GUI Xingmin, YU Qing, et al. Unsteady flow behavior of near-stall states in a transonic axial compressor[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 1999, 20(2): 171-175. (in Chinese)
- [8] 贾希诚, 王正明. 叶轮机械中间隙流与通道二次流相互作用的数值研究[J]. *航空动力学报*, 2002, 17(4): 399-403.
JIA Xicheng, WANG Zhengming. Numerical study of interaction between clearance flow and passage secondary flow in turbomachinery[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2002, 17(4): 399-403. (in Chinese)
- [9] Chen G T, Greitzer E M, Tan C S, et al. Similarity analysis of compressor tip clearance flow structures[R]. ASME Paper GT-1990-153, 1990.
- [10] Kang S, Hirsch C. Experimental study on the three dimensional flow within a compressor cascade with tip clearance: Part II the tip leakage vortex[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(3): 444-452.
- [11] Denton J D. Loss mechanisms in turbomachines[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(4): 621-655.
- [12] SHAO Weiwei, JI Lucheng, CHENG Ronghui. Basic analysis of tip leakage mixing loss[R]. ASME Paper GT-2007-27616, 2007.
- [13] Chunill H, Douglas C D, Aspi R W. Role of tip-leakage vortices and passage shock in stall inception in a swept transonic compressor rotor[R]. ASME Paper GT-2004-53867, 2004.
- [14] 卢新根. 轴流压气机内部流动失稳及其被动控制策略研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2007.
LU Xingen. Flow instability and its passive control strategies in axial-flow compressor [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2007. (in Chinese)
- [15] Shabbir A, Celestina M L, Adamczyk J J, et al. The effect of hub leakage on 2 high speed axial flow compressor rotors[R]. ASME Paper GT-1997-346, 1997.
- [16] Khalid S A, Khalsa A S, Waitz I A, et al. Endwall blockage in axial compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(3): 499-509.
- [17] Georg K, Christian C, Eberhard N. Rotor casing contouring in high pressure stages of heavy duty gas turbine compressors with large tip clearance heights[R]. ASME Paper GT-2009-59626, 2009.
- [18] Georg K, Christian V, Eberhard N. Theory and application of axisymmetric endwall contouring for compressors[R]. ASME Paper GT-2011-45624, 2011.