

气-固耦合设计对斜流叶轮性能影响的数值分析

赵梓好, 刘振侠, 吕亚国
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 为了获得在设计工况下性能最佳的叶型,提出一种三维单向气-固耦合迭代设计方法。对三维气动设计得到的热态叶型(记为 RT)进行单向气-固耦合计算,获得设计点流场特性和热态叶型变形量。采用基于面积平均的三维插值造型方法,分别获得进行机匣处理和不进行机匣处理的冷态叶轮(分别记为 RC 和 RC-tip)。对冷热态叶轮流场的数值分析结果表明:与热态叶轮相比,冷态叶轮在设计转速下堵塞点流量提高 1.93%;冷态叶轮的叶片最小负荷下降约 30%;在低转速下,冷态叶轮的性能曲线优于热态叶轮;说明通过该设计流程得到的冷态叶轮在叶片负荷和流通能力等方面实现了优化。

关 键 词: 斜流叶轮; 气动性能; 气-固耦合; 叶型转换; 叶片负荷; 流通能力

中图分类号: V232.4 **文献标志码:** A

Numerical analysis of effect of gas-solid coupled design on oblique impeller performances

ZHAO Ziyu, LIU Zhenxia, LÜ Yaguo
(School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: A one-way three dimensional gas-solid coupled design method was proposed to obtain the optimized performance blade profile at the design point. The original thermal state blade profile (denoted as RT) designed by the aerodynamics was used for calculating the flow field characteristics and deformation through one way coupled method. Then two revised cold state blade profiles with and without casing treatment (denoted as RC and RC-tip) through an area-averaged 3D interpolation modeling method were obtained. Results indicated that the flow rate of RC-tip impeller at choke point improved 1.93% under designed speed. The minimum blade loading also dropped by 30%. At low speed, performance of RC-tip was obviously better than that of RT, proving that the coupled design method optimized the blade loading and flow capacity of oblique impeller.

Key words: oblique impeller; aerodynamics performance; gas-solid coupled; blade profile conversion; blade loading; flow capacity

斜流压气机具有离心压气机单级压比高、工作稳定性好的特点,也具有轴流压气机流通能力强的特点,能够在相对较小的迎风面积下,获得较大的流量、较高的效率和压比^[1-5]。在迎风面积、轴向长度以及整个压气机效率的提升方面具有一定的优势。Eisenlohr 等^[6]对比了采用离心和斜

收稿日期:2017-04-10

作者简介:赵梓好(1991—),女,博士生,主要从事航空发动机推进系统气动热力学研究。

通讯作者:吕亚国(1980—),男,副教授,博士,主要从事航空发动机内流系统方面的研究。E-mail:yglu@nwpu.edu.cn

引用格式:赵梓好,刘振侠,吕亚国.气-固耦合设计对斜流叶轮性能影响的数值分析[J].航空动力学报,2018,33(9):2170-2177.
ZHAO Ziyu,LIU Zhenxia,LÜ Yaguo. Numerical analysis of effect of gas-solid coupled design on oblique impeller performances[J]. Journal of Aerospace Power,2018,33(9):2170-2177.

流压气机,在相同压比和流量条件下的迎风面积,最小迎风面积比为 1 : 0.37,体现出斜流压气机明显的优越性。Monig 等^[7]在论证某小型发动机的压气机设计方案时指出,在推力基本相同、迎风面积几乎相等的条件下,单级斜流压气机比采用多级轴流或者轴流-离心式压气机设计方案的轴向尺寸分别减小了 52.7%和 59.4%,说明采用斜流叶轮可以缩小整个压气机轴向尺寸。1993 年,其发表了总压比为 5,流量为 8.2 kg/s 的斜流叶轮设计结果和实验特性,该斜流叶轮在相对较大的流量和压比下达到了较高的绝热效率;作为日本在 2025 长期规划的研究成果之一,单级压比为 6 的斜流压气机可用于速度为 $Ma=6$ 的巡航导弹。

由于叶轮机械内部的流动是复杂的三维流动^[8],流体与叶片之间的相互作用使叶片在气动力作用下发生变形,叶片变形反过来改变流场边界,引起流场重新分布,从而改变叶轮内部流动特性^[9]。稳定的流场边界使叶片结构发生稳定响应,即叶片变形;不稳定的流场边界使叶片发生颤振^[10]。随着斜流压气机向高压比(单级压比不小于 5)、大流量(不小于 6 kg/s)的方向的发展,压气机转速越来越高,负荷越来越重,压气机中叶轮与流体之间的气固耦合作用越发明显^[8]。

对于低轮毂比、入口马赫数大的高流量系数径向叶轮和斜流叶轮来说,叶片变形对压气机性能的影响可能达到它们所能承受的极限^[11]。Hamid 等^[11]的研究结果表明,不变形叶片与变形叶片相比,压比和绝热效率分别相差 2.5%和 0.7%,并且随着转速的增加,叶片变形对性能的影响增加。

通常,在全三维气动设计过程考虑气动载荷作用^[12-18],由此得到的气动性能最佳的叶型被称为热态叶型(thermal state blade profile);相应的冷态叶型(cold state blade profile)是指在非运行情况下不受载荷作用的叶型,即为加工叶型。通常,叶片按照设计的热态叶型加工,即认为冷、热态叶型一致。但在实际工况下,根据热态叶型加工的叶片在工作时会受气动载荷、热载荷、离心载荷等综合载荷作用而发生变形,使其气动性能偏离最佳设计性能。Hamid 等^[11]对高流量系数的斜流压气机进行了数值和实验研究,在忽略热载荷的条件下,离心载荷和气动载荷对叶轮性能有较大的影响,而离心载荷和气动载荷的综合作用对叶轮性能的影响有相互抵消的作用。为了使设计点载荷作用下变形的叶型更接近气动性能最佳

的热态叶型,需要通过叶型转换对热态叶型进行修正,获得修正后的冷态叶型。

本文采用三维气-固耦合设计方法,首先采用单向耦合方法计算综合载荷作用下的热态叶片变形;再通过三维插值造型方法对热态叶型进行修正,获得冷态叶型。对比冷、热态斜流叶轮的性能,验证该三维气-固耦合设计方法的优化效果。

1 设计流程

在传统的叶片气动设计过程中,将叶片看作理想的“刚体”,不会在载荷作用下发生变形^[19],这种理想假设往往会导致叶轮的实际工作状态和理想设计状态相差较大。与离心压气机叶片相比,斜流压气机转子叶片具有较大的弦长和叶高,叶片受载变形情况也会更加明显。本文将计算流体力学(computational fluid dynamics,CFD)和计算结构力学(computational structure dynamics,CSD)相结合,将气-固耦合方法引入压气机设计流程中,将叶片看成一个弹性体,对叶轮进行气固耦合分析,通过稳定流场和稳定结构响应的 CFD-CSD 计算,使得设计出的压气机叶轮的 actual 工作状态接近理想设计状态,从而提高叶轮气动性能。

本文研究的叶轮气-固耦合设计流程如图 1 所示。该设计流程在压气机传统设计流程中增加叶片变形对叶轮性能影响的考虑,为了使冷态叶型在工作条件下与设计热态叶型一致的,需要通过有限元方法求解变形叶片后进行冷热态叶型转换得到冷态叶型。因此,该设计流程的核心在于冷、热态叶型的转换,即叶片变形分析和叶片再造型。

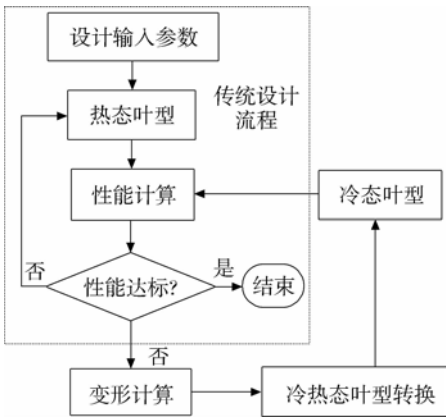


图 1 气-固耦合叶型设计流程

Fig. 1 Gas-solid coupled blade profile design process

1.1 热态叶片造型

本文研究的斜流叶轮热态叶型为某斜流压气

机设计叶型。根据任意中弧线叶片造型方法得到叶片基元面,再由 16 个截面通过径向积叠得到三维叶型,如图 2 所示。

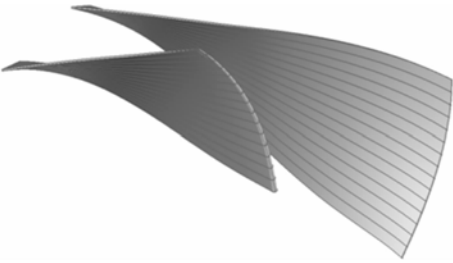


图 2 斜流叶轮叶片三维模型

Fig. 2 Three-dimensional oblique impeller blades model

通过三维插值获得叶片各截面上平面叶栅的变形量是冷热态叶型转换的关键。本文采用的三维插值方法如下:

1) 在所有有限元网格节点 D_i 中找出距离插值数据点 A_{ij} 最近的 3 个节点 D_1 、 D_2 、 D_3 ;

2) 采用面积加权得到插值数据点上的函数值

$$\begin{aligned} \Delta x_{ij} &= S_{12} \cdot \Delta x_3 + S_{23} \cdot \Delta x_1 + S_{13} \cdot \Delta x_2 \\ \Delta y_{ij} &= S_{12} \cdot \Delta y_3 + S_{23} \cdot \Delta y_1 + S_{13} \cdot \Delta y_2 \\ \Delta z_{ij} &= S_{12} \cdot \Delta z_3 + S_{23} \cdot \Delta z_1 + S_{13} \cdot \Delta z_2 \end{aligned} \quad (1)$$

式中 Δx_{ij} 、 Δy_{ij} 、 Δz_{ij} 表示插值数据点 A_{ij} 在 3 个坐标方向的变形量; Δx_i 、 Δy_i 、 Δz_i 表示有限元模型网格节点 D_i 在 3 个坐标方向的变形量。

该三维插值方法为基于距离的面积加权插值法,其优点是算法简单,稳定性高,当有限元模型节点间距较小时,插值可以达到很高的精度。插值计算在 Matlab 中完成。

1.2 冷热态叶型转换

为了获得进行冷热态叶型转换过程,需要获得热态叶型在设计点综合载荷作用下各截面数据点的变形量,通过反向三维插值方法获得冷态叶型各截面数据点坐标。具体流程如图 3 所示。其中, A 表示根据气动设计得到的热态叶型; B 表示热态叶型 A 经过一次变形修正后的叶型; B' 表示修正后叶型 B 在设计点工况下变形后的叶型。

迭代收敛的标准为冷态叶型变形后的叶型与热态叶型各个截面上的数据点间的距离满足足够的精度,即

$$\Delta L_{ij} \leq \epsilon \quad (i = 1, 2, \dots, 16; j = 1, 2, \dots) \quad (2)$$

其中 ϵ 为误差精度,需要根据满足性能要求的条件确定。

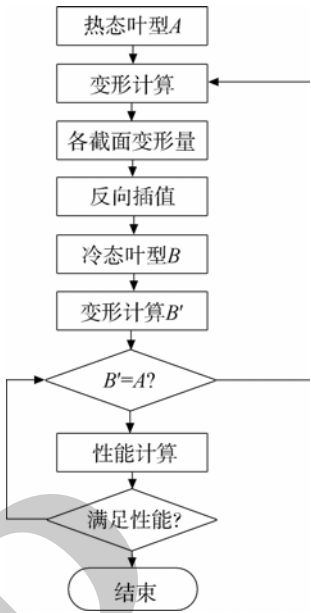


图 3 冷热态叶型转换流程

Fig. 3 Blade profile conversion process between cold state and thermal state

2 叶轮变形计算

本文采用 ANSYS Workbench 对叶轮进行单向 FSI(fluid-solid -interaction)耦合计算,获得设计的热态叶片变形量,对热态叶片进行叶型修正,获得冷态叶型。本文研究的斜流叶轮由 11 个主叶片和 11 个导流叶片组成,设计间隙为 0.15 mm 固定间隙。将设计工况换算为标准条件下参数为:入口总压为 101325 Pa,总温为 288.2 K,单级压比为 5.2,标准条件下转速为 38000 r/min。

单向气-固耦合计算首先采用 ANSYS CFX 进行稳态单通道 CFD 计算,计算域包括叶轮级和扩压段,计算域由软件 NUMECA Autogrid 生成多块结构网格,如图 4 所示,网格总数约为 155 万; $y_{wall}=0.003$ mm, y_{wall} 为第 1 层网格到固体壁面的距离。求解定常雷诺时均 Navier-Stokes(N-S)方程,采用 2 阶精度的中心差分格式和 Spalart-Allmaras(S-A)湍流模型,转-静界面采用混合界面进行参数传递。

通过气-固界面的载荷传递,将 CFD 计算的温度、压力结果传递到有限元模型,作为结构计算的热载荷和气动载荷,离心载荷以设计转速的形式给定。然后,在 ANSYS Static Structure 中对大小叶片进行有限元结构分析,获得大小叶片变形量。叶片采用六面体网格进行划分,大叶片节点数为 17.4 万,小叶片节点数为 12.6 万,网格如图 5 所示。

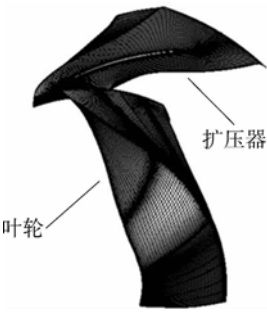


图 4 单通道流体网格

Fig. 4 Mesh of the single passage fluid

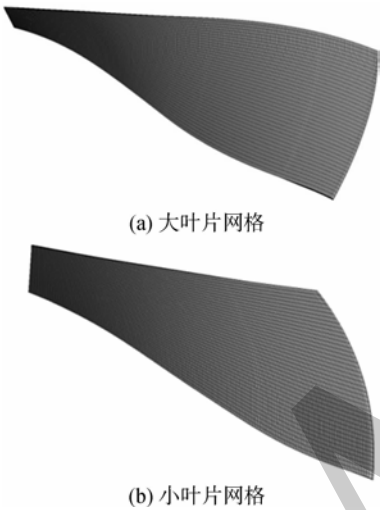


图 5 大小叶片网格

Fig. 5 Mesh of splitter blades

2.1 叶片变形分析

有限元计算结果如图 6 所示。在综合载荷作用下,大叶片向压力面变形,但叶片前缘 50% 叶高以下向吸力面变形,且变形量由叶根到叶顶逐渐增大。最大变形位置在前缘顶部,变形量为 1.84 mm;同时,切向变形与轴向变形最大的位置均在前缘顶部,变形量分别为 1.06 mm 和 1.50 mm。叶顶径向变形从前缘到尾缘逐渐增大,最大径向变形位置在尾缘顶部,变形量为 0.98 mm。

与大叶片相同,综合载荷作用下小叶片向压力面变形,且变形量由叶根到叶顶逐渐增大。最大变形位置在尾缘顶部,变形量为 1.35 mm;同时,切向最大变形位置在尾缘顶部,变形量为 0.97 mm;轴向最大变形位置在前缘顶部,变形量为 0.85 mm。叶顶径向变形从前缘到尾缘逐渐增大,最大变形位置在尾缘顶部,变形量为 0.93 mm。

2.2 叶顶间隙变化

叶轮的叶顶间隙泄漏损失是气动损失的主要

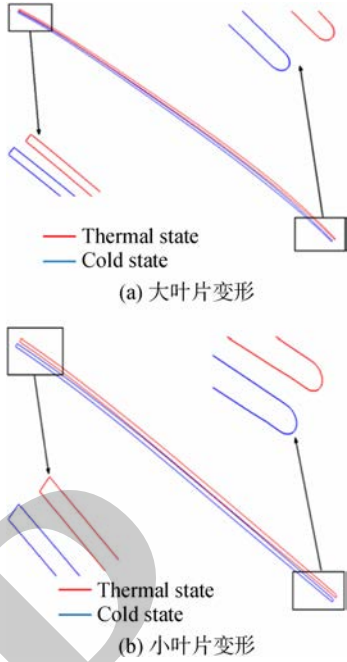


图 6 大小叶片叶顶变形

Fig. 6 Tip deformation of splitter blades

组成部分,Hamid 等^[11]指出影响冷热态叶轮性能差异的主要因素是叶顶间隙值的变化,而不是叶顶结构变化。因此,本文仅考虑叶轮叶顶间隙变化情况。影响叶顶间隙变化的变形分为径向变形与轴向变形。径向变形直接影响叶顶间隙,轴向变形引起叶片轴向窜动,间接影响间隙。因此,叶顶间隙变化主要由叶片径向变形和机匣热变形引起。

通过叶片变形计算得到综合载荷作用下叶顶径向变形和轴向变形。大叶片叶顶径向变形由前缘到尾缘逐渐增大,最小径向变形量为 0.11 mm,最大径向变形量为 0.98 mm;轴向变形由前缘到尾缘逐渐减小,最大轴向变形量向出口方向变形 1.50 mm,最小轴向变形量向入口方向变形 0.06 mm。小叶片叶顶径向变形同样由前缘到尾缘逐渐增大,最小径向变形量为 0.28 mm,最大径向变形量为 0.94 mm;轴向变形由前缘到尾缘逐渐减小,最大轴向变形量向出口方向变形 0.85 mm,最小轴向变形量向入口方向变形 0.06 mm。

由于叶轮通道内温度近似线性分布,可认为机匣变形沿轴向线性增加。通过分析机匣受热膨胀变形,得到机匣入口和出口处的径向变形量分别为 0 mm(温度为常温)和 0.64 mm。

根据叶片变形和机匣变形结果,得到变形后叶轮内各轴向位置间隙,如表 1 所示。

2.3 叶片三维插值造型方法验证

为了验证叶片三维插值造型方法的精度,首

表 1 大小叶片变形后叶顶间隙

Table 1 Tip clearance of splitter blades after deformation

轴向位置/%	大叶片间隙/mm	小叶片间隙/mm
0	0.06	0.38
20	0.13	0.41
40	0.31	0.38
60	0.40	0.32
80	0.31	0.17
100	0.06	0.07

先通过 FSI 耦合方法,对原始热态叶型进行有限元(FEM)结构计算,分别得到变形后的热态叶型和有限元节点变形量;再根据有限元节点变形量和原始热态叶型,通过文中第 1.1 节所述的三维插值方法,获得变形后的热态叶型;结果表明三维插值计算与有限元结构计算分别得到的变形后热态叶型变形趋势一致。对比大叶片前缘顶部、前缘中部和尾缘顶部的变形结果如表 2 所示,两者的误差均小于 0.001 mm,说明三维插值方具有足够的精度。

表 2 三维插值计算变形量与 FEM 计算变形量

Table 2 Three-dimensional interpolation results and FEM results of calculation deformation

方法	变形量/mm		
	前缘顶部	前缘中部	尾缘顶部
插值方法	1.3751	0.4127	1.7644
有限元方法	1.3754	0.4124	1.7635

3 冷热态叶型性能对比

文献[11]的研究表明机匣处理对压气机性能影响较大,造成叶轮性能差异的主要原因是叶顶间隙变化。因此,在冷、热态叶型转换过程中,为了保持冷态叶轮的叶顶间隙与设计的热态叶轮一致,根据设计点机匣的热膨胀量,对机匣进行几何修正,称为机匣处理。本文研究的冷、热态叶轮转换包括叶型转换和机匣处理,将进行机匣处理和不进行机匣处理的两种修正后冷态叶轮分别记为 RC-tip 和 RC。对比这两种冷态叶轮的性能,选择性能较优的与热态叶轮进行对比,说明本文采用设计方法的优化效果。

3.1 冷态叶轮性能分析

根据 CFD 计算得到 RC-tip 和 RC 叶型在设计

转速下叶轮特性图,如图 7 所示。RC 叶型叶轮级绝热效率均超过 80%,总压比超过 4.9;RC-tip 叶型叶轮级绝热效率超过 83%,总压比超过 5.4。

表 3 给出两种冷态叶型在堵塞点、最大效率点和近失速点的具体性能参数。

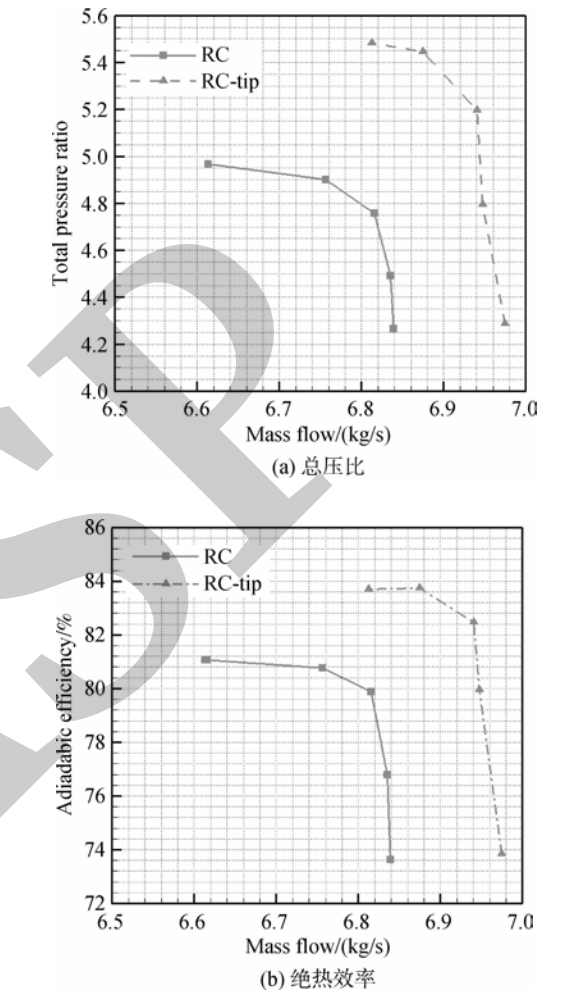


图 7 RC 和 RC-tip 性能对比
Fig. 7 Performance comparison of RC and RC-tip

表 3 冷态叶型叶轮级性能参数
Table 3 Performance parameters of impeller cold state blade profile

工况点	叶型	流量/(kg/s)	总压比	绝热效率/%
喘振点	RC	6.8393	4.266	73.63
	RC-tip	6.9746	4.288	73.83
最大效率点	RC	6.6133	4.968	81.06
	RC-tip	6.8750	5.448	83.75
近失速点	RC	6.3140	4.991	80.32
	RC-tip	6.8125	5.482	83.71

在最大效率点,RC-tip 的流量比 RC 增加 4%左右,总压比增加近 10%,效率增加 3.3%;而在近失速点流量增加明显,达到约 8%,效率增加 4.2%。可以看出,各点工况点下,RC-tip 的流量、总压比和效率均大于 RC。

斜流叶轮通道静压恢复系 C_p 的变化, C_p 定义为

$$C_p = \frac{p_{out,av} - p_{in,av}}{p_{t,out,av} - p_{in,av}}$$

(3)

式中 $p_{out,av}$ 表示出口面平均静压; $p_{in,av}$ 表示入口面平均静压; $p_{t,out,av}$ 表示出口面平均总压。

从图 8 可以看出,在最大效率点附近,两个冷态叶型的静压恢复系数都达到 0.8 以上。而 RC-tip 叶轮级的静压恢复系数大于 RC。

图 9 和图 10 是最大效率点处两种冷态叶型叶顶部流场马赫数分布和熵分布,近失速点和喘

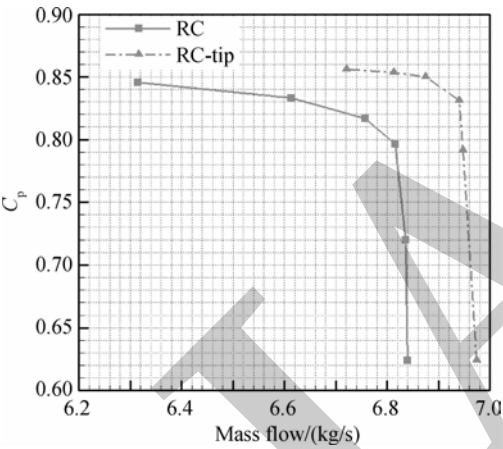


图 8 RC 和 RC-tip 静压恢复系数

Fig. 8 C_p comparison of RC and RC-tip

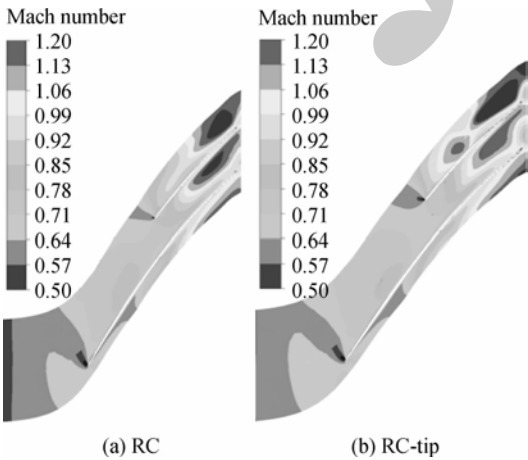


图 9 RC 和 RC-tip 叶顶马赫数分布

Fig. 9 Mach number distribution on blade tip of RC and RC-tip

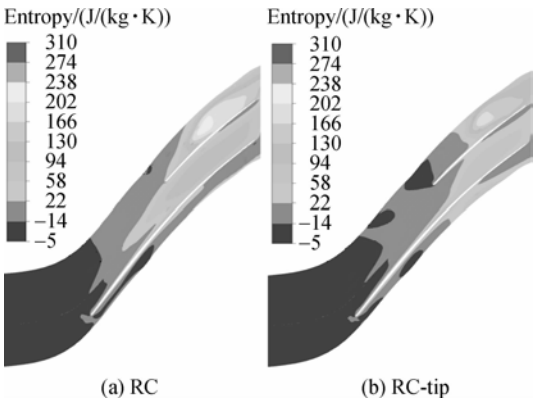


图 10 RC 和 RC-tip 叶顶熵分布

Fig. 10 Entropy distribution on blade tip of RC and RC-tip

振点处叶顶马赫数与熵分布与最大效率点相似。可以看出,进行机匣处理的冷态叶型与不进行机匣处理的冷态叶型相比,高马赫数范围和熵增更小,说明进行机匣处理的冷态叶型在叶顶区域流动损失更小,因此,RC-tip 叶轮级效率和总压比都高于 RC 叶轮级,该结论与特性曲线表示的规律一致。

综上可知,冷态叶型 RC-tip 叶轮级特性优于 RC 叶轮级特性,因此选择 RC-tip 叶轮级与热态叶轮级特性进行对比。

3.2 冷热态叶轮性能对比

根据图 1 所示的叶型设计流程,本文以某斜流压气机设计叶型为热态叶型(RT),进行一次叶型变形分析和图 3 所示的冷热态叶型转换过程获得修正后的冷态叶型 RC-tip,对冷、热态叶型的叶轮性能进行分析和对比。

表 4 是冷热态叶轮在设计转速下性能参数对比,冷态叶型流通能力比热态叶型好,从图 11 的性能图上可以看出,RC-tip 叶型的叶轮通道流通

表 4 设计工况下 RT 和 RC-tip 性能参数

Table 4 Performance parameters of RT and RC-tip at design condition

工况点	叶型	流量/(kg/s)	总压比	绝热效率/%
喘振点	RT	6.848	4.332	75.41
	RC-tip	6.975	4.288	73.83
最大效率点	RT	6.796	5.699	84.64
	RC-tip	6.875	5.445	83.75
近失速点	RT	6.629	5.824	84.44
速点	RC-tip	6.813	5.482	83.71

能力比 RT 好。在 100%、90% 和 80% 转速下, RC-tip 的堵塞点流量比 RT 分别增加 1.93%、2.0% 和 3.1%。说明随着转速下降,冷态叶型与热态叶型的叶轮流通能力的差异逐渐增大。但在总压比和效率方面,各工况下冷态叶型均略低于热态叶型。

图 11 是冷热态叶型的性能对比。从压力和绝热效率图上可以看到,除了在 100% 设计转速下热态叶轮总压比和绝热效率优于冷态叶轮,在 90% 和 80% 设计转速条件下,冷态叶轮总压比和绝热效率均优于热态叶轮。

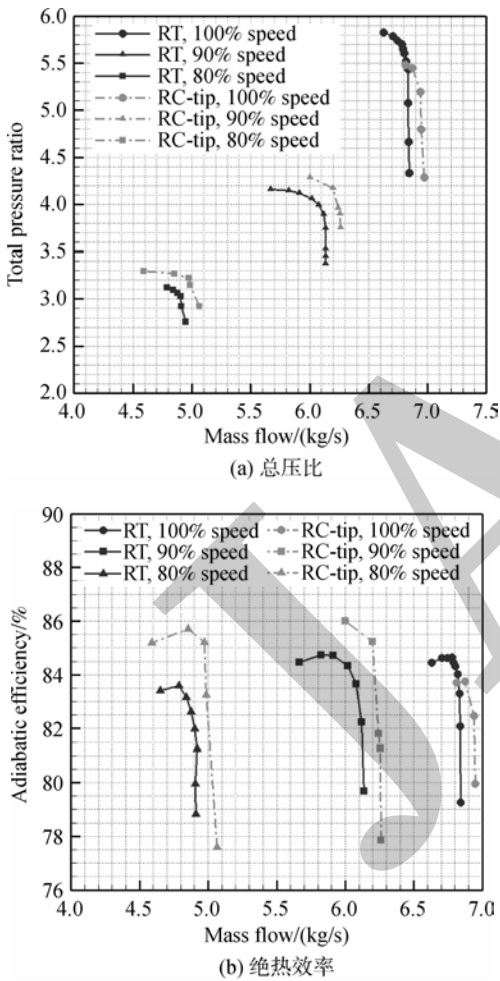


图 11 RT 和 RC-tip 性能对比

Fig. 11 Performance comparison of RT and RC-tip

图 11 显示的结果说明:经过修正的 RC-tip 叶型比原始 RT 叶型可以在更大的工况范围内保持较优的性能。在低转速下,冷态叶轮性能明显优于热态叶轮性能,这是由转速下降引起的热态叶轮叶顶间隙增加引起的。

图 12 给出了最大效率点冷、热态叶片表面静压沿叶高方向的分布。从图中的叶片表面静压分

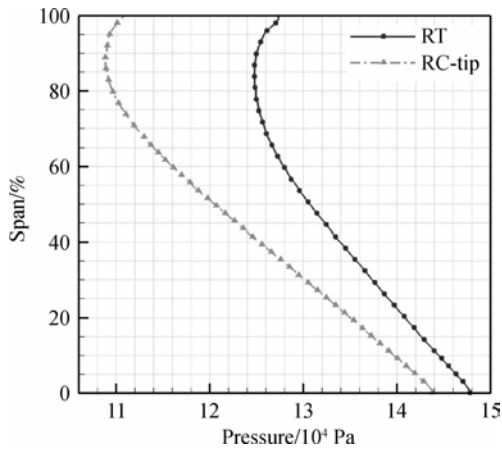


图 12 最大效率点叶片负荷分布

Fig. 12 Blade loading distribution at maximum efficiency point

布可以看出:冷态叶型在最大效率点的叶片负荷从轮毂处到 90% 叶高逐渐减小,在 90% 叶高位置达到最小值,最小负荷为 0.108 MPa。热态叶型的最小负荷位置相比冷态叶型向叶根方向移动,大约在 80% 叶高处达到最小负荷,为 0.125 MPa。此外,在近失速点和堵塞点处,冷热态叶型表面静压分布规律类似,冷态叶型叶片负荷均低于热态叶型叶片负荷。

综上,与热态 RT 斜流叶轮级相比:①冷态 RC-tip 斜流叶轮级流通性能提升明显,最大效率点流量提高 9.54%;②冷态 RC-tip 叶型叶片载荷明显下降,最小负荷下降约 30%,最小负荷位置向叶顶移动,具有更好的结构安全性。

4 结 论

本文研究了三维气-固耦合设计对斜流叶轮性能的影响,通过气-固耦合方法和三维插值造型方法实现热态叶型的修正转换,得到修正后的冷态叶型。分别对气动设计得到的热态叶型和经过修正转换得到的冷态叶型进行了数值研究,主要结论如下:

1) 在设计转速下,热态叶型 RT 在总压比和效率方面优于冷态叶型 RC-tip。热态叶型 RT 绝热效率和总压比比冷态叶型 RC-tip 高 1.07% 和 4.68%,但冷态 RC-tip 叶型的叶轮级流量比 RT 高 2% 左右,并且 RC-tip 叶型叶片载荷明显低于 RT 叶型,说明以设计的热态叶型为基础获得的冷态叶型性能并未达标,但在叶片负荷和流通能力方面实现了优化。

2) 在较低转速下,冷态叶型 RC-tip 整体性能优于热态叶型 RT。在 90% 转速下,冷态 RC-

tip的叶轮级绝热效率和总压比分别比热态RT高1.48%和3.18%;在80%转速下,冷态RC-tip的叶轮级绝热效率和总压比分别比热态RT高2.53%和4.73%。随着转速的降低,冷热态叶轮性能差异增加,说明离心载荷对冷热态叶型变形的影响增加,热态叶型的叶顶间隙变化大于冷态叶型叶顶间隙变化。

3) 设计的热态叶轮经过一次修正转换得到的冷态叶轮虽然在总压比和效率方面有略微的下降,但在流通能力、叶片负载方面均实现了优化,证明了该气-固耦合设计方法的可行性。

参考文献:

- [1] MUSGRAVE D S, PLEHN N J. Mixed-flow compressor stage design and test results with a pressure ratio of 3:1 [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1987, 109(4): 513-519.
- [2] ELMENDORF W, KURZ H, GALLUS H E. Design and experimental investigation of a mixed-flow supersonic compressor stage[R]. ASME Paper 95-GT-0379, 1995.
- [3] 高星, 刘宝杰. 高比转速斜流叶轮流场分析[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(5): 889-894.
GAO Xing, LIU Baojie. Analysis of flow in a high specific speed mixed flow compressor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(5): 889-894. (in Chinese)
- [4] 任众, 刘振侠, 黄健. 斜流压气机扩压器设计和流场的数值模拟研究[J]. *航空计算技术*, 2011, 41(4): 35-44.
REN Zhong, LIU Zhenxia, HUANG Jian. Design and numerical investigation of mixed-flow compressor diffuser [J]. *Aeronautical Computing Technique*, 2011, 41(4): 35-44. (in Chinese)
- [5] 张大义, 洪杰, 马艳红. 高结构效率的斜流压气机结构设计[J]. *航空动力学报*, 2013, 28(4): 866-871.
ZHANG Dayi, HONG Jie, MA Yanhong. Novel structural design of mixed-flow compressor with high structural efficiency[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2013, 28(4): 866-871. (in Chinese)
- [6] EISENLOHR G, BENFER F E. Aerodynamic design and investigation of a mixed flow compressor[R]. Advisory Group for Aerospace Research and Development, AGARD-CP468, 1993.
- [7] MONIG R, ELMENDOR F W. Design and rotor performance of a 5:1 mixed-flow supersonic compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 155(3): 565-572.
- [8] 陶胜, 周正贵, 严欣. 三维环境下离心-斜流压气机二维叶型优化设计[J]. *航空动力学报*, 2014, 29(12): 2965-2972.
TAO Sheng, ZHOU Zhengxin, YAN Xin. Optimization design of centrifugal/oblique flow compressor two dimensional blade profiles in three dimensional environment[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(12): 2965-2972. (in Chinese)
- [9] 张小伟, 王延荣, 张潇. 涡轮机械叶片的流固耦合数值计算方法[J]. *航空动力学报*, 2009, 24(7): 1622-1626.
ZHANG Xiaowei, WANG Yanrong, ZHANG Xiao. Numerical method for fluid-structure interaction in turbomachinery bladings[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2009, 24(7): 1622-1626. (in Chinese)
- [10] 王征, 吴虎, 史亚锋. 基于CFD_CSD技术的压气机叶片流固耦合及颤振分析[J]. *航空动力学报*, 2011, 26(5): 1077-1084.
WANG Zheng, WU Hu, SHI Yafeng. Fluid-structure interaction and flutter analysis of compressor blade based on CFD_CSD[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2011, 26(5): 1077-1084. (in Chinese)
- [11] HAMID H, LAN W, Micheal C. Effect of blade deformation on the performance of a high flow coefficient mixed flow impeller[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 137(12): 1005-1009.
- [12] WIESNER F J. A review of slip factors for centrifugal impellers[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1967, 89(4): 558-572.
- [13] TTEODOR W, BACKSTROM V. A Unified correlation for slip factor in centrifugal impellers[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2005, 128(1): 1-10.
- [14] PAUER R, MULLER N. Impeller design for radial and mixed-flow compressors[R]. ASME Paper IMECE2004-61926, 2004.
- [15] QIU Xuwen, MALLIKARACHCHI C, ANDERSON M. A new slip factor model for axial and radial impellers[R]. ASME Paper GT2007-27064, 2007.
- [16] 袁春. 斜流叶轮的气动设计和叶片造型[D]. 西安: 西北工业大学, 2002.
YUAN Chun. Aerodynamics design of diagonal impeller and the blades design[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2002. (in Chinese)
- [17] 王琦, 单鹏. 径流及斜流压气机任意曲面叶型长短叶片的造型设计方法[J]. *航空动力学报*, 2006, 21(4): 747-753.
WANG Qi, SHAN Peng. Design of radial flow and mixed flow compressor rotor splitter-blades[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2006, 21(4): 747-753. (in Chinese)
- [18] 冀国锋, 桂幸民. 轴流/离心压气机叶片通用任意中弧造型设计方法[J]. *航空动力学报*, 2009, 24(1): 150-156.
JI Guofeng, GUI Xingmin. A blading design method for axial/centrifugal compressor air foils using arbitrary camber lines[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2009, 24(1): 150-156. (in Chinese)
- [19] 樊小莉, 刘云飞, 郭然. 轴流压气机转子叶片的流固耦合分析[J]. *工程热物理学报*, 2012, 33(2): 218-221.
FAN Xiaoli, LIU Yunfei, GUO Ran. The research and application on coupled fluid-structure simulation of compressor rotor [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2012, 33(2): 218-221. (in Chinese)