

蜗壳对斜流压气机气动性能影响研究

徐 唯¹, 张 希², 陈 杰¹

¹南京航空航天大学能源与动力学院, 江苏 南京

²北京动力机械研究所, 北京

收稿日期: 2022年8月13日; 录用日期: 2022年9月15日; 发布日期: 2022年9月23日

摘 要

为了探究蜗壳对某斜流压气机气动性能以及内部流动的影响规律, 本文建立了三种数值模拟计算域方案, 对不加蜗壳和加装蜗壳压气机进行稳态流动仿真。结果表明: 加装蜗壳后, 压气机压比增大, 其主要原因是轴流段扩压器内总压损失减小; 蜗壳内不均匀的压力分布使得压气机出口形成周向压力畸变, 部分扩压器叶片前缘攻角增大, 流向逆压力梯度增大, 吸力面出现高熵区, 气流更容易分离, 从而使得失速发生在更大流量工况下, 喘振边界向大流量方向移动; 蜗壳对压气机堵塞边界没有产生明显影响。

关键词

斜流压气机, 蜗壳, 数值模拟, 气动性能, 喘振边界

Study on the Influence of Volute on the Aerodynamic Performance of a Diagonal Flow Compressor

Wei Xu¹, Xi Zhang², Jie Chen¹

¹School of Energy and Power, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing Jiangsu

²Beijing Institute of Power Machinery, Beijing

Received: Aug. 13th, 2022; accepted: Sep. 15th, 2022; published: Sep. 23rd, 2022

Abstract

In order to explore the influence of the volute on the aerodynamic performance and internal flow of a diagonal flow compressor, three numerical simulation calculation domain schemes are established in this paper, and the steady-state flow simulation of the compressor without volute and

with volute is carried out. The results show that the compressor pressure ratio increases after the volute is installed, and the main reason is that the total pressure loss in the diffuser in the axial flow section decreases; the uneven pressure distribution in the volute causes the circumferential pressure distortion at the compressor outlet, the leading edge attack angle of some diffuser blades increases, the reverse pressure gradient in the flow direction increases, a high-entropy area appears on the suction surface, and the airflow is easier to separate, so that the stall occurs in a larger flow condition, and the surge boundary moves to the direction of high flow; the volute has no appreciable effect on the compressor blockage boundary.

Keywords

Diagonal Flow Compressor, Volute, Numerical Simulation, Aerodynamic Performance, Surge Boundary

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

斜流压气机是介于离心压气机和轴流压气机中间的新式压气机构型，具有传统离心压气机的单级压比高以及轴流压气机流量大、效率高等优点。近些年来，斜流压气机在中小型发动机领域获得广泛的关注[1] [2] [3]。

在研究或工程开发中对压气机的特性开展测试时[4]，或者直接使用压缩气[5]、涡轮增压器[6]以及一些燃气轮机[7]等应用场合中，通常需要加装蜗壳来将气体进行收集、输送。Fatsis [8]等人研究发现蜗壳会导致离心压气机出口压力沿周向不均匀分布，同时该压力畸变会向上游传播，影响压气机进口气流角。Hillewaert [9]等人研究发现蜗壳会对扩压器乃至叶轮内部流场产生影响。李潇宇[10]等人发现增大蜗壳横截面，压气机喘振边界以及堵塞边界都朝着流量变大的方向移动。而且，蜗壳流道面积对低转速压气机的工作特性影响更大。当压气机低于设计质量流量时，接入蜗壳会一定程度上影响压气机的气动稳定性。Kim [11]等人发现增加蜗壳进口高度，能有效降低蜗壳进口处气流的径向速度，沿蜗壳壁旋转的诱导涡流速度降低，从而减小涡流损失。同时还有研究[12]表明在蜗壳进口增加导流叶片，使用改变蜗壳进口气流预旋的手段，可以提高整机的压气机工作范围。

加装蜗壳会对斜流压气机的气动性能造成影响，为了弄清楚其中的影响机制，开展蜗壳对斜流压气机性能影响及气动机理的研究具有非常重要的意义。

2. 计算模型及数值仿真方法介绍

2.1. 研究对象

本文所研究的斜流式压气机由叶片后弯的半开式叶轮以及斜流、轴流叶片扩压器构成。表 1 为该斜流压气机的代表参数，100%转速 35,000 r/min，峰值效率点流量为 2.76 kg/s，峰值效率点压比为 4.3，叶轮主叶片数 17，叶轮分流叶片数 17，斜流扩压器叶片数 37，轴流扩压器叶片数 60。

为了研究蜗壳对上游斜流压气机性能以及内部流动的影响，采用图 1 所示三种计算域方案。方案一是压气机单通道计算域，后文称为未加蜗壳单通道方案。方案二是叶轮单通道加上两段扩压器全通道计算域，称为未加蜗壳全通道方案。方案三是方案二基础上匹配蜗壳而成的计算域，称为加装蜗壳方案，

为了改善计算的收敛性, 从蜗壳出口向后延伸长度为 100 mm 等直段以及长度 350 mm 渐缩变截面段。

Table 1. Representative parameters of the diagonal flow compressor

表 1. 斜流压气机代表参数

参数	数值
100% 转速/(r/min)	35,000
峰值效率点流量(kg/s)	2.76
峰值效率点压比	4.3
叶轮主叶片数	17
叶轮分流叶片数	17
斜流扩压器叶片数	37
轴流扩压器叶片数	60

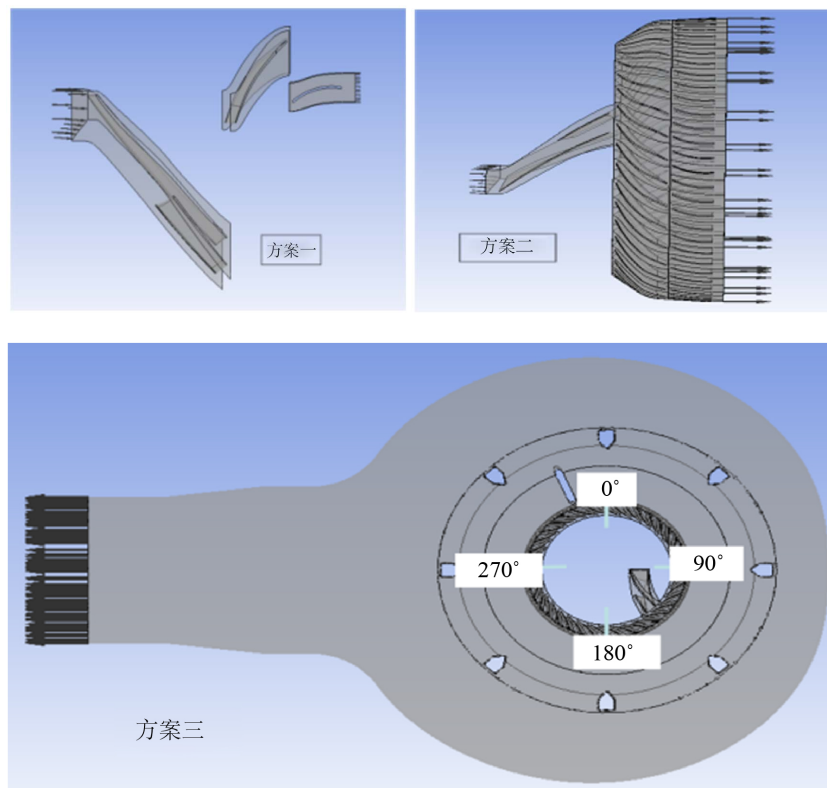


Figure 1. Schematic diagram of the computational domain

图 1. 计算域示意图

对斜流压气机各组成部件气动性能进行分析所用特征截面如图 2 所示。截面一垂直于轴向且距离叶轮主叶片前缘约 0.1 倍叶轮进口机匣直径, 作为压气机进口截面。截面二设置在转静子叶排间隙中部, 作为叶轮出口以及斜流扩压器入口。截面三垂直于轴向且距离轴流扩压器叶片前缘约 0.006 倍轴流扩压器进口叶尖直径处, 作为斜流扩压器出口以及轴流扩压器进口。截面四垂直于轴向且距离轴流扩压器叶片尾缘约 0.01 倍轴流扩压器出口叶尖直径处, 作为压气机出口截面以及蜗壳进口截面。

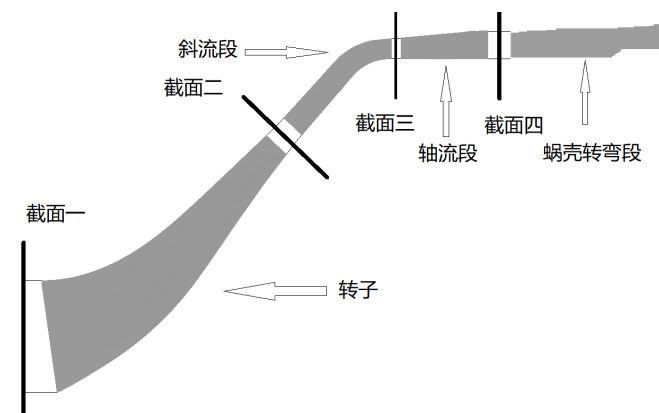


Figure 2. Schematic diagram of cross-section setting
图 2. 截面设置示意图

2.2. 仿真方法

本文采用 ANSYS CFX 商业软件对流场进行数值模拟仿真，控制方程为 n-s 方程，湍流模型采用 k- ϵ 模型，壁面无滑移。叶轮与斜流扩压器之间的交界面为转静掺混面，斜流与轴流扩压器之间采用内部面，压气机出口与蜗壳进口之间采用内部面。进口边界设置总压为 101,325 Pa，总温 288.2 K，轴向进气，转速分别为 100% 转速 35,000 r/min 和 90% 转速 31,500 r/min。大流量工况出口边界条件给定静压，通过改变平均压力值调节工况。小流量工况给定出口流量，以 0.3% 的减小幅度逐渐逼近喘振边界，直至计算无法收敛则认为压气机已进入不稳定工作。

2.3. 网格无关性验证

本文压气机部分采用了结构化网格，叶轮和扩压器前后缘、靠近壁面区域都进行网格加密，轮毂机匣附面层网格为 15 层。蜗壳采用非结构化网格，导流柱区和壁面附面层网格为 15 层，并对蜗壳进出口网格加密。

为了减小网格对计算结果的影响，针对前述加装蜗壳方案的计算域(即 1.1 中方案三)，对比分析了疏密度不同的三种网格对计算结果的影响。其中，叶轮单通道网格总量分别约为 54 万、86 万和 120 万；扩压器全通道网格总量分别约为 355 万、544 万和 727 万；蜗壳分别约为 400 万，600 万，900 万。所对比的三套网格组合方案如表 2。

Table 2. Three sets of grid schemes

表 2. 三套网格方案

总网格量(10^4)	叶轮单通道(10^4)	扩压器(10^4)	蜗壳(10^4)
809	54	355	400
1230	86	544	600
1747	120	727	900

图 3 为 100% 转速下三套网格数值模拟所得的效率 - 流量、压比 - 流量特性曲线。图中数据都以未加蜗壳单通道仿真所得峰值效率点的相应参数进行归一化，下文中的无量纲性能参数都是这样处理。

总量约 809 万的网格所得效率和压比都明显低于其他两组网格方案，网格量 1230 万与 1747 万计算所得压气机性能相近，网格差异导致的效率和压比偏差最大不超过 2%。综合考虑计算准确度与计算量，

选择总量约 1230 万的网格划分方案开展本文各条件的流场数值模拟。

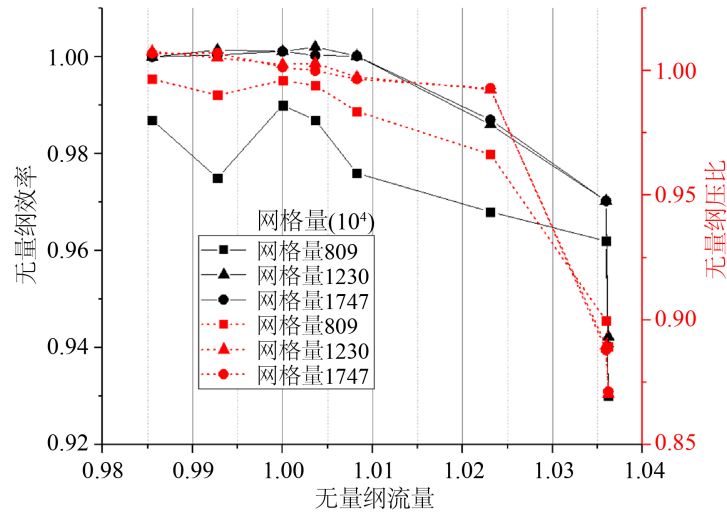


Figure 3. Efficiency and pressure ratio characteristic curves under three grid quantities

图 3. 三种网格量下的效率、压比特性曲线

3. 结果分析

3.1. 蜗壳对压气机特性的影响

通过数值模拟得到两种转速下的压比、效率特性曲线如图 4、图 5 所示。三种情况的压气机效率、压比随流量的总体变化趋势一致。其中未加蜗壳的单通道和全通道模拟计算所得性能在量值上也大致相等。

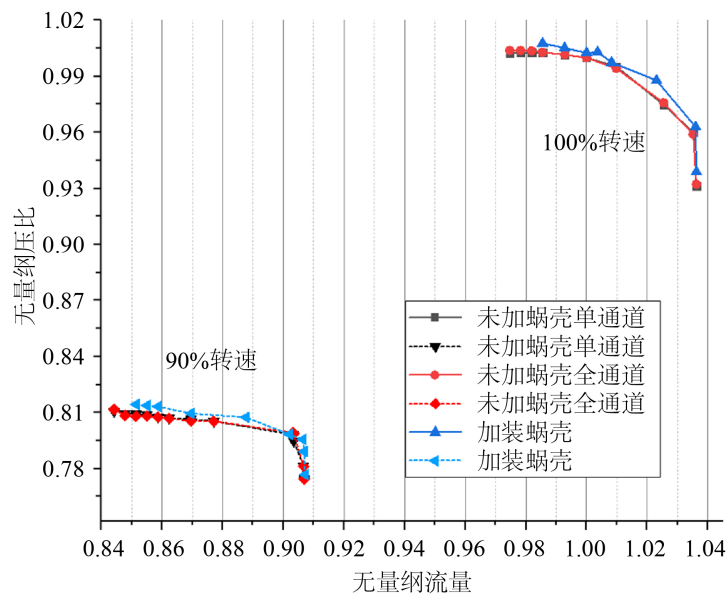


Figure 4. Compressor pressure ratio characteristic curve

图 4. 压气机压比特性曲线

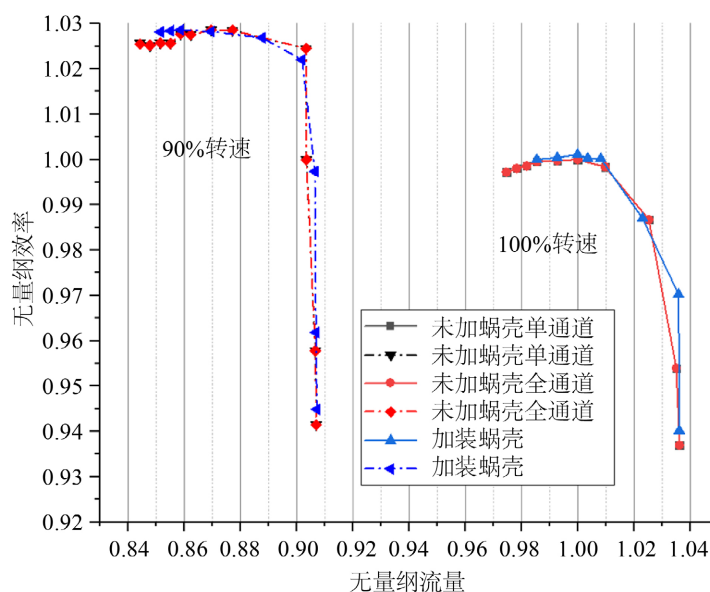


Figure 5. Compressor efficiency characteristic curve
图 5. 压气机效率特性曲线

加装蜗壳后,不同转速下压气机压比都有所增加,其中峰值效率点相对增加了约 1.2%,整个工作范围内最大增加了 2%左右。压气机效率变化量较小,大部分工况下效率有所增加,最大相对增量为 0.8%左右。堵塞边界在加装蜗壳前后并未发生明显变化,而喘振边界在不同转速下都出现明显的右移。

3.2. 蜗壳对喘振边界影响机理分析

为了清晰直观地展示压气机出口周向压力分布,本文将压气机出口环形面等分成四个 90 度扇区,后文出现的角度都与图 6 对应。从压气机出口周向压力分布云图(图 6)可以看出,加装蜗壳后,压气机出口压力周向不均匀性增加,形成很强的压力畸变,整个环面上出现两个高压区与两个低压区。其中,0°到 90°扇区的压力最高。在展向上也存在压力畸变,高压区分布在近叶根处,低压区分布在近叶尖处。

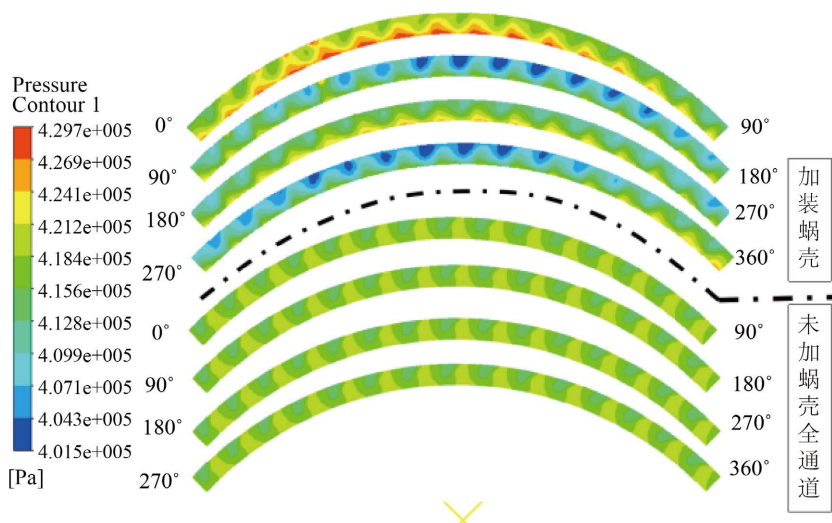


Figure 6. Compressor outlet pressure cloud diagram (dimensionless flow rate 0.986)
图 6. 压气机出口压力云图(无量纲流量 0.986)

为了对压气机出口周向压力进行定量分析, 在每个流道出口中心处设置压力监测点, 得到了不同工况下压力随角度变化的曲线(图 7)。加装蜗壳后, 周向压力畸变增大, 而且随着流量减小, 不均匀性增强。在近喘点, 压力最高点与最低点偏差达到最大值约 5%。

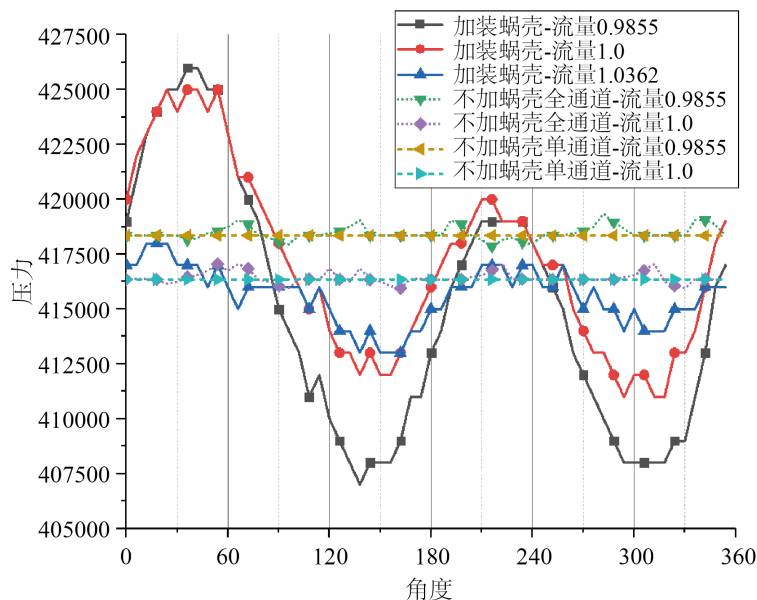


Figure 7. Pressure characteristic curve of each flow channel at the compressor outlet

图 7. 压气机出口各流道压力特性曲线

扩压器压气机出口处压力畸变的影响向上游传递, 使得各叶片所受逆压力梯度情况不尽相同, 影响扩压器内部流场的周向结构。图 8 为扩压器叶片 0.1 叶高熵云和局部流线图, 从图上可以看出, 在 20°到 70°范围, 对应图 6 压气机出口高压区, 通道内气流角大于其他通道的气流角, 叶片吸力面出现很大的旋涡, 旋涡区也对应了通道内的高熵区, 说明该处气体流动损失很大。与不加蜗壳情况相比, 通道内叶片前缘攻角增大, 流向的逆压力梯度增大, 气流更容易在叶片吸力面处产生分离, 从而早于无蜗壳压气机情况进入不稳定工况, 所以喘振边界向大流量方向移动。

110°到 170°范围, 对应图 6 压气机出口低压区, 叶片表面逆压力梯度小, 使得气流流动更贴合叶片, 通道内熵值要低于不加蜗壳的情况, 所以相应区域流动损失减小。

3.3. 蜗壳对压气机压比的影响分析

图 9 是转子叶轮的压比特性曲线, 从图上可以看出, 加装蜗壳对斜流压气机叶轮部分增压比的影响较小, 加装蜗壳与不加蜗壳的转子压比随流量的变化曲线走势一致, 且数值也非常接近, 最大变化量约 0.2%。

从扩压器总压恢复曲线图(图 10)上可以看出, 加装蜗壳后, 斜流扩压器段的总压恢复系数的变化较小, 最大变化量约为 0.6%。而轴流段的总压恢复系数在加装蜗壳后出现明显的增大, 整个工作范围内最大增加了 1%左右。这说明压气机后加蜗壳导致压比升高的主要原因是轴流段扩压器内总压损失的降低。加装蜗壳后, 大部分流道出口压力值要低于不加蜗壳的情况, 这些流道内叶片表面逆压力梯度小, 使得气流流动更贴合叶片, 涡损失减小, 所以整个轴流段扩压器的总压损失降低。

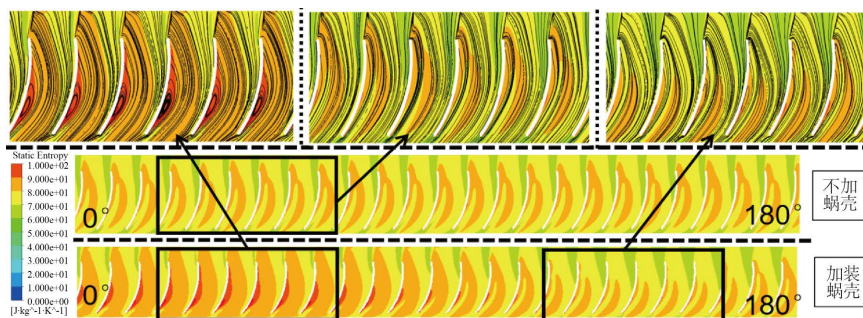


Figure 8. Entropy cloud and local streamline diagram inside the diffuser (dimensionless flow 0.986)

图 8. 扩压器内熵云和局部流线图(无量纲流量 0.986)

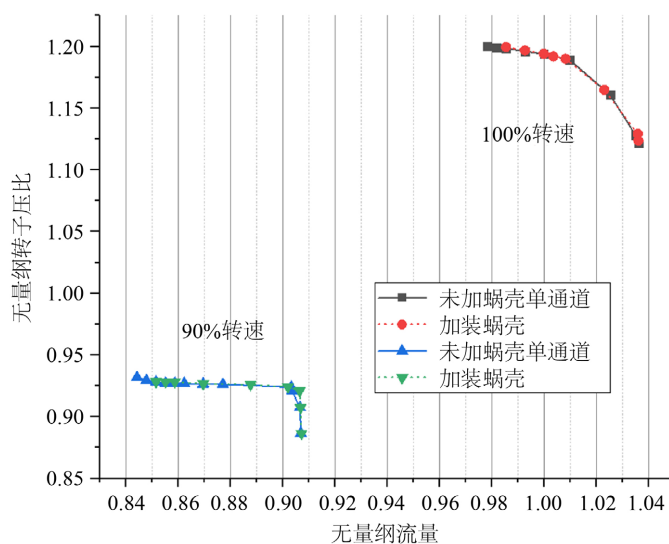


Figure 9. Impeller pressure ratio characteristic curve

图 9. 叶轮压比特性曲线

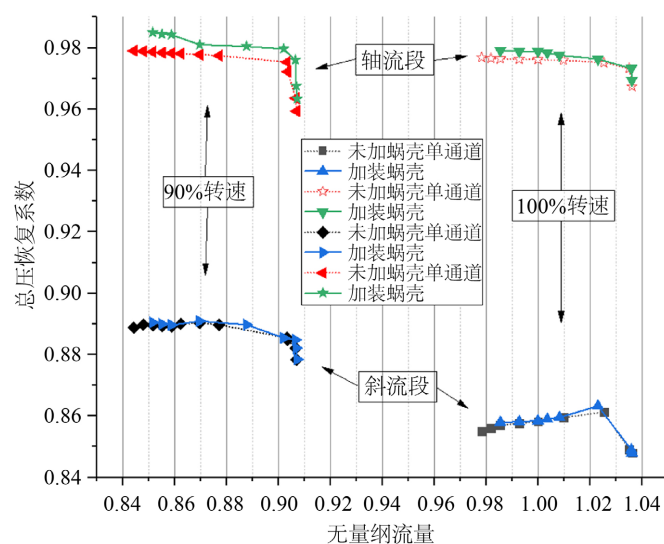


Figure 10. Total pressure recovery curve of oblique flow section and axial flow section

图 10. 斜流段与轴流段总压恢复曲线

3.4. 蜗壳内部流场分析

从蜗壳内压力分布(图 11)来看,可以大致分为四个部分,两个高压区与两个低压区,分别占据两个对角,这种蜗壳内部存在强烈的压力畸变对应了前文压气机出口压力周向不均匀。

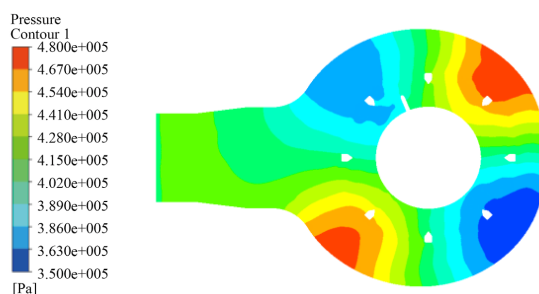


Figure 11. Cloud map of volute pressure distribution (flow rate 1.0)

图 11. 蜗壳压力分布云图(流量 1.0)

蜗壳内压力畸变与图 12 中所示复杂的三维流动相关联。压气机出口气流带有一定的逆时针切向速度分量,向下游蜗壳内流动时会发生逆时针的旋流。 0° 到 90° 范围内的压气机出口气流在 A 区域汇聚。 90° 到 180° 范围压气机出口气流被导流柱切割成两股流动,分别流向蜗壳上半区和下半区,导致 B 区域形成局部低压区。流向蜗壳上半区的气流与由蜗壳进口直接进入 0° 到 90° 区域的气流交汇,从而形成 A 点的局部高压区。 180° 到 270° 范围内进入的气流因为受到切向速度分量的影响,大部分气流并没有直接流向蜗壳出口,而是在 C 点处与 90° 到 180° 范围内流向下半区的气流交汇,形成 C 点附近的局部高压区。 270° 到 360° 范围内的气流在切向速度分量作用下,大部分气流直接流向蜗壳出口,在 D 点附近形成低压区。

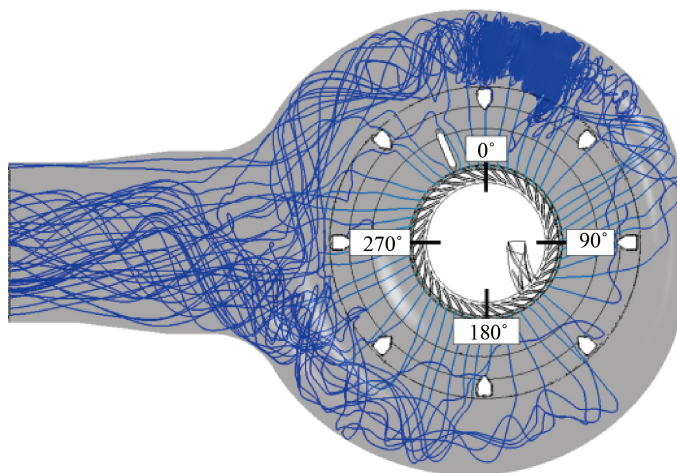


Figure 12. Internal streamline diagram of the volute (flow 1.0)

图 12. 蜗壳内部流线图(流量 1.0)

4. 结论

本文针对某斜流压气机及其下游匹配蜗壳所形成的方案,采用数值模拟方法分析了 100%以及 90% 转速下各方案的气动性能与流场,通过对比研究得出了蜗壳对斜流压气机气动性能的影响及流动机理。

主要结论有:

1) 本文所研究的斜流压气机在加装蜗壳后压比有所增加, 其中 100% 转速下, 峰值效率点压比相对增加了 1.2%, 整个工作范围内最大增加了 2.1%; 压气机效率变化量较小, 最大相对增加量约 0.8%。

2) 加装蜗壳后, 堵塞边界并未发生明显变化, 而喘振边界在不同转速下都出现明显的右移。蜗壳增加了压气机出口周向压力畸变, 进而影响轴流与斜流扩压器内部流场结构。使得高压区对应的扩压器叶片前缘气流攻角及表面逆压力梯度增大, 气流更易分离, 从而早于无蜗壳压气机情况进入不稳定工况。

参考文献

- [1] 敖天翔. 斜流压气机保形通道扩压器局部流动损失量化研究[D]: [硕士学位论文]. 南京: 南京航空航天大学, 2021.
- [2] 李雪峰. 轴流跨音风扇/压气机转静非定常气动力的数值研究[D]: [硕士学位论文]. 南京: 南京航空航天大学, 2019.
- [3] Shum, Y.K.P., Tan, C.S. and Cumpsty, N.A. (2000) Impeller-Diffuser Interaction in a Centrifugal Compressor. *Journal of Turbomachinery*, **122**, 777-786. <https://doi.org/10.1115/1.1308570>
- [4] 王忠义. 单级离心压气机气动性能预测与优化设计[J]. 热能动力工程, 2021(10): 119-125.
- [5] 邵春雷, 顾伯勤, 陈晔. 离心泵内部流场测量系统设计及测量方法研究[J]. 流体机械, 2007, 35(6): 45-49.
- [6] 黄国平, 梁德旺, 温泉. 微型涡喷发动机顶层设计研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(6): 832-838.
- [7] Fatsis, A., Pierret, S. and Van Den Braembussche, R. (1997) Three-Dimensional Unsteady Flow and Forces in Centrifugal Impellers with Circumferential Distortion of the Outlet Static Pressure. *Journal of Turbomachinery*, **119**, 94-102. <https://doi.org/10.1115/1.2841015>
- [8] Lee, J.-D. and Joo, W.-G. (2000) Numerical Simulation of Impeller-Volute Interaction in a Centrifugal Turbomachinery. 553-560. https://www.researchgate.net/publication/292255772_Numerical_simulation_of_impeller-volute_interaction_in_a_centrifugal_turbomachinery
- [9] 李潇宇. 蜗壳通道面积对离心压气机性能的影响[J]. 合肥工业大学学报: 自然科学版, 2021, 44(5): 590-594.
- [10] Kim, S., et al. (2010) Improvement of the Performance of a Centrifugal Compressor by Modifying the Volute Inlet. *Journal of Fluids Engineering*, **132**, 091101. <https://doi.org/10.1115/1.4001972>
- [11] Hazby, H.R., Xu, L.P. and Schleer, M. (2010) Study of the Flow in a Vaneless Diffuser at Part Speed Operating Conditions. *ASME Paper*, **GT-22605**, 1913-1923. <https://doi.org/10.1115/GT2010-22605>
- [12] 魏宝锋, 金东海, 桂幸民. 离心叶轮与扩压器相互干扰数值模拟[J]. 航空学报, 2012, 33(7): 1173-1179.