

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2024.04.004

超低转速轴流压缩机气动设计

杨磊,周正贵

(南京航空航天大学 能源与动力学院,江苏 南京 210016)

摘要:压缩机转速越低转子叶片离心力越小、结构强度要求越低、噪声越低。利用一种负出气角超弯扩压叶型,进行压缩机转子叶片设计,达到给定压比、流量,实现压缩机超高负荷、超低转速。选定设计载荷系数为 1.147,大幅度高于常规载荷系数 0.4;在二维叶型和三维叶片设计过程中采用自动优化设计方法。计算机数值模拟结果表明:所设计的压缩机级可达到给定的设计点流量和压比,具有较高的级效率;由于转子叶片通道后段收敛不易产生流动分离,具有很大的喘振裕度。

关键词:轴流压缩机;三维叶片;二维叶型;气动设计;优化设计

中图分类号:TH453 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2024)04-0024-08

Aerodynamic Design of Ultra-low Rotating Speed Axial Compressor

YANG Lei, ZHOU Zhenggui

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The lower the compressor speed is, the smaller the centrifugal force of the rotor blade, the lower the structural strength requirement, and the lower the noise is. A super-curved diffuser blade profile with negative outlet angle is used to design the compressor rotor blades to achieve the given pressure ratio, flow rate, ultra-high load and ultra-low speed of the compressor. The selected design load factor is 1.147, much higher than the conventional load factor of 0.4. The automatic optimization design method is adopted in the design process of 2D blade profile and 3D blade. The computer numerical simulation results show that the designed compressor stage can achieve the flow rate and pressure ratio at the given design point with higher stage efficiency. And flow separation is not easy to produce due to the convergence of the rear section of the rotor blade channel, which has a large surge margin.

Keywords: axial compressor; 3D blade; 2D blade profile; aerodynamic design; optimization design

0 引言

压缩机是利用外部动力对气体做功,从而提高气体压力的设备。苏尔寿公司于 1960 年制造出第一台静叶可调轴流式高炉压缩机^[1]。20 世纪 90 年代,德国的曼压缩机公司基于可控制扩散叶型的设计方法开发出新一代更高性能叶型——MAN GHH1 叶型^[2]。1994 年开始,陕鼓开始对轴流压缩机进行自主设计,生产出了第一台具有自主知识产权的大型轴流压缩机 AV100-17^[3-4]。

轴流压缩机与轴流压气机流动机理相同,因此研究方法也相同;经过多年的发展,其负荷、效率、失速裕度等性能参数都得到了大幅度提升。随着压气机负荷的增高,压气机内部流场的逆压力梯度增加,使得压气机静子叶根部附近容易形成气流分离,损失增加,因此堵塞流道,压气机的

效率降低,并且降低压气机的稳定工作范围^[5]。因此,各国学者对各种流动控制技术展开了研究,例如附面层抽吸^[6]、等离子体激励^[7]、三维叶片设计^[8]和非轴对称端壁造型^[9]等方法来控制静子根部区域的角区分离,来减小静子根部流动损失。

LEE 等^[10]将计算机软件 FanDAS 和 CFD (CFX)相结合,通过模拟分析,开发出了一款高效率、低噪声的轴流压缩机。BEWICK 等^[11]采用计算流体力学仿真软件,对低叶尖速度的风扇进行了噪声计算研究。结果表明,叶尖速度的减小有利于风扇甚至发动机噪声的降低。许尧^[12]和毛义军等^[13]通过对发动机噪声进行研究,发现转子风扇噪声近似与叶尖轮缘速度的四次方成正比。于贤君等^[14]运用数值模拟方法,分析了在确定的级负荷下,基元级进口预旋、反力度和叶片稠度选择对压气机效率和裕度的影响。研究表明:对于

基金项目:国家科技重大专项项目(2017-H-0001-0013)

第一作者简介:杨磊(1996—),男,陕西宝鸡人,硕士研究生,研究方向为叶轮机气体动力学,1059013397@qq.com。

超高负荷设计的压气机基元级,静子的设计难度更高,对压气机效率和稳定性的影响更为明显。杨梦柯等^[15]探索了叶片弯曲对高负荷压气机叶栅流场的影响机理。结果表明,叶片正弯曲可有效地改善压气机叶栅近端壁的流场情况,明显地抑制角区分离,使得端壁区域扩压能力升高,正弯曲可提高叶展中部区域的负荷,使得叶中流场恶化,增加流动分离。李清华等^[16]对高负荷压气机的轴向载荷和参数分布进行研究筛选优化。结果表明,该技术有效地提高了压气机全工况的性能,提高了压气机平均级压比和效率。

2002年,DENTON等^[17]对一个跨声风扇进行了前后掠和正反倾的研究。研究表明,倾和掠对跨声速风扇的效率和压比影响比较小。2005年,BERGNER等^[18]对一个跨声速的压气机动叶片进行了顶部前掠设计,最终效率、失速裕度和压比均有所提升。结果表明,前掠使得动叶顶部前缘的负荷下降,从而使泄漏涡的强度减弱。中国科学院大学的邵卫卫^[19]进行了压气机的最大负荷设计以及实现方法的研究,通过基元级叶型设计、叶片基元级展向匹配以及叶片排与排之间匹配等实现压气机的最大载荷设计。南京航空航天大学的周正贵教授等^[20-24]设计出了气动性能良好叶片,并在此基础上对其进行多目标气动优化,明显地改善了原始叶片的气动性能,使其达到高载荷、高效率的设计预期。

压缩机叶片设计流程如下:1)给定压缩机主要参数,进行S2流面通流设计;2)根据S2流面通流计算结果,进行S1流面叶型设计,设计出满足S2流面通流设计目标的压缩机叶型;3)将压缩机叶型沿径向积叠成压缩机三维叶片。

本文利用一种创新性大弯度低损失扩压叶型,实现高负荷低转速轴流压缩机气动设计,并采用流场数值计算方法进行压缩机气动性能计算和转静子叶片通道内流动分析。

参考文献[25]提出一种超弯扩压叶型,如图1(c)所示,叶片弯度大、做功能力强;叶片通道后段呈收敛形状、可抑制附面层、减小流动损失。本文尝试利用此叶型进行轴流压缩机转子设计,并匹配静子,实现超高负荷、超低转速。转速降低可减小转子振动和降低转子结构强度要求,并且可降低噪声。

1 S2流面通流设计

20世纪50年代我国著名叶轮机专家吴仲华

提出S1和S2两类流面理论,并建立了相应的流动控制方程^[26]。S2流面是压缩机子午面,如图2所示,是从压缩机轮毂到机匣构成的平面,在考虑了叶片转静子间匹配以及叶片扭向规律的前提下,对S2流面进行通流计算,可以计算出叶片进出口速度三角形沿径向的分布规律以及其他关键的气动参数沿径向的分布规律。

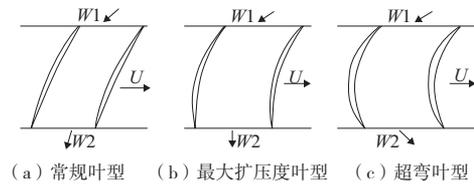


图1 常规与超弯叶型示意图



图2 压缩机子午面示意图

首先进行S2流面通流设计,如表1和表2所示。在给定流量、压比和子午流道条件下,确定转子转速以及转子和静子进出口参数沿叶高的分布。S2流面计算采用流线曲率法,计算时,给定进口边界条件为总压为101 325 Pa、总温为300 K、轴向进气。

表1 压缩机转子主要参数

参数	数值
流量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	1 313
压比	1.15
叶尖半径/mm	2 529
进口轮毂比	0.77
出口轮毂比	0.78

表2 压缩机静子主要参数

参数	数值
流量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	1 313
叶尖半径/mm	2 529
进口轮毂比	0.78
出口轮毂比	0.79

该压缩机常规设计转速给定为700 r/min,对应的载荷系数为0.393,对应的转子叶型为常规叶型,如图1(a)所示,其出口相对气流角为正值(与轴向夹角)。由叶轮机欧拉方程式(1)可知,随着

转速下降,轮缘速度 U 下降,载荷系数 \bar{H} 增加,要保证转速下降时,轮缘功 L_u 保持不变,扭速 ΔC_u 就要增加,即转子叶型弯度增加,当转子转速下降,载荷系数增加到某一数值时,叶型出口相对气流角达 0° (与轴向夹角),此时扩压度最大,如图 1(b) 所示;进一步降低转速,增加载荷系数,叶型出口相对气流角变为负值(与轴向夹角),即变成超弯叶型,此时叶栅后段收敛,如图 1(c) 所示,扩压度反而下降。

$$L_u = U\Delta C_u \quad (1)$$

$$\bar{H} = \frac{L_u}{U^2} \quad (2)$$

常规设计为沿叶高等功(近于等压比)设计;超高负荷设计按出口等相对气流角设计,通过调整压比沿叶高分布,可得 3 种相对出气角对应的超高负荷转子转速,如表 3、图 3 和图 4 所示。如图 5 所示,对于超低速设计,随着转速下降,转子出口相对气流角减小、后段收敛程度增加,转子的扩散因子下降;但是转子出口绝对气流角和马赫数增加,如图 6 和图 7 所示,对应的静子扩散因子增加,如图 8 所示。因此转子转速下降越大,静子设计难度

越大,静子损失越大,总压恢复系数下降,如图 9 所示。最终设计转速选定为 412 r/min,大幅度低于常规叶型转子常规转速 700 r/min,当转子转速低于 700 r/min 时,转子处于超低速运行状态。

表 3 不同转速转子特征参数

转速/(r/min)	载荷系数	出口相对气流角/ $(^\circ)$
700	0.393	—
435	1.030	-10
412	1.147	-15
389	1.285	-20

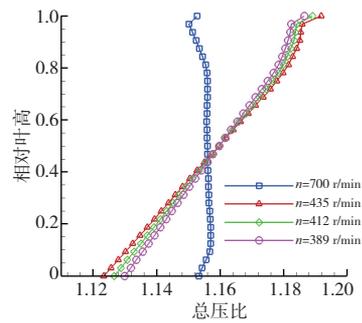


图 3 转子设计压比沿叶高分布

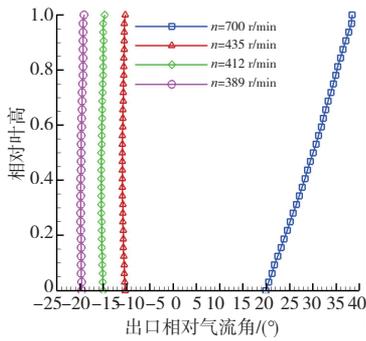


图 4 转子出口相对气流角沿叶高分布

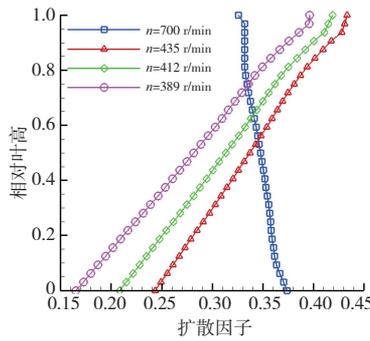


图 5 转子扩散因子沿叶高分布

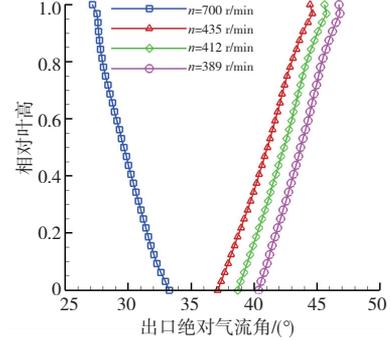


图 6 转子出口绝对气流角沿叶高分布

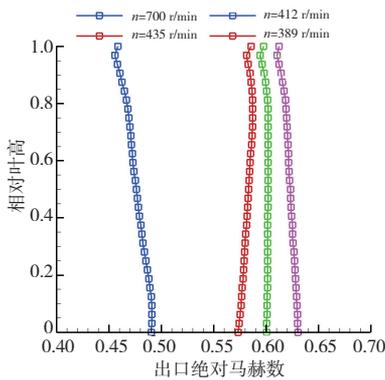


图 7 转子出口绝对马赫数沿叶高分布

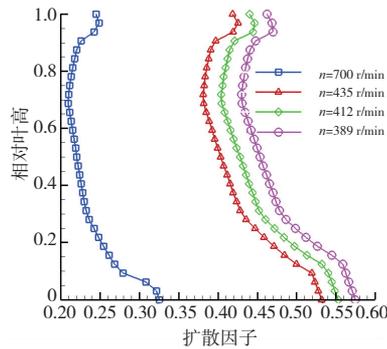


图 8 静子扩散因子沿叶高分布

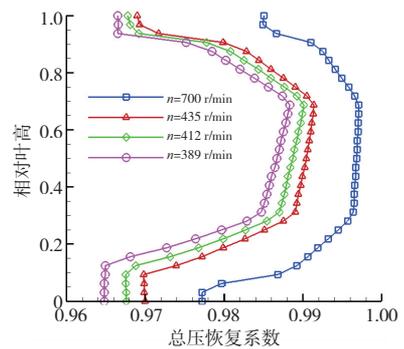


图 9 静子总压恢复系数沿叶高分布

2 转子 S1 流面叶型设计

根据 S2 流面通流计算所得出的转子进出口气动参数分布,分别选取 10%、50%、90% 这 3 个叶高处的截面进行 S1 流面初始叶型设计,并进一步采用自动优化方法进行二维改进设计。最后将此 3 个型面沿叶高积叠成三维转子叶片,然后采

用自动优化方法进行三维改进设计。S1 流面为叶片到叶片之间的平面,S1 流面计算采用雷诺平均 N-S 方程,湍流模型采用 S-A 模型,网格拓扑结构为 OH 型,网格节点设置为 285×169,近壁面网格距离为 0.01 mm,转子叶型计算域网格结构如图 10 所示。表 4 是转子初始叶型几何参数,表 5 是 S1 计算的边界条件。

表 4 转子 S1 流面初始叶型几何参数

相对叶高/%	最大 挠度/mm	最大挠度 位置/%	最大 厚度/mm	最大厚度 位置/%	安装角/ (°)	弦长/mm	前缘小圆 半径/mm	后缘小圆 半径/mm	前缘角/ (°)	后缘角/ (°)
10	13	50	10	40	1.72	778.1	1.0	0.9	28.18	16.91
50	15	40	8	30	3.88	795.8	1.0	0.8	28.81	17.28
90	17	38	6	28	5.22	813.4	0.6	0.5	30.18	18.11

表 5 转子 S1 流面计算边界条件

相对叶高/%	进口绝对 总压/Pa	进口绝对 总温/K	进口 静压/Pa	进口绝对 气流角/(°)	出口 静压/Pa	叶片数	转速/(r/min)
10	101 325	300	88 619.2	0	89 935.8	35	412
50	101 325	300	88 619.2	0	92 010.3	35	412
90	101 325	300	88 619.2	0	94 148.3	35	412

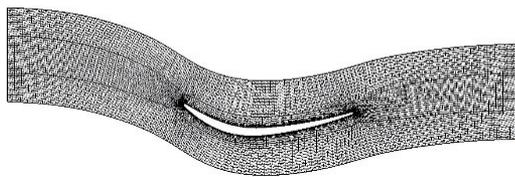


图 10 转子 S1 流面计算域网格结构示意图

二维叶型优化设计以叶型的弦长、安装角、中弧线厚度及其相对位置、叶型厚度及其相对位置为设计变量,优化设计目标函数为

$$F = c_1(1-\omega) + c_2 \left(1 - \frac{\pi^* - \pi_{obj}^*}{\pi_{obj}^*} \right) + c_3 \left(1 - \frac{|\Delta\beta - \Delta\beta_{obj}|}{\Delta\beta_{obj}} \right) \quad (3)$$

式中: ω 为总压损失系数;下标 obj 表示优化的目标值; π_{obj}^* 和 $\Delta\beta_{obj}$ 分别为由 S2 通流设计确定的总压比和气流转角目标值,因此优化目标设置为达到给定总压比和气流转角,并且损失最小; c_1 、 c_2 、 c_3 为相应的权重系数,取值为 100、10、10。

图 11 为优化与原始叶型对比。如表 6 所示,采用自动优化方法对 10%、50%、90% 叶型进行改进设计后,总压比和气流转角可较准确达到目标值,并且流动损失减小。

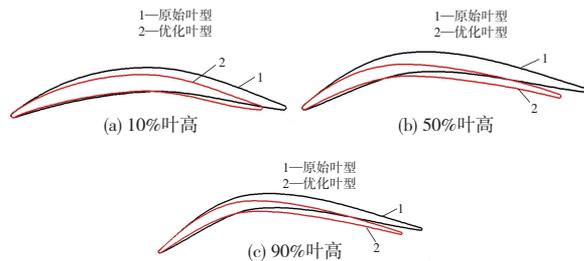


图 11 转子二维优化前后叶型比较

表 6 二维优化前后叶型参数比较

相对叶高/%	项目	总压比	气流 转角/(°)	总压损 失系数
10	目标值	1.13	45.10	—
	初始设计	1.14	47.27	0.036 6
	优化设计	1.13	45.15	0.027 9
50	目标值	1.16	48.10	—
	初始设计	1.16	47.07	0.027 5
	优化设计	1.16	48.15	0.020 3
90	目标值	1.18	50.30	—
	初始设计	1.18	49.16	0.021 7
	优化设计	1.19	50.21	0.018 3

3 转子叶片三维设计

将以上优化设计的 10%、50%、90%3 个叶高的超弯叶型沿形心径向向积叠成三维转子叶片,再对叶片进行光滑处理,选定转子叶片数为 35,转子叶尖间隙为 1 mm,形成转子原始三维叶片排,如图 12 所示,再采用自动优化方法进行三维改进设计。计算时,采用三维雷诺平均 N-S 方程,湍流模型采用 S-A 模型,网格拓扑结构为 OH 型,网格总数为 712 755,近壁面网格距离为 0.01 mm。通过调整出口背压对该压缩机转子进行三维流场数值计算,得到单转子全流场工况的特性。给定进口总压 101 325 Pa,进口总温 300 K,轴向进气,转速为 412 r/min,给定出口静压径向平衡条件,转子叶片壁面、轮毂、机匣采用绝热固壁无滑移边界条件,图 13 为转子计算域网格结构示意图。

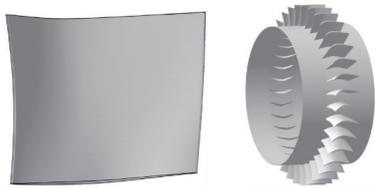


图 12 转子叶片及叶片排示意图

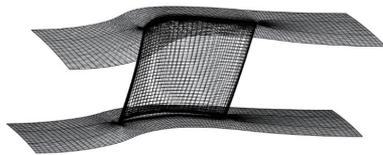


图 13 三维转子叶片计算域网格结构示意图

将中弧线、安装角、弦长、积叠线弯掠、子午面流道作为设计变量进行组合优化,目标函数设置为

$$F = c_1 \eta_k^* + c_2 \left(1 - \frac{|\pi^* - \pi_{obj}^*|}{\pi_{obj}^*} \right) + c_3 \left(1 - \frac{|\dot{m} - \dot{m}_{obj}|}{\dot{m}_{obj}} \right) \quad (4)$$

式中目标函数自变量 η_k^* 、 π^* 、 \dot{m} 分别表示效率、总压比和流量,寻找目标函数值的最大值。因此优化目标为达到给定压比和流量,效率最高。 c_1 、 c_2 、 c_3 权重系数的取值取决于各目标函数自变量的相对重要性。例如流量要求不高, c_3 可以取得小一些,于是为了合理分配各优化目标函数自变量的权重,使得优化目标函数值更大,再结合以往优化经验,分别取值 100、10、10。

图 14 为经三维优化后 10%、50%、90%叶高处叶型与原始叶型(二维优化叶型)比较。该图表明,二

维叶型优化由于没有考虑流动的三维性,在三维优化后仍有一些变化。图 15 为原始与优化三维叶片比较。表 7 表明,经三维优化后转子设计点压比更接近目标值,效率明显提高;原始和优化转子喘振裕度都很大,这是因为转子叶片通道后段收敛不易产生流动分离。图 16 和图 17 表明,三维优化使得沿整个叶高压比近于相同幅度提高;叶根叶尖处效率明显提高。图 18 为优化前后转子特性。

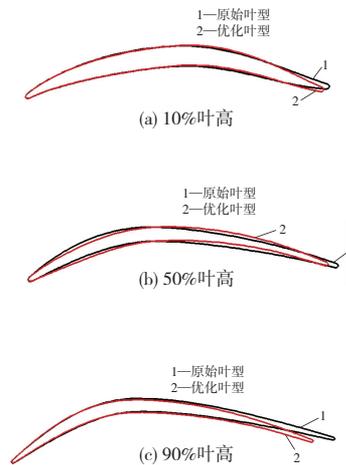


图 14 转子三维优化前后叶型比较

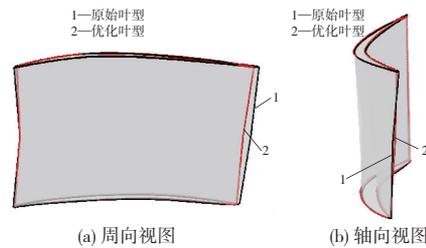


图 15 三维优化前后转子三维视图

表 7 转子三维优化前后设计点性能参数比较

项目	流量/(kg/s)	总压比	效率	稳定裕度/%
优化目标	1 313.0	1.160	—	—
原始	1 313.0	1.152	0.929 4	56.00
优化	1 313.2	1.162	0.939 2	46.58

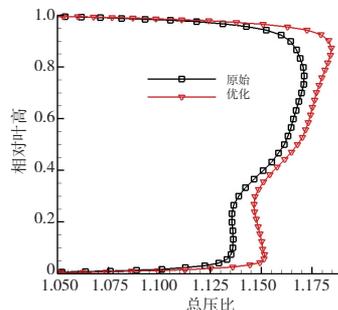


图 16 压比沿叶高分布

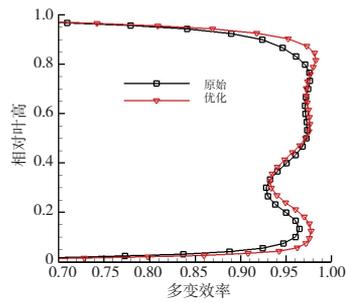
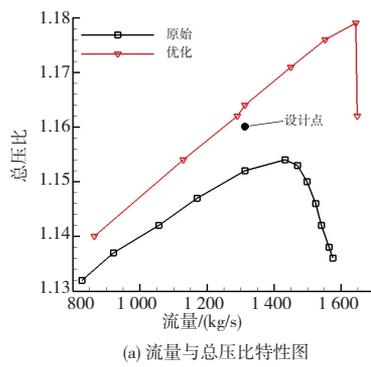
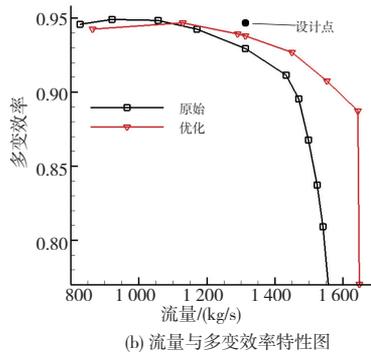


图 17 效率沿叶高分布



(a) 流量与总压比特性图



(b) 流量与多变效率特性图

图 18 转子优化前后全工况特性曲线图

4 静子叶片设计

静子设计出气角取 0° (轴向出气), 其设计过程与转子叶片相同, 即根据 S2 流面通流设计所得

出的静子进出口气动参数沿叶高分布, 分别选取 10%、50%、90% 叶高处 S1 流面叶型进行初始设计和二维优化设计, 再进行三维优化设计。静子叶片三维优化设计在级环境下进行, 以考虑转静子之间流动的相互影响。与转子叶型二维优化目标函数差别在于, 目标函数中没有设计压比这一项, 如式 (5) 所示; 与转子三维优化目标函数差别在于, 目标函数中没有设计压比这一项, 但增加了出气角约束项, 如式 (6) 中第二项所示。

$$F = c_1(1-\omega) + c_2 \left(1 - \frac{|\Delta\beta - \Delta\beta_{obj}|}{\Delta\beta_{obj}} \right) \quad (5)$$

$$F = c_1 \eta_k^* + c_2 \left(1 - \frac{\sum_{i=1}^n |\alpha_i - \alpha_{i,obj}|}{n \times \alpha_{ref}} \right) + c_3 \left(1 - \frac{|\dot{m} - \dot{m}_{obj}|}{\dot{m}_{obj}} \right) \quad (6)$$

式中: α_i 、 $\alpha_{i,obj}$ 中 i 分别为不同径向相对位置; α_i 为对应位置出气角实际值; $\alpha_{i,obj}$ 为对应位置出气角目标值; α_{ref} 为用于归一化的参考角度。如图 19 所示, 该项目是要达到给定的气流角沿叶高分布, 对于本文研究, 给定的气流角沿叶高分布为 0° 。

静子 S1 流面初始叶型几何参数如表 8 所示, S1 计算边界条件如表 9 所示, 计算网格及设置与转子叶型相同, 计算域网格示意图如图 20 所示。

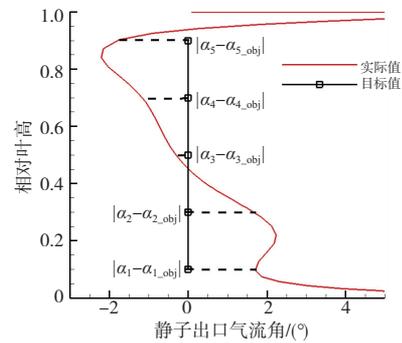


图 19 静子出口气流角径向分布目标示意图

表 8 静子 S1 流面初始叶型几何参数

相对叶高/%	弦长/mm	前缘小圆半径/mm	后缘小圆半径/mm	前缘角/ $(^\circ)$	后缘角/ $(^\circ)$	最大挠度/mm	最大挠度位置/%	最大厚度/mm	最大厚度位置/%	安装角/ $(^\circ)$
10	640.7	0.90	0.80	24.65	14.79	11	40	9	40	14.79
50	651.6	0.85	0.83	26.48	15.89	11	40	8	40	15.89
90	662.6	0.80	0.75	28.18	16.91	11	40	7	40	16.91

表 9 静子 S1 流面计算边界条件

相对叶高/%	进口绝对总压/Pa	进口绝对总温/K	进口静压/Pa	进口绝对气流角/(°)	出口静压/Pa	叶片数
10	114 794.2	311.3	89 935.8	39.44	101 698.0	43
50	117 506.5	313.4	92 010.3	42.37	101 698.0	43
90	119 893.0	315.5	94 148.3	45.08	101 698.0	43



图 20 静子 S1 流面计算域网格示意图

转静子匹配组成级进行计算,计算设置以及边界条件与单转子相同,该级的网格总数为 1 068 112,转子网格为 691 943,静子网格为 376 169,计算域网格结构示意图如图 21 所示,级叶片排示意图如图 22 所示。

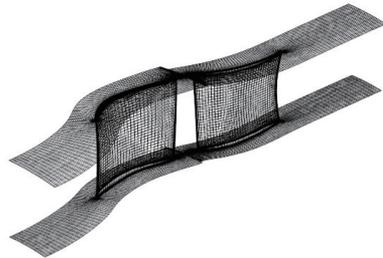


图 21 级三维计算域网格示意图

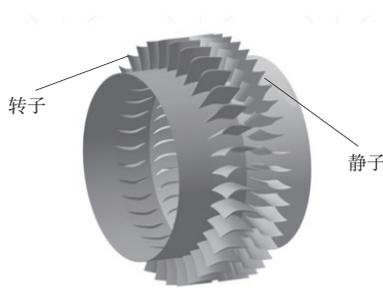
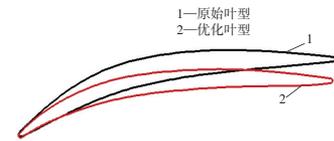
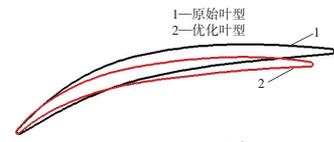


图 22 级叶片排示意图

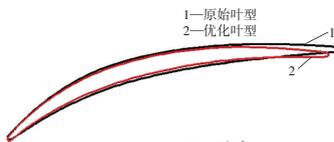
图 23 为静子 3 个叶高二维优化与原始叶型;图 24 为静子三维优化与原始叶片。表 10 为静子优化前后设计点压缩机级主要性能参数。图 25 表明,静子三维优化后叶片根尖区域总压恢复系数有所提高,但 60%~80%叶高处略有下降;图 26 表明,优化后静子出口气流角更接近于 0°(目标值)。图 27 为静子三维优化前后压缩机级特性。



(a) 10%叶高

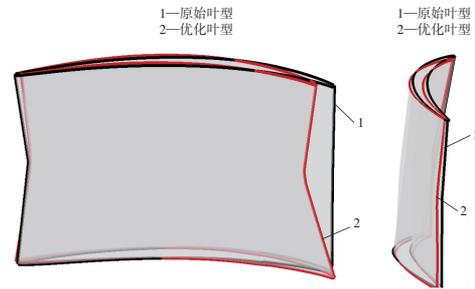


(b) 50%叶高



(c) 90%叶高

图 23 静子二维优化前后叶型比较



(a) 周向视图

(b) 轴向视图

图 24 三维优化前后静子三维视图

表 10 静子优化前后设计点压缩机级性能参数比较

项目	流量/(kg/s)	总压比	多变效率/%	稳定裕度/%	静子总压恢复系数
优化目标	1 313.0	1.150 0	—	—	—
原始	1 313.0	1.153 6	88.12	46.92	0.990 8
优化	1 312.4	1.154 7	88.56	52.45	0.991 4

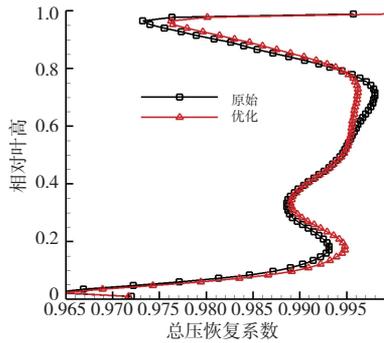


图 25 静子总压恢复系数沿叶高分布

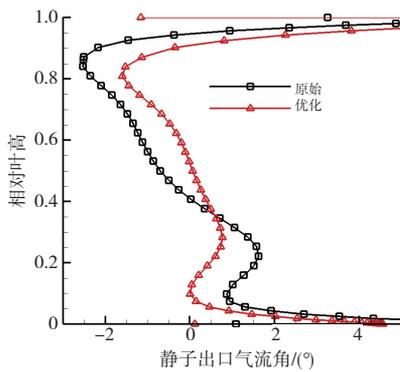
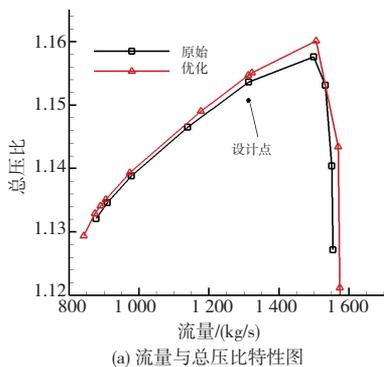
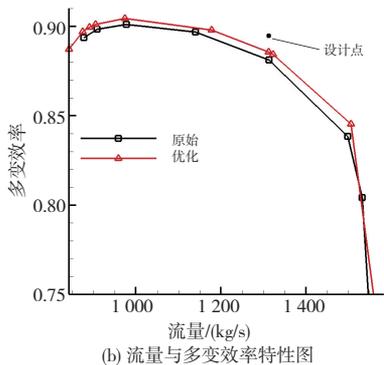


图 26 静子出口气流角沿叶高分布



(a) 流量与总压比特性图



(b) 流量与多变效率特性图

图 27 静子三维优化前后压缩机级全工况特性曲线

5 结语

压缩机转速越低转子叶片离心力越小、结构强度要求越低、噪声越低。本文利用一种负出气角超弯扩压叶型,进行压缩机转子叶片设计,达到给定压比与流量,实现压缩机超高负荷、超低转速设计,并得出以下结论。

1) 常规设计如果选取载荷系数 0.39, 对应转速为 700 r/min; 本文设计载荷系数选取 1.147, 对应转速为 412 r/min, 为常规值 59%, 转速大幅度低于常规。

2) 所设计出的压缩机级设计点性能良好, 并且由于转子叶片通道后段收敛不易产生流动分离, 具有很大的喘振裕度。

3) 在二维叶型和三维叶片设计过程中采用自动优化设计方法, 可有效提高所设计转静子的气动性能。

参考文献:

- [1] 陈党民. 轴流压缩机的国产化与关键技术[J]. 通用机械, 2007(1): 28-31.
- [2] ZIEGLER K, EISENBERG B, HÖRMEYER K, et al. Development of a novel axial compressor generation for industrial applications: part 1: compressor design and performance [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Düsseldorf, Germany: [s.n.], 2014.
- [3] 姜国栋, 张三元, 史晓云. 大型轴流压缩机国产化设计的新发展[J]. 风机技术, 2001, 43(4): 3-5.
- [4] 叶长青, 孙继瑞, 姜国栋. 大型轴流压缩机的研制与应用[J]. 冶金能源, 2002, 21(1): 28-30, 43.
- [5] 吴艳辉, 王博, 付裕, 等. 轴流压气机角区分离的研究进展[J]. 航空学报, 2017, 38(9): 102-123.
- [6] 王掩刚, 牛楠, 赵龙波, 等. 端壁抽吸位置对压气机叶栅角区分离控制的影响[J]. 推进技术, 2010, 31(4): 433-437.
- [7] 赵小虎, 吴云, 李应红, 等. 高负荷压气机叶栅分离结构及其等离子体流动控制[J]. 航空学报, 2012, 33(2): 208-219.
- [8] GALLIMORE S J, BOLGER J J, CUMPSTY N A, et al. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading: part I: university research and methods development [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air, Amsterdam, The Netherlands: [s.n.], 2009: 33-47.

(下转第 47 页)

参考文献:

- [1] 杨浩然, 安鲁陵, 黎雪婷. 飞机结构中柔性件装配偏差分析与控制研究进展[J]. 航空制造技术, 2021, 61(4):30-37.
- [2] AAMIR M, TOLOUEI-RAD M, GIASIN K, et al. Recent advances in drilling of carbon fiber - reinforced polymers for aerospace applications: a review[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2019, 105:2289-2308.
- [3] 杜善义, 关志东. 我国大型客机先进复合材料技术应对策略思考[J]. 复合材料学报, 2008, 25(1):1-10.
- [4] SÖDERBERG R, WÄRMEFJORD K, LINDKVIST L. Variation simulation of stress during assembly of composite parts[J]. CIRP Annals, 2015, 64(1):17-20.
- [5] 张秋月. 飞机复合材料结构装配压紧力大小与布局的优化[D]. 南京:南京航空航天大学, 2019.
- [6] 蔡跃波, 安鲁陵, 岳烜德, 等. 飞机复合材料结构装配间隙补偿研究进展[J]. 航空制造技术, 2019, 62(15):55-62.
- [7] ZHAI Y N, LI X Q, WANG L, et al. Three-dimensional layer-by-layer stress analysis of single-lap, countersunk composite joints with varying joining interface conditions[J]. Composite Structures, 2018, 202:1021-1031.
- [8] 刘怡冰. 复合材料翼盒制造工艺研究与实现[D]. 南京:南京航空航天大学, 2015.
- [9] 巴晓甫, 闫喜强, 郝巨, 等. 大型复合材料机身壁板调姿定位与真空吸附柔性工装设计[J]. 航空制造技术, 2018, 61(13):42-46.
- [9] LEPOT I, MENGISTU T, HIERNAUX S, et al. Highly loaded LPC blade and non axisymmetric hub profiling optimization for enhanced efficiency and stability[C]//Proceedings of ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, Vancouver, British Columbia, Canada:[s.n.], 2012:285-295.
- [10] LEE C, KIL H G, NOH M K. Development of a high-efficiency and low-noise axial flow fan through combining FanDAS and CFX codes[J]. The KSFM Journal of Fluid Machinery, 2012, 15(5):37-41.
- [11] BEWICK C, ADAMS M, SCHWALLER P, et al. Noise and aerodynamic design and test of a low tip speed fan[C]//7th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference and Exhibit. Maastricht, Netherlands. Reston, Virginia: AIAA, 2001:22-68.
- [12] 许尧. 发动机风扇与外涵道噪声传播计算及优化[D]. 上海:上海交通大学, 2013.
- [13] 毛义军, 祁大同. 叶轮机械气动噪声的研究进展[J]. 力学进展, 2009, 39(2):189-202.
- [14] 于贤君, 梁军, 符渡, 等. 高性能高负荷轴流压气机设计参数选取分析[J]. 工程热物理学报, 2020, 41(8):1883-1894.
- [15] 杨梦柯, 曹志远. 正/反弯曲对高负荷压气机叶栅流场影响机理[J]. 风机技术, 2020, 62(1):11-21.
- [16] 李清华, 安利平, 徐林, 等. 高负荷轴流压气机设计与试验验证[J]. 航空学报, 2017, 38(9):156-166.
- [17] DENTON J D, XU L. The effects of lean and sweep on transonic fan performance[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air, Amsterdam, The Netherlands:[s.n.], 2009:23-32.
- [18] BERGNER J, KABLITZ S, HENNECKE D K, et al. Influence of sweep on the 3D shock structure in an axial transonic compressor[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air, Reno, Nevada, USA:[s.n.], 2008:343-352.
- [19] 邵卫卫. 风扇/轴流压气机最大负荷设计技术探索[D]. 北京:中国科学院研究生院(工程热物理研究所), 2008.
- [20] 周正贵. 压气机/风扇叶片自动优化设计的研究现状和关键技术[J]. 航空学报, 2008, 29(2):257-266.
- [21] 周正贵. 压气机叶片自动优化设计[J]. 航空动力学报, 2002, 17(3):305-308.
- [22] 周正贵. 高亚声速压气机叶片优化设计[J]. 推进技术, 2004, 25(1):58-61.
- [23] 周正贵. 压气机/风扇叶片自动优化设计[M]. 北京:国防工业出版社, 2013.
- [24] 周旭. 民用大涵道比风扇叶片气动设计研究[D]. 南京:南京航空航天大学, 2012.
- [25] ZHANG J H, ZHOU Z G, WEI W Q, et al. Aerodynamic design of an ultra-low rotating speed geared fan[J]. Aerospace Science and Technology, 2017, 63:73-81.
- [26] WU C H. A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial, and mixed-flow types[J]. Journal of Fluids Engineering, 1952, 74(8):1363-1380.

收稿日期:2023-02-06

收稿日期:2022-12-07