

三维叶轮机叶片黏性反问题设计改进方法

李艾挺^{1,2}, 朱阳历¹, 李文^{1,2}, 秦伟², 张雪辉¹, 陈海生^{1,2}

- (1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;
2. 中国科学院大学工程科学学院, 北京 100049)

摘 要:提出了一种改进的适用于三维黏性流场的叶轮机叶片反问题设计方法。该方法假设叶片的中弧线具有虚拟移动速度,其位移量由目标载荷与实际载荷的差值计算,并利用黏性底层厚度进行限制。采用三次 B 样条曲线插值方法对叶片中弧线进行光顺,新叶型通过更新后的中弧线和给定的叶片厚度得到。算例验算结果表明:该方法能够根据设计意图对叶型进行修改,鲁棒性强,收敛速度快,叶片的可变自由度高,不依赖于特定的网格和求解器,具备一定的通用性。

关 键 词:反问题设计;跨声速压气机;优化设计;三维黏性流;载荷分布

中图分类号: V235 **文献标志码:** A

Improved viscous inverse design method for three-dimensional turbomachinery blades

LI Aiting^{1,2}, ZHU Yangli¹, LI Wen^{1,2}, QIN Wei²,
ZHANG Xuehui¹, CHEN Haisheng^{1,2}

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

2. School of Engineering Sciences,
University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: An improved inverse design method for three-dimensional turbomachinery blades in viscous flow field was proposed. It was assumed that the camber line had a virtual moving speed. The virtual movement was calculated by the difference between the target load and the actual load, and was reasonably limited by the thickness of viscous sublayer. The camber line was smoothed by cubic B-spline interpolation, and the new blade profile was obtained by updated camber line and the given blade thickness. Verification results show that the method can modify the blade profile according to the design intention. It has strong robustness, fast convergence speed, and high degree of freedom of the blade, independent of the specific grid and solver, and also it has certain generality.

Key words: inverse design method; transonic compressor; optimization design; three-dimensional viscous flow; load distribution

收稿日期: 2018-12-10

基金项目:国家重点研发计划(2017YFB0903602);国家自然科学基金优秀青年科学基金(51606188);
中国科学院前沿科学重点研究项目(QYZDB-SSW-JSC023);中科院洁净能源先导科技专项(XDA21070200)

作者简介:李艾挺(1992—),男,博士生,主要从事叶轮机机械气动热力学研究。

引用格式:李艾挺,朱阳历,李文,等. 三维叶轮机叶片黏性反问题设计改进方法[J]. 航空动力学报,2019,34(6):1380-1388. LI Aiting, ZHU Yangli, LI Wen, et al. Improved viscous inverse design method for three-dimensional turbomachinery blades [J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(6): 1380-1388.

在叶轮机领域,计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)的应用已经非常成熟,尤其在叶型气动设计中,CFD 技术大大减少了对试验数据的依赖,成为设计体系的主要组成部分。现代数值设计方法可以分为正问题和反问题设计方法。正问题方法是指已知几何结构,通过 CFD 技术求解叶片流场分布的方法。设计人员根据流场模拟结果对叶型不断修改,通过对比大量算例获得符合要求的叶型,因此正问题设计方法设计周期较长,需要占用大量的计算资源,对设计人员的经验要求较高。反问题设计方法是指给定叶片的气动参数分布,反解出叶型的方法。反问题设计时,设计人员可以直接对局部流动区域的气动参数分布进行控制,大大减少计算资源的消耗,同时降低对设计经验的依赖。

早在 1945 年 Lighthill^[1]就已经提出了反问题设计的概念,使反问题设计方法得到了充分研究。第一代反问题设计方法属于势、流函数法,该方法在使用时存在很多限制,如 Murugesan 等^[2]、Schmidt^[3]提出的反问题方法局限于亚声速无旋流体。Hawthorne 等^[4]将流函数法推广至可旋流体。Borges^[5]、Zangeneh^[6]、王正明等^[7]将该方法推广至三维,但仍限于无黏不可压流体中。随着 CFD 计算方法的不断成熟以及计算机性能的不断提升,基于欧拉方程或雷诺平均 Navier-Stokes(RANS)方程的反问题设计方法得到了充分发展。根据叶片叶型与流场的耦合方法,可以将反问题方法分为两类:分别为基于渗透边界和基于虚位移的反问题设计方法。基于渗透边界条件的反问题方法把叶片表面设为可穿透滑移边界条件,并利用叶片表面的速度分布来反求叶型,如 Léonard、Demeulenaere 等^[8-9]通过求解叶片法向的质量守恒方程来获得叶片表面的极限流线分布,并以新得到的极限流线分布作为反问题的收敛叶型。Dang、Qiu、刘昭威等^[10-13]利用叶片型线 with 法向速度的相切关系构造了关于叶片型线的微分方程,通过积分得到满足目标分布的叶型。基于虚位移的反问题设计方法假设叶型随时间是可移动的,叶型的移动量即虚位移通过目标参数与实际参数的差值得到。在反问题求解时,叶型随时间推进不断变化,直到叶片表面气动参数满足目标参数分布为止。基于虚位移的反问题设计方法首先由 Thompkins 等^[14]提出,并应用于二维叶型设计中。Daneshkhah、Van Rooij、Yang、朱阳历、刘昭威、宁方飞等^[15-20]对虚位移方法进行发

展,并推广至三维反问题设计中。

反问题设计方法虽然已经得到较为充分的研究,但仍需进一步发展。对于基于渗透边界条件的反问题方法,其通常与特定的网格结构或 CFD 求解器相耦合,求解精度受限于 CFD 求解器。如 Léonard、Demeulenaere 等^[8-9]的反问题方法基于欧拉方程,欧拉方程不考虑黏性,难以估算边界层厚度,所得到的叶型比目标叶型偏厚,限制了该方法的推广应用。Qiu 等^[12]根据特征波的思想改进了渗透边界条件,使其可以推广至 RANS 方法,但边界层网格不能过于密集, Y^+ 应控制在 30 以上,限制了高精度湍流模型的使用。基于虚位移的反问题设计方法在求解过程中与正问题程序分离求解,可以与不同的网格结构和 CFD 求解器相结合,叶片边界条件和湍流模型的选取不受限制,增加了方法的灵活性,是近年来的研究热点。但是虚位移方法的稳定性和收敛性通常较差,这与虚位移的计算相关,如 Thompkins、Daneshkhah 等^[14-15]的方法中,虚位移的方向不明确,需要人工判定。另外在流动不稳定的区域,如叶片前缘、尾缘、激波、流动分离等位置会得到不合理的虚位移量,导致计算发散。为增强方法的稳定性,虚位移方法常与非定常求解器结合使用,迭代过程对叶型进行光顺处理,同时对叶片可变范围进行限制,如固定轮毂、叶片间隙附近的叶型,限制前缘、尾缘的移动等,限制了该方法的广泛应用。

本文提出了一种改进的基于虚位移的全三维黏性反问题设计方法,其中虚位移公式在 Qiu 等^[12]基础上进行了改进,虚位移利用特征相容关系推导,根据目标载荷与实际载荷的差值计算,并使用黏性底层厚度对虚位移的最大值进行合理限制,提升了方法的稳定性和收敛速度,且虚位移的方向不需要人工干预。使用 B 样条曲线插值对叶片中弧线进行光顺以提高方法的稳定性。此外,叶片尾缘是可移动的,能够对叶片安装角进行优化,增加了叶片优化的自由度。本文首先介绍了 CFD 求解器以及改进的反问题方法,然后以 NASA 的 Rotor 67 跨声速压气机动叶为模型进行叶片返回试验,并对其进行了优化改型试验,验证方法的有效性。

1 模型及求解器

本文使用自主开发的三维 RANS 求解器,该程序基于结构化网格有限体积法,使用单元节点型离散方法。采用时空独立求解方法,其中对流

项通量采用 AUSM+ (advection upstream splitting method) 格式计算, 并且采用带 Hemker 限制器^[21]的 MUSCL(monotone upstream-centered schemes for conservation laws) 插值提升差分格式的精度; 黏性项通量采用有限体积形式的二阶中心差分格式离散; 时间离散采用隐式 LU-SGS (lower-upper symmetric Gauss-Seidel) 格式。

湍流模型使用 Spalart-Allmaras (S-A) 一方程模型, 进行全湍流计算, 与 N-S 方程分离求解, 时间推进仍然采用 LU-SGS 隐式格式。边界位置添加两层虚网格用于边界条件的处理。进出口采用无反射边界条件, 其中入口给定总温、总压、入口气流角, 出口给定径向 $X=50\%$ 截面处静压, 采用简化的径向平衡方程求解沿径向的出口压力。壁面使用无滑移边界条件, 且设为绝热壁面。

求解器的准确性通过 Rotor 67 压气机两级轴流风扇中第一级动叶进行验证。NASA 对该动叶内部流场进行了详细测量^[22], 其基本设计和几何参数见表 1。采用 H 型网格进行计算, 如图 1 所示。经过网格无关性验证, 径向、周向、流向分别设置 93、53、141 个网格节点, 叶顶间隙沿径向设置 14 个网格点, 网格总数约 69 万, 壁面 Y^+ 保持在 1~5 之间。图 2 为最高效率工况下叶轮

表 1 Rotor 67 压气机设计参数

Table 1 Design parameters of Rotor 67 compressor

参数	数值
叶片数	22
展弦比	1.56
转速/(r/min)	16 042
流量/(kg/s)	33.25
压比	1.63
叶顶间隙/mm	0.96
叶尖相对马赫数	1.38
叶尖转速/(m/s)	429

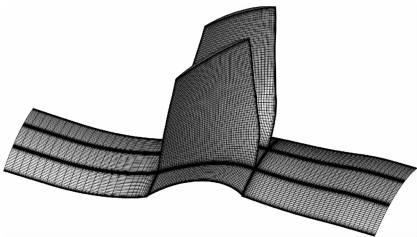
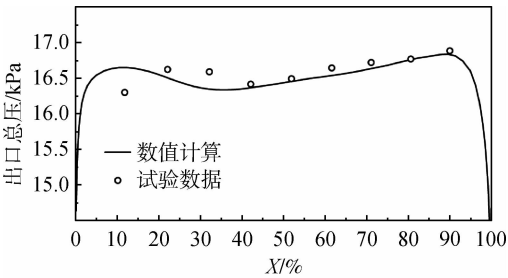
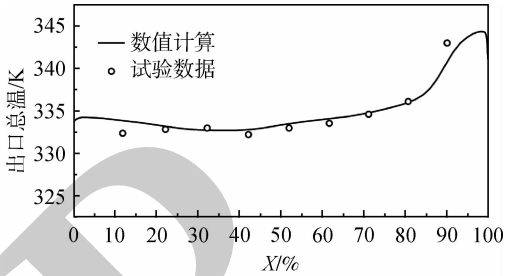


图 1 计算网格示意图
Fig. 1 Computational mesh



(a) 出口总压分布



(b) 出口总温分布

图 2 出口总温总压对比

Fig. 2 Comparison of total temperature and total pressure at outlet

出口的总压、总温沿径向分布的结果对比, 可以看出, 数值结果与试验结果符合得很好, 所采用的求解器具备较好的模拟精度。

2 反问题设计方法

2.1 虚位移的计算

本文使用基于虚位移的反问题设计方法, 虚位移通过特征线理论进行计算。如图 3 所示, Z 和 θ 分别表示转子的轴向和周向坐标, 假设叶片为无厚度平板, 在某一时刻受到的载荷为 Δp (即吸力面和压力面的压差), 并且具有沿叶表法向的速度 V_{wall} , 经过虚拟时间 Δt 后, 叶片移动到了虚线位置, 其所受载荷变为目标载荷 Δp_{target} , 沿周向的移动距离为 ΔS , 这一距离即为虚位移, 对应的法向速度 V 称为虚位移速度, c 表示声速, $V-c$ 为特征波的速度。为得到虚位移与载荷之间的关系, 对这一物理过程作以下两个简化: 首先, 叶片壁面使用的是无滑移边界条件, 以叶片为参照系, 叶片表面的流体只存在法向流动分量, 因此把三维流动模型简化为一维模型; 其次, 边界层流体沿流向的切应力远大于法向, 因此在计算流体的法向运动时, 可以忽略流体的黏性效应。综上, 把这一物理过程简化为一维无黏流动过程。

根据特征线理论, 当叶片表面存在扰动时, 叶片表面会产生特征波沿特征线以声速传播, 沿特

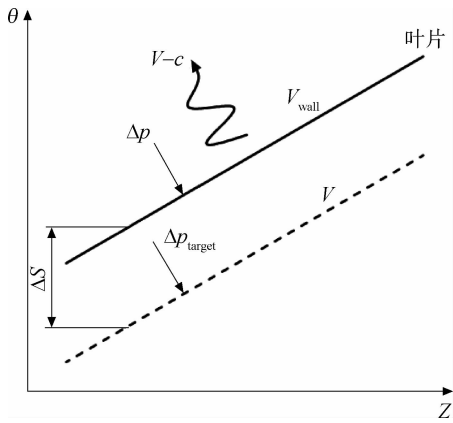


图 3 虚位移计算示意图
Fig. 3 Schematic diagram of virtual movement calculation

征线的气动参数满足对应的特征相容关系。考虑到叶片压力面流体相对于吸力面与叶片壁面的贴合更为紧密,且压力面受激波影响较小,叶片表面的密度、当地声速等参数的波动较小,有利于反问题计算的稳定性,因此设叶片的虚位移速度与压力面流体的法向速度相等。为得到叶片载荷与虚位移的关系列出压力面的特征相容关系

$$-\rho^+ c^+ dV + d(\Delta p) = 0 \tag{1}$$

式中 ρ^+ 为压力面密度, c^+ 为压力面声速,将式(1)离散

$$-\rho^+ c^+ (V - V_{wall}) + (\Delta p_{target} - \Delta p) = 0 \tag{2}$$

对于无滑移边界条件, $V_{wall} = 0$ 。因此虚位移的计算公式为

$$\Delta S = \Delta t V n_\theta = \Delta t \frac{\Delta p_{target} - \Delta p}{\rho^+ c^+} n_\theta \tag{3}$$

式中 n_θ 表示法向单位向量在周向的分量。由于本文使用定常隐式求解器, Δt 与实际时间无关,而是作为松弛因子用于控制收敛的稳定性。

根据推导过程的两个简化条件,式(3)适用于近壁面附近的近似层流区,即边界层黏性底层区域,因此为保证方法的稳定性,本文认为 ΔS 所允许的最大值不应超过叶片表面黏性底层厚度,参考 Numeca 软件的公式估算

$$\Delta S_{vis} = 6 \left(\frac{V_{ref}}{\nu} \right)^{-\frac{7}{8}} \left(\frac{L_{ref}}{2} \right)^{\frac{1}{8}} Y^+ \tag{4}$$

式中 ν 为运动黏度; V_{ref} 和 L_{ref} 分别为参考速度和参考长度,可用入口平均流速和叶片中径处的弦长代替; Y^+ 为叶片壁面处的值,根据 Y^+ 的定义,一般认为在 $Y^+ < 10$ 的区域为黏性底层区^[23],因此令 $Y^+ = 10$ 。在计算过程中,常在局部气动参数剧烈波动的区域出现虚位移的极大值 ΔS_{max} ,

为保持稳定收敛,通常需要减小 Δt 使 $\Delta S_{max} < \Delta S_{vis}$,进而降低收敛速度,因此对虚位移公式进行如下改进:

$$\Delta S_{step} = \min(\Delta S, \Delta S_{vis}) \tag{5}$$

式中 ΔS_{step} 为改进后的虚位移量,使用上式计算的虚位移始终小于黏性底层厚度,从而可以适当提高 Δt 的取值,提升收敛速度。

2.2 中弧线的生成

在得到虚位移后,便可以得到中弧线的周向坐标

$$f_{n+1} = f_n + \Delta S_{step} \tag{6}$$

式中 f 表示叶片中弧线的周向坐标,下标 n 表示迭代步数。在反问题迭代过程中,叶片不同,弦长位置的虚位移量一般不相等,如果相邻几个网格点的虚位移量相差过大,中弧线会出现扭曲,进而引起叶片表面的压力分布出现波动,最终导致反问题方法发散。为避免类似情况的发生,本文在计算虚位移时只对控制点进行计算,而其余点通过三次 B 样条曲线插值得到,如图 4 所示。

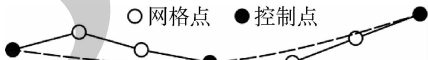


图 4 三次 B 样条曲线插值
Fig. 4 Cubic B-spline interpolation

控制点的选取对稳定性有重要影响,选取的控制点数量越少,越能保证迭代过程中叶型的光滑性,对稳定性是有利的,但控制点数量减少会减小叶型的变化自由度,难以得到与目标载荷分布相契合的叶型分布。另外在前缘、尾缘、叶顶间隙等位置,压力波动较大,为加强计算的稳定性,通常对这些位置进行固定或插值处理。本文选取径向 $X = 10\% \sim 90\%$ 共 9 个截面作为计算截面,其余截面通过三次 B 样条曲线插值进行径向积叠得到。为减小前缘和尾缘的影响,只对轴向 $Z = 5\% \sim 95\%$ 范围的叶型进行修正,所使用的 B 样条曲线插值方法能保证叶片型线的光滑连接,其中前缘点是固定的,而尾缘点通过内部控制点的外插得到,这样得到的尾缘是可移动的,从而实现对叶片安装角的优化,增大了叶片优化的自由度。

2.3 反问题实施步骤

反问题方法的具体实施步骤如图 5 所示。首先读取初始叶型以及目标载荷分布数据,并生成网格,再使用 CFD 求解器进行定常计算直到收敛。提取叶片表面载荷分布数据,用式(3)~式

(5)计算控制点的虚位移,用式(6)更新控制点的周向坐标,使用 B 样条曲线插值得到新的中弧线分布,根据给定的叶片厚度分布更新叶型。若载荷不符合目标分布,重复以上过程,直至叶片形状不再变化且实际载荷分布符合目标载荷分布为止。通常,对新叶型进行初次优化时,所给定的目标载荷分布不容易满足物理解,导致实际载荷分布曲线始终在目标载荷分布曲线周围振荡,不能完全收敛,这时可以根据中间结果对目标载荷进行调整再重新进行计算,一般经过 1~2 次修正即可得到符合物理解的目标载荷分布。

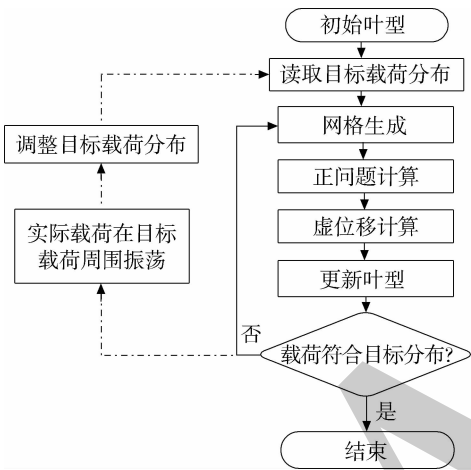


图 5 反问题计算流程图
Fig. 5 Flowchart of inverse method process

3 计算结果及分析

3.1 叶片返回试验

叶片返回试验是反问题设计领域常用的验证方法,其具体过程为:首先将正问题求解得到的叶片表面气动参数分布作为反问题计算的目标参数,然后改变叶片叶型,将其作为反问题设计的初始叶型,并对其进行反问题计算。若在计算收敛后,叶片表面气动参数分布满足给定的目标参数分布,同时叶片回复到初始的叶型,即可验证反问题方法的有效性。为测试本方法对出口气流角(或叶片安装角)的调整能力,对叶片尾缘进行了修改。

选取 Rotor 67 动叶的最高效率工况进行返回试验。为测试收敛性对三个算例进行试验,表 2 列出了各算例的计算参数及收敛情况。图 6 为残差收敛曲线。计算时,先进行 2 000 步正问题迭代得到收敛结果,然后进入反问题设计流程,每 100 次正问题迭代进行一次叶型修正。算例 1 的残差曲线始终振荡,叶型也不能恢复至初始状态,

计算发散。算例 2 减小 Δt 的取值,稳定性提高,残差曲线振荡减小并趋于稳定,在 11 000 步左右叶型恢复至初始叶型。算例 3 中, Δt 的取值与算例 1 相同但使用了改进后的式(5)计算虚位移,残差曲线振荡迅速减小并保持稳定,叶型在 7 000 步左右恢复至初始叶型。

表 2 各算例计算参数及收敛情况					
Table 2 Calculation parameters and convergence of each case					
算例	$\Delta t / 10^{-4}$	$\Delta S_{\max} / \text{mm}$	$\Delta S_{\text{vis}} / \text{mm}$	虚位移计算公式	收敛步数
1	2.5	0.061	0.032	式(3)	发散
2	1.2	0.029	0.032	式(3)	11 000
3	2.5	0.061	0.032	式(5)	7 000

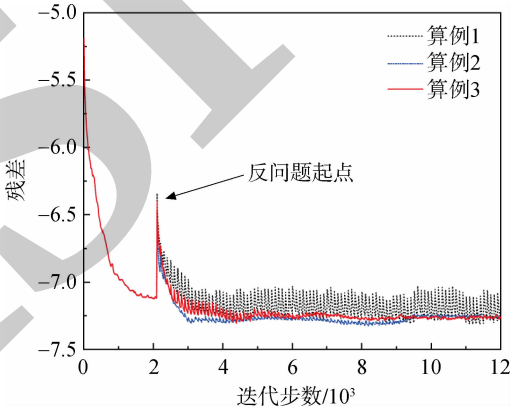


图 6 计算残差曲线
Fig. 6 Computation residual curve

通过三个算例的对比发现,若 Δt 取值过大,使虚位移大于黏性底层厚度,反问题方法可能无法收敛,若减小 Δt 取值,收敛速度又太慢,使用改进的虚位移公式,可适当提高 Δt 的取值,在提高收敛速度的同时保持方法的收敛性。图 7 为算例 3 反问题收敛前后的叶型变化情况和叶片载荷分布曲线,从图中可以看出,在不同径向位置,反问题得到的载荷分布与目标载荷分布符合得很好,叶型也恢复到了初始叶型,验证了本文所提出的反问题方法的有效性。

3.2 反问题优化设计

为进一步验证所提出的反问题方法的有效性,下面对 Rotor 67 压气机动叶进行反问题优化改型设计,通过合理调整目标载荷分布改善内部流场,以提高压气机性能。Rotor 67 转子是典型的跨声速转子,其内部流场存在较强的激波,将引

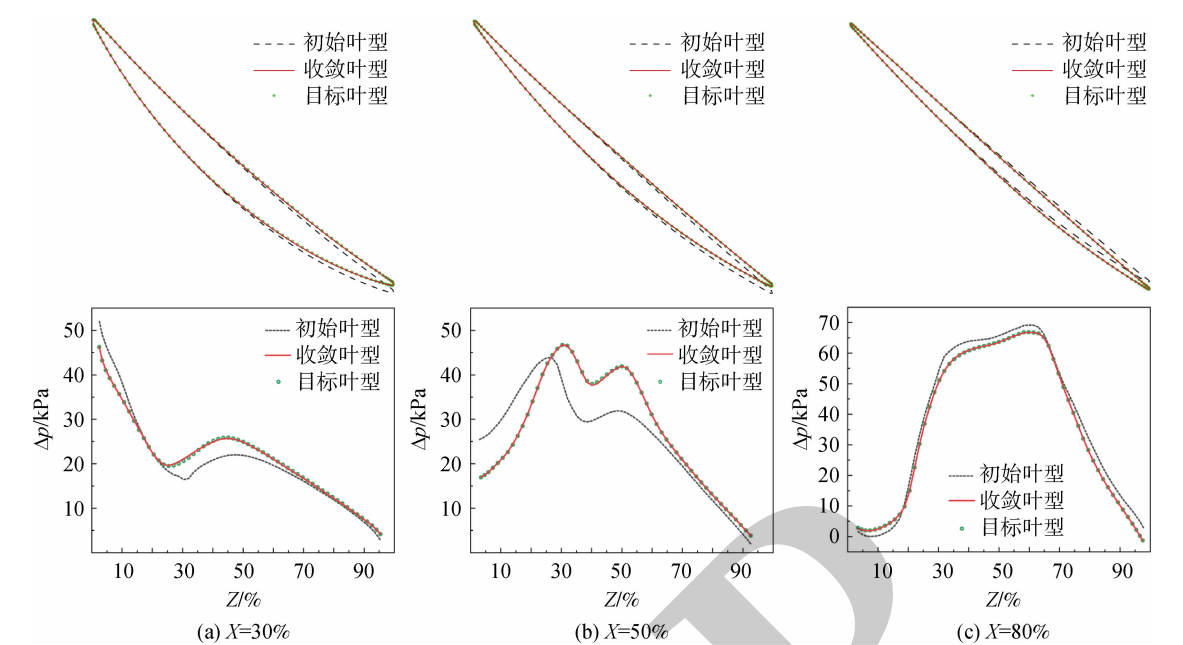


图 7 叶片型线和载荷对比
Fig. 7 Comparison of blade profile and load

起流体的压力、密度等的剧烈波动,产生较大的熵增,是造成气动损失的重要来源,在跨声速压气机中,激波损失占有较高的比重,激波强度与激波损失存在正相关关系,因此,本文将通过调整叶片的载荷分布来降低流道内的激波强度,提高压气机的效率。

叶片表面的载荷(Δp)为压力面与吸力面压力的差值,因此激波所引起的流动参数变化也会体现在叶片表面的载荷分布曲线。在径向 $X=90\%$ 截面,激波由压力面轴向 $Z=30\%$ 位置延伸至吸力面 $Z=70\%$ 位置;在 $X=50\%$ 截面,载荷曲线在 $Z=45\%$ 位置出现波动,与试验得到的激波位置相对应。针对以上特点,为了降低激波强度并使流道内的气动参数分布更加均匀,可以适当减小载荷曲线的梯度,同时也尽量使径向载荷均匀过渡,使其载荷分布更加“光滑”,从而达到优化的目的。

叶片表面载荷分布的调整不是任意的,若给定的目标载荷分布的总和与初始总载荷变化过大,容易使目标载荷分布不满足 N-S 方程的解,程序可能无法收敛。若出现不收敛的情况,可根据中间结果以及截面平均载荷对目标载荷曲线进行再次修正。以径向 $X=50\%$ 截面为例,图 8 给出了调整前后的载荷曲线分布,表 3 给出了对应曲线的平均载荷大小。如图 8 所示,使用初始目标载荷(蓝色曲线)进行计算时,反问题得到的实际载荷曲线(中间结果)在初始叶型载荷曲线附近

振荡,未能收敛,对比表 3 中的数据可以看出,所给定的目标载荷相对初始载荷较小,因此对目标载荷进行调整(绿色曲线),使其平均载荷与初始叶型的平均载荷相当。最后调整优化后的载荷分布曲线如图 9 所示,可以看出优化后载荷分布曲

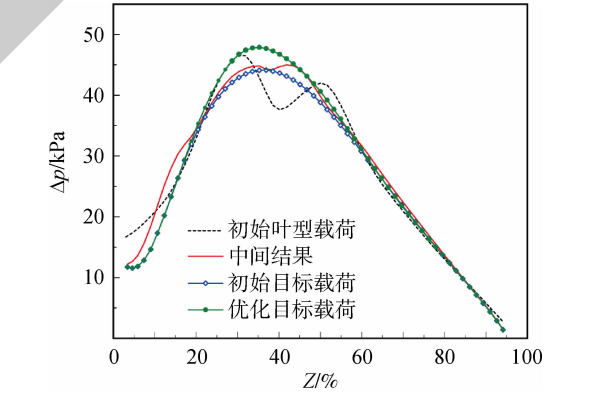


图 8 $X=50\%$ 截面反问题设计载荷曲线
Fig. 8 Inverse design load curve on $X=50\%$ section

表 3 $X=50\%$ 截面反问题设计叶片载荷平均值
Table 3 Average value of blades load in inverse design on $X=50\%$ section

载荷	平均载荷/Pa
初始叶型载荷	25 323
中间结果	25 468
初始目标载荷	24 434
优化目标载荷	25 359

线更加光滑,径向的载荷过渡也更加均匀。将优化后的载荷分布作为目标参数进行反问题计算,收敛后即可得到满足目标载荷分布的叶型。

计算收敛过程与叶片返回试验类似,经过约 5 000 步迭代后,实际载荷分布曲线逼近目标载荷分布曲线,所得到的叶型即为改型优化后的叶型。图 9、图 10 为不同径向位置叶片改型设计前后的载荷分布曲线和叶片型线对比,可以看出,通过反问题优化得到的叶片表面载荷分布很好地满足了目标载荷分布,进一步验证了本文方法的有效性。

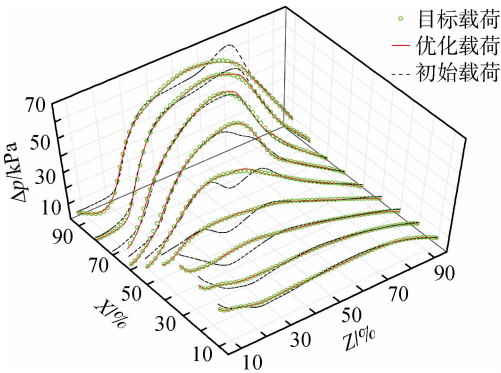


图 9 叶片表面载荷对比
Fig. 9 Comparison of blade load

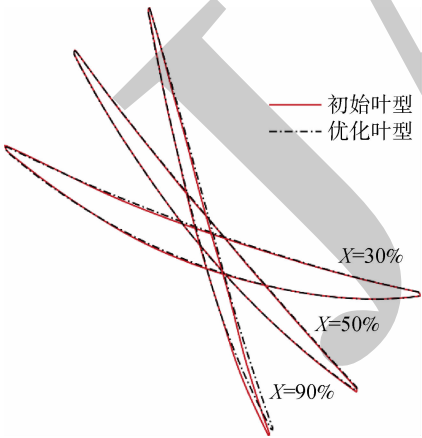


图 10 优化前后叶型对比
Fig. 10 Comparison of blade profile before and after optimization

图 11 和图 12 分别为径向 $X=90\%$ 、 50% 截面相对马赫数分布在优化前后的对比,可以看出通道内激波位置的等值线密集程度降低,激波强度有所减小,马赫数过渡更加均匀。图 13 为 $X=90\%$ 、 50% 截面叶片表面的静压分布曲线,可以看出优化后吸力面激波位置的静压曲线更加平缓,激波强度降低。图 14 为吸力面静压分布云图和

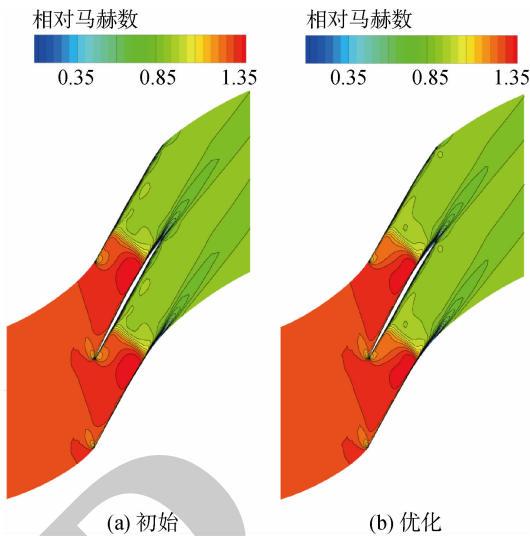


图 11 $X=90\%$ 截面相对马赫数对比
Fig. 11 Comparison of relative Mach number on $X=90\%$ section

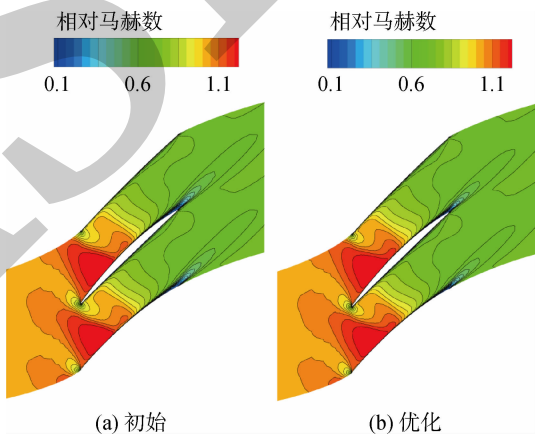
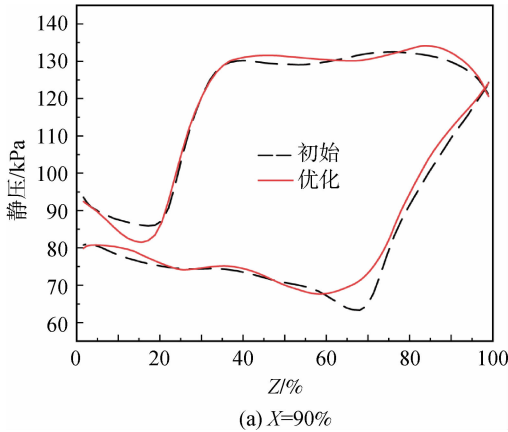


图 12 $X=50\%$ 截面相对马赫数对比
Fig. 12 Comparison of relative Mach number on $X=50\%$ section



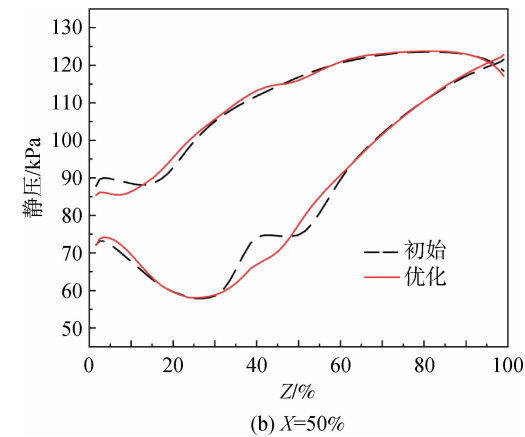


图 13 叶片表面静压分布曲线

Fig. 13 Blade surface static pressure distribution

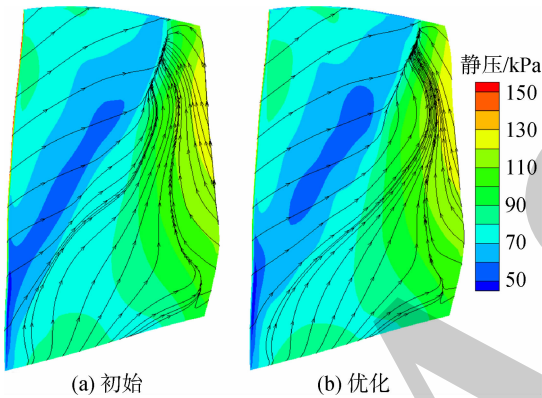
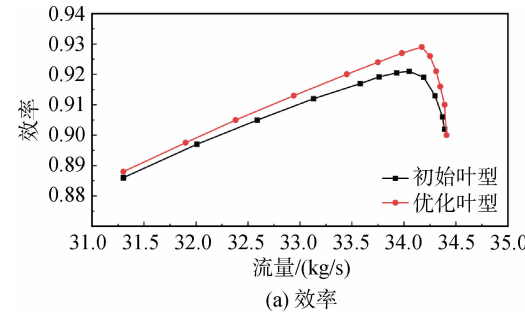


图 14 吸力面静压分布和极限流线

Fig. 14 Static pressure distribution and limit streamlines of suction surface

极限流线,也可以看出优化后激波位置的静压过渡更加均匀,气动分布得到改善。并且从极限流线的分布可知,吸力面的流动分离区域减小,气动参数分布得到改善。

图 15 为叶片反问题优化前后的特性曲线对比,在反问题设计点,新叶片的流量和效率分别提高了 0.4%和 1.0%,压比维持不变,在其余工作点,新叶片的效率均高于原始叶型,压比在高流量工况有所提高,低流量工况略微减小,整体来看,叶片性能得到提升。



(a) 效率

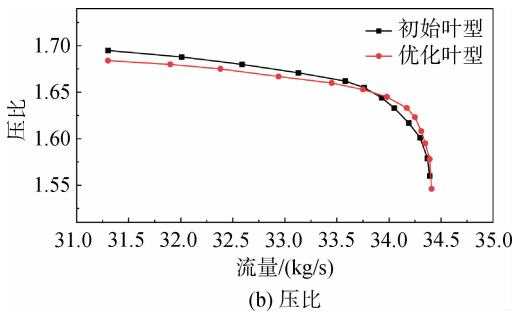


图 15 叶型优化前后特性曲线对比

Fig. 15 Comparison of characteristic curves before and after profile optimization

4 结 论

本文提出了一种改进的基于虚位移的三维黏性叶轮机叶片反问题设计方法,以 Rotor 67 跨声速压气机动叶为模型进行测试,得出以下结论:

- 1) 叶片返回试验结果表明,使用黏性底层厚度对虚位移进行限制,能够提升反问题方法的稳定性和收敛速度。
- 2) 采用三次 B 样条曲线叶型光顺方法,可以灵活调整控制点的数量和位置,并且叶片尾缘是可移动的,自由度更高,能够对叶片安装角进行优化。
- 3) 在调整目标载荷曲线分布时,应使目标平均载荷与原叶型基本相等,以确保反问题计算的顺利实施,改善叶型优化结果。
- 4) 通过调整目标载荷分布对叶片进行反问题设计,流量和效率分别提高了 0.4%和 1.0%,实现了优化的目的。

参考文献:

[1] LIGHTHILL J M. A new method of two-dimensional aerodynamics design[R]. ARC Technical Report No. 2112,1945.

[2] MURUGESAN K,RAILLY J W. Pure design method for aerofoils in cascade[J]. Journal of Mechanical Engineering Science,1969,11(5):454-467.

[3] SCHIMIDT E. Computation of supercritical compressor and turbine cascades with a design method for transonic flows[J]. Journal of Engineering for Power,1980,102(1):68-74.

[4] HAWTHORNE W R,WANG C,TAN C S,et al. Theory of blade design for large deflections; Part I two-dimensional cascade[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,1984,106(2):346-353.

[5] BORGES J E. A three dimensional inverse method in turbomachinery; Part I theory[R]. ASME Paper 89-GT-136, 1989.

[6] ZANGENEH M. Inviscid-viscous interaction method for

- three-dimensional inverse design of centrifugal impellers [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1994, 116(2): 280-290.
- [7] WANG Zhengming, CAI Ruixian, CHEN Hongji, et al. A fully three-dimensional inverse method for turbomachinery blading with Navier-Stokes equations[R]. ASME Paper 98-GT-126, 1998.
- [8] LÉONARD O, VAN DEN BRAEMBUSSCHE R A. Design method for subsonic and transonic cascade with prescribed mach number distribution[R]. ASME Paper 91-GT-18, 1991.
- [9] DEMEULENAERE A, LÉONARD O, VAN DEN BRAEMBUSSCHE R A. A two-dimensional Navier-Stokes inverse solver for compressor and turbine blade design[J]. *Journal of Power and Energy*, 1997, 211(4): 299-307.
- [10] DANG T. Inverse method for turbomachine blades using shock-capturing techniques[R]. AIAA 95-2465, 1995.
- [11] DANG T, ISGRO V. Euler-based inverse method for turbomachine blades; Part 1 two-dimensional cascades[J]. *AIAA Journal*, 1995, 33(12): 2309-2315.
- [12] QIU X, JI M, DANG T. Three-dimensional viscous inverse method for axial blade design[J]. *Inverse Problems in Science and Engineering*, 2009, 17(8): 1019-1036.
- [13] 刘昭威, 吴虎, 唐晓毅. 基于反问题设计方法的叶栅激波损失控制[J]. *推进技术*, 2014, 35(6): 766-73.
LIU Zhaowei, WU Hu, TANG Xiaoyi. Shock wave loss control of cascades using inverse method[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2014, 35(6): 766-773. (in Chinese)
- [14] THOMPkins J W T, TONG S S. Inverse or design calculations for non-potential flow in turbomachinery blade passages[R]. ASME Paper 81-GT-78, 1981.
- [15] DANESHKHAH K, GHALY W S. An inverse blade design method for subsonic and transonic viscous flow in compressors and turbines[J]. *Inverse Problems in Science and Engineering*, 2006, 14(3): 211-231.
- [16] VAN ROOIJ M, MEDD A. Reformulation of a three-dimensional inverse design method for application in a high-fidelity CFD environment[R]. ASME Paper 2012-GT-69891, 2012.
- [17] YANG J, LIU Y, WANG X, et al. An improved steady inverse method for turbomachinery aerodynamic design[J]. *Inverse Problems in Science and Engineering*, 2017, 25(5): 633-651.
- [18] 朱阳历, 王正明, 陈海生, 等. 叶片全三维反问题优化设计方法[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(5): 1045-1053.
ZHU Yangli, WANG Zhengming, CHEN Haisheng, et al. Full 3-D inverse design optimization method for turbomachinery blade[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(5): 1045-1053. (in Chinese)
- [19] 刘昭威, 吴虎, 唐晓毅. 跨声速轴流压气机转子反问题优化方法[J]. *推进技术*, 2015, 36(9): 1309-1316.
LIU Zhaowei, WU Hu, TANG Xiaoyi. Optimization of transonic axial compressor rotor using improved inverse method[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2015, 36(9): 1309-1316. (in Chinese)
- [20] 宁方飞, 贾新亮, 鞠鹏飞. 一种叶轮机三维叶型黏性反问题方法[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(6): 1530-1536.
NING Fangfei, JIA Xinliang, JU Pengfei. A viscous inverse problem method for turbomachinery three-dimensional blade profile[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(6): 1530-1536. (in Chinese)
- [21] HEMKER P, KOREN B. Numerical methods for fluid dynamics III[M]. Gloucestershire, UK: Clarendon Press, 1988.
- [22] STRAZISAR A J, WOOD J R, HATHAWAY M D, et al. Laser anemometer measurements in a transonic axial-flow fan rotor[R]. NASA Technical Paper 2879, 1981.
- [23] KAYS W M, CRAWFORD M E, WEIGAND B. Convective heat and mass transfer[M]. New York: McGraw-Hill Education, 2004.

(编辑: 陈 越)