

氮气离心压气机扩压器失稳机理研究

王 萌, 芦晓东, 陈小虎, 武万强, 王艳华

(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要: 为了探究离心压缩机内部流动特性及气动性能演化规律, 为离心压缩机的优化设计提供理论依据。采用商业软件 CFX-SOLVER, 基于 SST $k-\omega$ 湍流模型对某型离心压气机进行了全通道稳态和瞬态数值模拟, 建立基于时间动态变化的压缩机进出口流动模型, 采用全通道数值方法研究扩压器内旋转失速的动态发展过程。结果表明: 随着节流过程的进行, 离心压气机的工作特性相对稳定; 在扩压器入口处监测出强烈的压力脉动, 受流动分离和压差作用的影响, 在扩压器前缘卷起龙卷涡触发扩压器失速, 且第二级扩压器中失稳特征的出现早于第一级扩压器; 每一级扩压器失速区的传播方向均与叶片旋转方向相同, 第一级、第二级传播速度分别为叶轮旋转转速的 4.348% 和 5.26%。

关键词: 离心压气机; 旋转失速; 失稳机理

中图分类号: H452 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2026.02.011

[引用本文格式] 王 萌, 芦晓东, 陈小虎, 武万强, 王艳华. 氮气离心压气机扩压器失稳机理研究 [J]. 热能动力工程, 2026, 41(2): 96-105. WANG Meng, LU Xiaodong, CHEN Xiaohu, WU Wanqiang, WANG Yanhua. Study on instability mechanism of nitrogen centrifugal compressor diffuser[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2026, 41(2): 96-105.

Study on Instability Mechanism of Nitrogen Centrifugal Compressor Diffuser

WANG Meng, LU Xiaodong, CHEN Xiaohu, WU Wanqiang, WANG Yanhua

(College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001)

Abstract: The research aimed to explore the internal flow characteristics and aerodynamic performance evolution of centrifugal compressors, providing theoretical basis for the optimization design of centrifugal compressors. Based on the SST $k-\omega$ turbulence model, the full-channel steady-state and transient numerical simulation of a centrifugal compressor was carried out by using the commercial software CFX-SOLVER. The compressor inlet and outlet flow model based on time dynamic change was established, and the dynamic development process of rotating stall in the diffuser was studied by coupling the full-channel numerical method. The results show that during the throttling process, the operating characteristics of centrifugal compressors are relatively stable. A strong pressure pulsation was monitored at the diffuser inlet. Due to the influence of flow separation and strong adverse pressure gradient, a tornado vortex is rolled up at the leading edge of the diffuser to trigger the stall of the diffuser, and the instability characteristics of the second stage diffuser appears earlier than that of the first stage diffuser. The propagation direction in the stall zone of each stage diffuser is the same as the rotation direction of the blade, and the propagation speeds of the first and second stages are 4.348% and 5.26% of impeller rotating speed, respectively.

Key words: centrifugal compressor; rotating stall; instability mechanism

收稿日期: 2025-08-11; 修订日期: 2025-09-24

基金项目: 黑龙江省重点研发计划资助(GA23A907); 中央高校基本科研业务费专项资金资助(3072025CFJ0307)

Fund-supported Project: Key Research and Development Program of Heilongjiang Province (GA23A907); Special Fund for Basic Scientific Research Business Expenses of Central Universities (3072025CFJ0307)

作者简介: 王 萌(1991-), 男, 哈尔滨工程大学副教授。

通信作者: 陈小虎(1990-), 男, 哈尔滨工程大学副教授

引 言

氮气离心压缩机能够高效、稳定、洁净地提供中、高压力的纯净氮气。离心压气机作为氮气输送和储存系统中的核心设备,其运行稳定性直接影响生产过程的连续性和效率。当质量流量减小到特定工况时,离心压气机会出现旋转失速和喘振等不稳定流动现象。这两种不稳定流动现象会降低压气机效率,严重时会导致停机,限制了离心压气机的稳定运行范围。

与轴流压气机相比,离心压气机在失速工况下的运行相对稳定^[1-2]。对于离心压气机而言,旋转失速大多发生在性能曲线的负斜率上,这表明旋转失速发生在热力学极限之前。离心压气机中的失速主要分为扩压器失速、叶轮失速以及两者耦合失速3种类型^[3]。在离心压气机中,扩压器叶片容易发生不稳定流动现象,如周向非均匀射流-尾迹流动、叶轮出口展向非均匀流动、转静匹配都会恶化叶片扩压器内的流场,这也使得压气机内部流动变得更加复杂^[4-5]。国内外学者对于带导叶的离心压气机的失稳机理研究,多集中在扩压器导叶前缘附近的非定常涡结构^[6]。Everitt 等人^[7]研究了带导叶扩压器的离心压气机的尖峰失速行为,结果表明,尖峰失速发生在扩压器入口的无叶区,其产生的主要原因与扩压器叶片分离流动引起的径向涡密切相关。Bousquet 等人^[8-9]对带有导叶扩压器的离心压气机进行数值研究,发现模态失速先兆发生在扩压器无叶区。当流动为亚声速时,不稳定扰动向上游传播至叶轮进口,引起局部周向畸变,并与叶轮内的流动结构相互作用,这种相互作用导致压比下降。Grondin 等人^[10]研究了带导叶扩压器的高速离心压气机级失速点附近的旋转不稳定性。结果表明,相邻通道之间径向涡量沿周向传递到下一个叶片触发了新涡的形成,并诱导了旋转失速团的传播。Sun 等人^[11]对叶片扩压器离心压气机的失稳诱因和失稳机理进行了实验研究,发现在不同的转速下旋转失速的失稳模式不同。实验结果表明,整个系统的特性直接影响失速和喘振等流动不稳定性。Suzuki

等人^[12]针对带叶片扩压器的离心压气机,研究了其非定常预失速特性,发现在圆周方向形成5个旋转失速团,传播速度约为叶轮转速的2.0%。该研究初步揭示了低能流体在扩压器通道内触发多个失速团的机制。Zhang 等人^[13]针对宽长扩压器,阐明旋转失速起源于扩压器出口轮毂侧,该处低能流体在逆压梯度下形成反向流动与涡旋结构,其失速团数量在初始阶段稳定为7个,传播速度约为叶轮转速的26%,并随流动失稳经历合并、分裂,最终发展为单一失速团的深度失速状态。Shi 等人^[14]通过实验研究了从失速起始到失速发展的演化过程,根据扰动尺度与压力脉动特征将失速发展分为3个阶段。进一步地,Zhang 等人^[15]结合实验与全通道数值模拟,明确了叶片扩压器离心压气机在失速时呈现的极限环特性,并借助模态分解方法识别了失速相关的拟序结构,深化了对失速机理的认识。上述研究揭示了离心压气机的失速触发、传播特性及其与内部流动的关联,为本文后续研究奠定了重要基础。

现有的研究大多是以常压条件下的单级压气机为对象,针对多级离心压气机扩压器的失稳特征发展规律尚不清晰。因此,本研究对进口压力为1.483 MPa下的氮气离心压气机扩压器的失稳机理进行了研究,采用全周定常/非定常数值模拟方法,并通过设计点的实验结果对所采用的数值模拟方案进行了验证。在深入分析氮气离心压气机内部流场结构的基础上,进一步对叶片前缘监测的压力信号幅频特性及非定常扰动涡流进行了研究,明确了通道内部的非定常流动特征,揭示了该型多级离心压气机扩压器内部不稳定流动的产生和发展机制。

1 数值模拟方法及验证

1.1 物理模型

以某三级离心压气机为研究对象,工质为理想氮气。图1所示为压气机的子午流道图,该压气机由三级动叶叶轮和两级带叶片的径向扩压器组成,每一级动叶叶片15个,第一级径向扩压器23个叶片,第二级径向扩压器19个叶片。

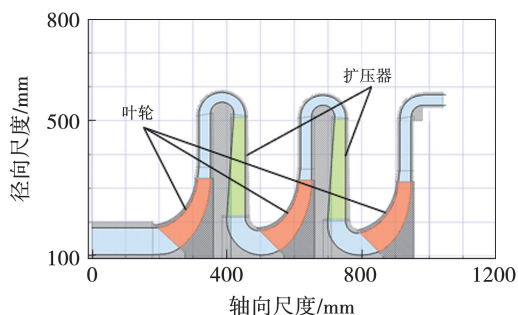


图1 三级离心压气机子午流道

Fig. 1 Meridian flow passage of three-stage centrifugal compressor

1.2 边界条件

采用商业软件 CFX-SOLVER 对该三级离心压气机进行了全通道稳态和瞬态数值模拟。为了保证边界条件与实验条件相一致,稳态计算边界条件设置给定压气机进口静压 1.483 MPa,总温 303.85 K,出口设置质量流量出口。采用进口总压、出口静压的边界条件,待计算收敛后,将结果作为进口静压、出口质量流量的初始流场,并通过不断减小出口流量以逼近失稳工况。由于压气机在旋转失速的发生和发展过程中具有典型的周向非均匀分布特征,相比于平均静压出口边界,流量边界允许压力在周向方向的更多变化,可以更好模拟旋转失速过程中的周向不均匀现象^[15-16],因此,本文选取质量流量做为数值模拟出口边界条件,叶轮旋转域转速设置为 5 225 r/min。机匣、轮毂、叶轮及扩压器等壁面选择绝热无滑移,动静交界面选择混合平面法。湍流模型采用 SST 二方程模型,数值差分格式及湍流模型求解精度均选用二阶精度求解模式。在瞬态计算中,以稳态计算结果作为初始流场,动静交界面选择瞬态转子静子交界面,边界条件、旋转域设置、湍流模型都与稳态计算方案相同。

采用双时间步长的非稳态计算方法,出口采用公式(1)所示的标准节流阀数学模型,该数学模型通过调整节流系数的大小来控制压气机出口边界上的压力,从而改变压气机的工作工况,完成失速过程的预测。

$$m_{\text{out}}(t) = \sqrt{\frac{p_{\text{out}} - p_{\text{ref}}}{k}} \quad (1)$$

式中: $m_{\text{out}}(t)$ —压气机出口瞬时质量流量, kg/s;
 p_{out} —压气机出口瞬时压力, Pa; p_{ref} —参考压力, Pa; k —节流系数。

为了对压气机流动压力信号进行实时捕捉,同时监测其内部流动情况,在每一级径向扩压器和第二级径向扩压器前缘 95% 叶高位置,取垂直于流向的考察截面,沿周向布置 10 个均匀压力测点,扩压器压力测点共 20 个,如图 2 所示。

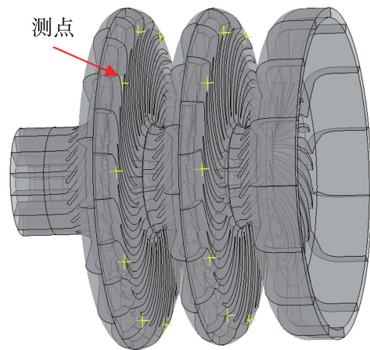


图2 扩压器压力测点分布

Fig. 2 Diffuser pressure measuring point distribution

1.3 网格划分

网格划分数对数值计算结果具有很大的影响,网格无关性验证工作在于把最优网格数目方案筛选出来。本文采用单通道模型进行网格无关性验证,其优点是既能节省计算资源又能满足计算要求。采用 AutoGrid5 划分结构化网格,叶轮及扩压器部分均采用“O4H”网格拓扑结构,对叶片周围采用“O”型网格,对其他区域均采用“H”型网格,第一层网格高度为 0.1 μm ,采用同样的划分策略通过调整弦向、径向、周向节点数目生成 4 套单通道网格,网格数量分别为 318 万、393.48 万、439 万、495.8 万。为了考察网格数量对压气机性能的影响,对近堵塞点和设计点工况进行计算。如图 3 所示,当网格数量达到 439 万以上时,计算得到的压比和绝热效率基本不再变化,因此选择 439 万网格方案进行后续的研究。在进行非稳态计算时采用全通道模型,全通道网格通过对单通道网格径向、流向、周向节点数目均匀调整后周期旋转得到,网格总数为 2 588.7 万,如图 4 所示。

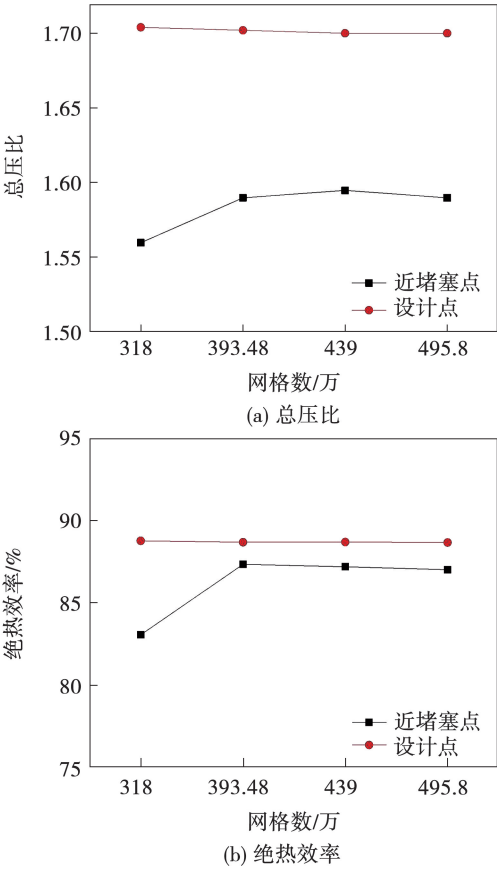


图3 网格无关性验证
Fig.3 Grid independence verification

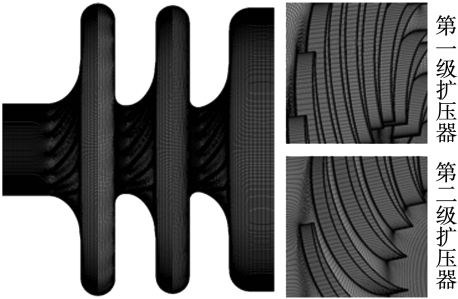


图4 全通道及扩压器网格计算域
Fig.4 Full-channel and diffuser grid computing domain

1.4 数值方法验证

为了验证数值模拟方法的准确性,首先将100%设计转速下三级离心压气机的实验测量结果和全通道仿真结果进行对比。图5为压气机工作特性线及数值方法验证。由图5(a)流量-压比特性线可知,在设计工况下,总压比实验数据为1.604,仿真计算值为1.687,相对误差为5.17%;由图5(b)流量-效率特性线可知,在设计工况下,绝热效率实验数据为86.12%,仿真计算值为87.19%,相对误差为1.24%,最大误差控制在5.5%以内,能

够对后续的仿真计算及流场分析提供支撑。进一步观察图中的全周非稳态仿真结果,压气机在发生失速过程中,其压比和效率无明显的降低,说明失速发生时,离心压气机的工作特性相对稳定。

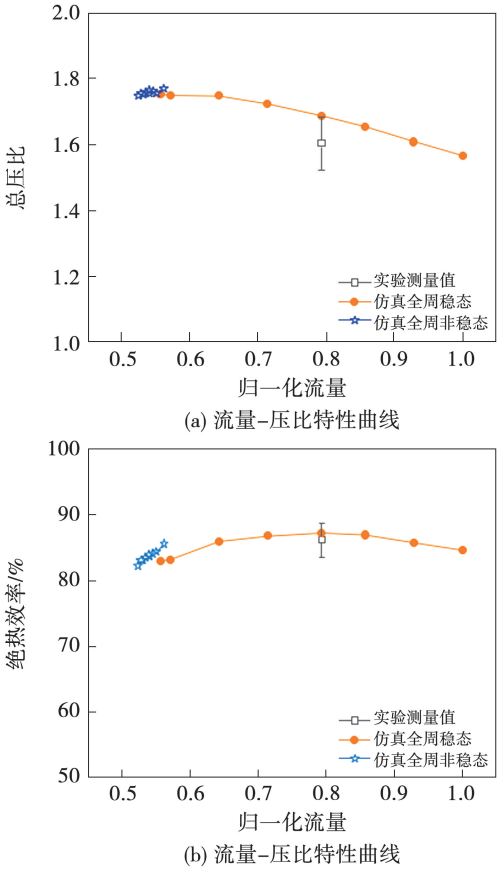


图5 压气机工作特性线及数值方法验证
Fig.5 Compressor operating characteristic line and numerical method validation

为了消除物理时间步长对瞬态仿真结果的影响,进一步对时间步长的大小进行了无关性验证。通过压气机的几何参数可以计算出设计转速下叶片通过频率(BPF)。叶片通过频率是指叶片每秒钟通过某一固定点的次数,BPF计算公式为:

$$BPF = \frac{nZ}{60} \tag{2}$$

时间步长为:

$$t = \frac{1}{BPF \times N} = \frac{60}{nZ \times N} \tag{3}$$

式中:n—叶轮转速;Z—叶片数;N—通道步数。

当通道步数选取10,15和30步时,对应的时间步长分别为 7.6×10^{-5} 、 5.1×10^{-5} 和 2.5×10^{-5} s,采用瞬态计算扩压器中一个固定监测点的静压,物理时间步长无关性验证如图6所示。由图6可知,

当通道步数超过 15 步时,即时间步长小于 5.1×10^{-5} s 时,监测点的压力波动已基本收敛。由于时间步长的设置会对数值迭代产生影响,若时间步长设置过大,数值迭代步数少,对仿真结果会产生一定的误差,若时间步长设置过小,数值迭代步数多,会造成计算资源的浪费。因此,综合考虑计算精度和计算成本,本文选取时间步长 5.1×10^{-5} s 作为后续瞬态计算方案中的物理时间步长。

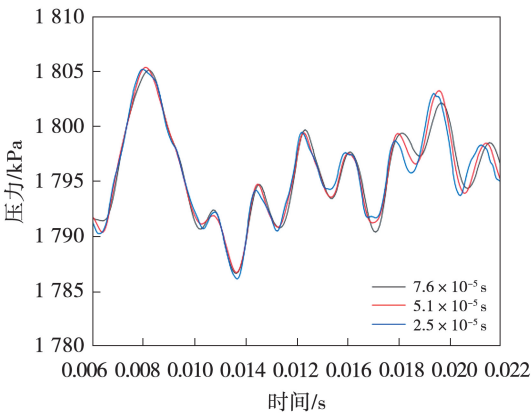


图 6 物理时间步长无关性验证

Fig. 6 Physical time step independence verification

2 结果与讨论

2.1 离心压气机稳态流动特性分析

图 7 为设计工况下 95% 叶高 B2B 截面的相对马赫数分布和静熵分布,其中 B2B 截面指叶片和叶片之间的通道等值面。

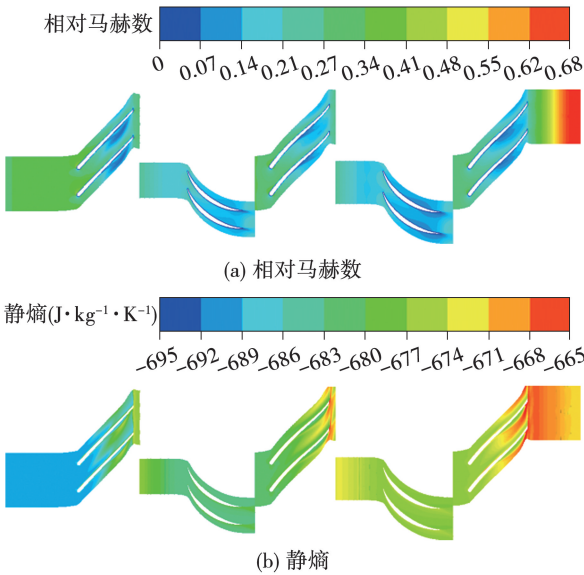


图 7 设计点 95% 叶高 B2B 截面参数分布

Fig. 7 Parameter distributions on B2B section at 95% blade height at design point

由图 7(a) 相对马赫数分布可知,每级叶轮中的低马赫数区分布在叶顶和通道中部,结合图 7(b) 静熵分布可知,低马赫数区域与高熵区一一对应。由图 7(b) 可知,高熵区由叶顶间隙泄漏流与主流相互作用加剧流动损失。

图 8 为设计工况下扩压器 S3 流面静熵及密流分布,其中,S3 流面是指与流向方向垂直的截面。

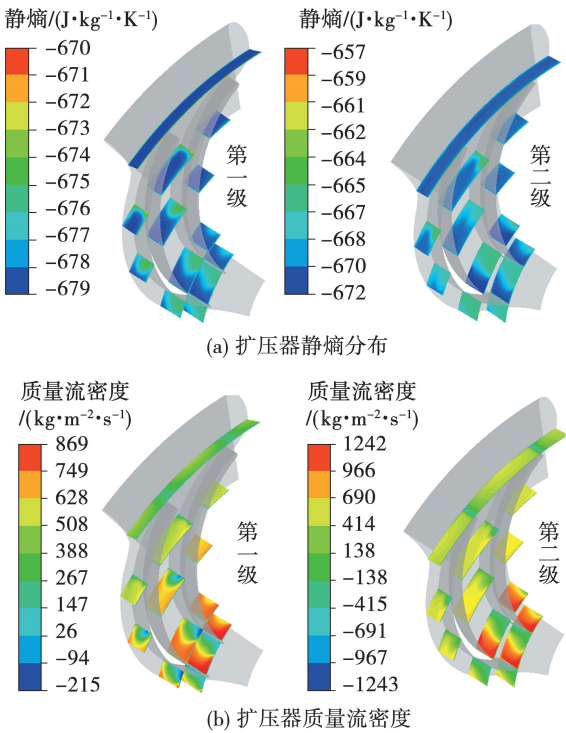


图 8 设计点扩压器 S3 流面参数分布

Fig. 8 Parameter distributions on S3 stream surface of diffuser at design point

由图 8(a) 静熵分布可知,每级扩压器的高熵区主要分布在扩压器吸力面前缘并向通流截面扩展。对照图 8(b) 质量流密度分布可知,高熵区对应低密流区,流动损失依然主要分布于扩压器叶片吸力面一侧,并且流动损失所占据的面积沿流向逐渐扩展。

2.2 扩压器内部流动失稳特性分析

随着压气机工作流量的逐渐降低,压比逐渐升高,当归一化流量低于 0.57 时到达该压气机的稳定工作边界。为了获得该型压气机内部流动失稳特征的发展过程,以最后一个稳定工作边界上获得的全三维流场为初始流场,采用非定常数值模拟方案,模拟了至少 16 个旋转周期内整个压气机内部流场中失稳特征的非定常发展过程。

图 9 给出了该三级离心压气机失稳过程中进出口流量随转子周期的演化规律。

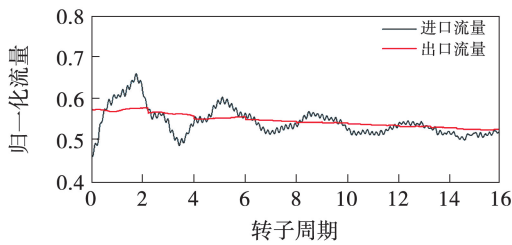


图 9 流量随转子周期的演化规律

Fig.9 Evolution law of flow rate with rotor cycle

由图 9 可知,从第 0 个转子周期开始节流,压气机出口流量不断下降,进口流量由刚开始波动剧烈到逐渐趋向于出口流量的小幅波动,说明此时扩压器内的失速区已发展成熟。

图 10 为第一级和第二级扩压器入口动态压力时域曲线。

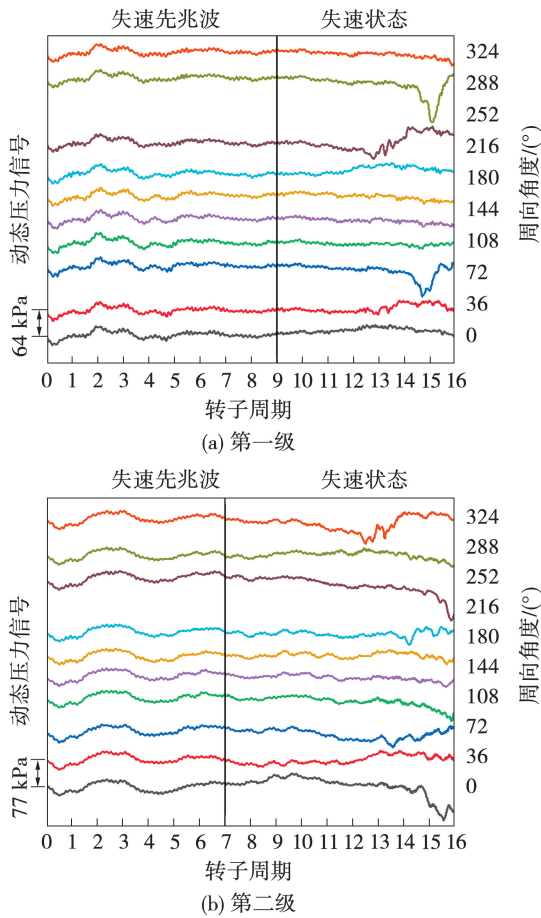


图 10 第一级和第二级扩压器入口动态压力时域曲线

Fig.10 Dynamic pressure time domain curves at the first and second stage diffuser inlets

由图 10(a)可知,在前 9 个转子周期内,出现了第一级扩压器沿周向传播的失速先兆。由图 10(b)可知,在前 7 个转子周期内,出现了第二级扩压器沿周向传播的失速先兆。

在第 12 个转子周期内,旋转失速发生并发展,观察到了强烈的压力脉动。第 12 个转子周期后,第一级径向扩压器周向 72°、288°发生明显的低压波动,第二级径向扩压器周向 0°(360°)、216°、324°发生低压波动。

图 11 为第一级和第二级扩压器静压及流线分布。

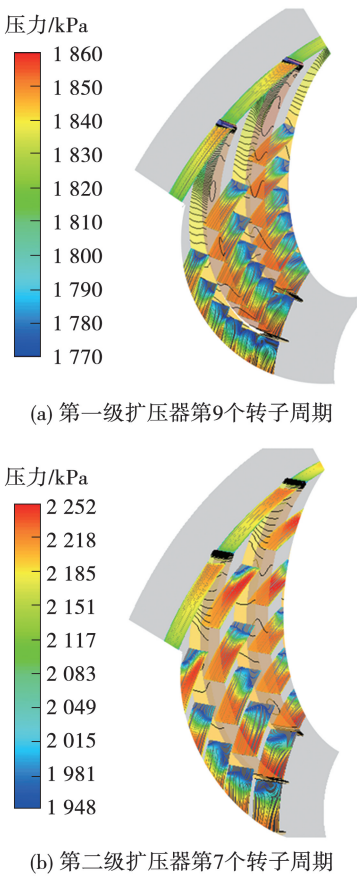


图 11 第一级和第二级扩压器静压及流线分布

Fig.11 Static pressure and streamline distributions of the first and second stage diffusers

通过观察图 11 所示每一级扩压器不同时刻的静压及流线分布发现。在叶片吸力面一侧产生严重的流动分离,在流动分离和叶片压力面与吸力面之间的压差作用下形成的涡流是扩压器流动损失的主要来源。在扩压器前缘由于其结构、位置以及流场的复杂性经常发生失稳流动特征,多种非定常效应

影响其入口的压力信号,进一步通过傅里叶变换(FFT)分析压力信号的幅频特性。

图 12 和图 13 分别为第一级扩压器 1~9 转子周期和 10~16 转子周期,第二级扩压器 1~7 转子周期和 8~16 转子周期压力信号的幅频特性, x 轴为无量纲频率,即当地频率与叶片通过频率之比, y 轴为周向角度, z 轴为振幅。每条曲线代表不同周向角度的频域曲线,以此考察失稳扰动的频率特性。

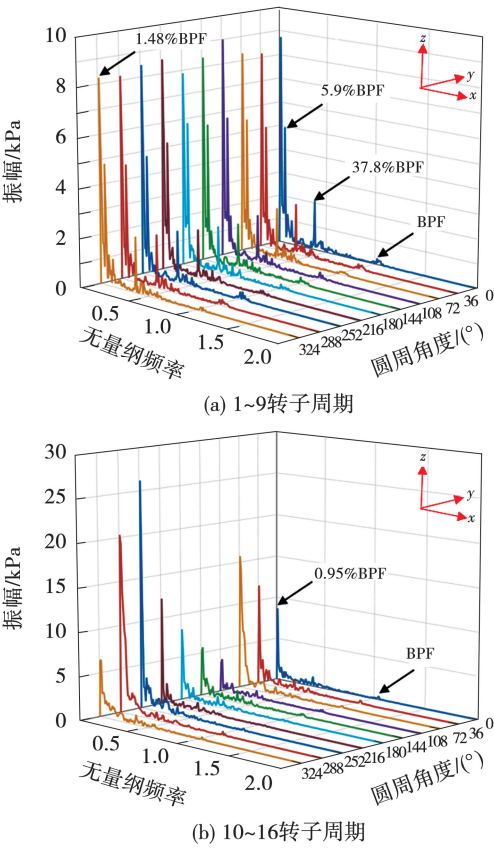


图 12 第一级扩压器前缘压力幅频特性

Fig. 12 Pressure amplitude-frequency characteristics of the leading edge of the first stage diffuser

由图 12 可知,第一级扩压器前缘的主频率不是叶片通过频率(BPF),而是低于 1 倍 BPF 的其他频率。在前 9 个转子周期内,10 个不同位置上的频谱分布十分均匀,每个采集点上的频谱特征共有 3 个峰值,叶片通过频率分别为 1.48%、5.9% 和 37.8%,表明在前 9 个旋转周期内,整个压气机内部流场分布是均匀的,未产生扰动特征。由图 12(b)可知,在 10~16 个转子周期内,随着失稳扰动的

产生,沿周向位置各个采样点的压力频谱不仅表现出显著的不均匀特征,且频谱分布也产生明显的变化。主频特征附近的频率幅值相比稳定工况下的幅值有显著增加,意味着此时压气机内部的流动特征出现了紊乱的流动特征,也就是产生了失稳特征。

图 13 给出了第二级扩压器前缘压力信号的幅频特性,整体分布与第一级扩压器中的分布较为类似,这里不再赘述。不同的是,第二级扩压器中的失稳特征是从第 7 个旋转周期开始发生的。

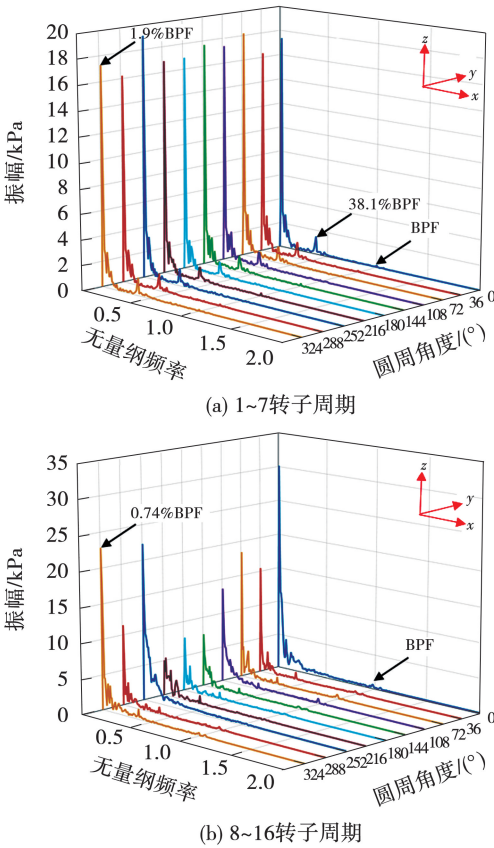


图 13 第二级扩压器前缘压力幅频特性

Fig. 13 Pressure amplitude-frequency characteristics of the leading edge of the second stage diffuser

2.3 涡识别

扩压器中的涡流是导致通道失速的根本原因,为了研究涡流的形成机理,采用 Q 准则进行涡识别,并对其进行着色。图 14、图 15 分别展示了归一化流量为 0.52 工况下在扩压器处于完全失速状态, $t=15$ 转子周期时第一级扩压器、第二级扩压器的涡量图,图中的数字代表通道数。

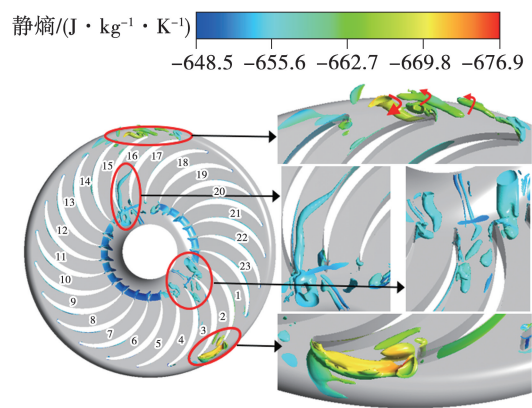


图 14 第一级扩压器涡结构及其局部放大图

Fig. 14 Vortex structure of the first stage diffuser and its local amplification diagram

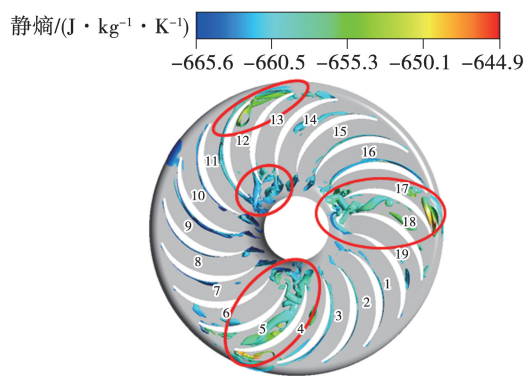


图 15 第二级扩压器涡结构

Fig. 15 Vortex structure of the second stage diffuser

由图 14 可知,在扩压器进口部分通道前缘处卷起旋转方向相反的龙卷涡,观察右图通道中涡结构的局部放大图,通道 17 前缘卷起的龙卷涡逆时针旋转沿叶片前缘周向移动并冲击叶片吸力面,在下一通道前又卷起顺时针旋转的龙卷涡,形成链式结构,向相邻扩压器前缘发展。顺时针旋转涡结构在扩压器入口处引起流动堵塞导致扩压器失速。在扩压器部分叶片吸力面一侧产生严重回流,并与主流掺混在通道 2,3,4,16 中卷起涡结构产生低速流动区,形成通道堵塞,最终在扩压器叶片尾缘发展形成尾缘涡。

由图 15 可知,第二级扩压器部分叶片前缘出现流动分离产生回流,回流与主流相互作用,在部分通道叶片前缘卷起龙卷涡。

2.4 扩压器旋转失速传播机理

图 16、图 17 分别为第一级、第二级扩压器 95%

叶高的瞬时马赫数波动云图,通过大面积低马赫数区域来识别失速区域,同时结合前述压力信号分析失速的发展过程。

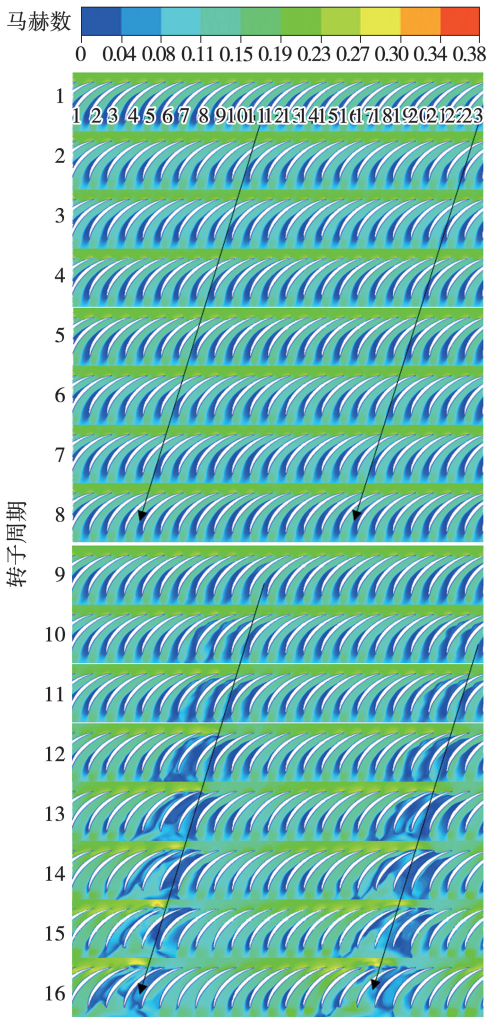


图 16 第一级径向扩压器 95 % 叶高瞬时马赫数

Fig. 16 Instantaneous Mach number of the first stage radial diffuser at 95 % blade height

由图 16 可知,在第 1 ~ 2 个转子周期时,扩压器每个通道内流场分布均匀,在叶片尾缘靠近吸力面一侧低马赫数区域分布均匀。此时流动分离并不严重,回流仅分布在每个通道的低马赫数区域内,扩压器通道内还未发现明显的流动堵塞现象。在第 3 ~ 8 个转子周期时,第一级扩压器叶片尾缘靠近吸力面一侧低马赫数区域分布不再均匀,不同通道内的低马赫数区域出现差异性,与图 10 中压力周期性脉动相对应,相较于第二级,周向不均匀性相对较小。至第 9 个转子周期时,扩压器周向均匀性下降,部分扩压器通道吸力面一侧的低马赫数范围增大,通道中

的流动状态已发生改变并且回流面积增加,堵塞情况加重,但流动分离形成的分离涡并未发展至相邻扩压器叶片前缘。在第 10~12 转子周期的过程中,部分通道出现明显的恶化现象,失速扰动的周向传播加剧,通道完全堵塞,回流从叶片前缘溢出。在第 13~16 转子周期的过程中,扩压器内观察到若干个发展成熟的失速通道,低速区已经在扩压器叶片通道中沿周向形成了稳定的传播路径,失速通道随着叶片旋转方向传播,每旋转一圈失速区传播一个通道,第一级扩压器共 23 个通道,因此,传播速度为 4.348% 叶轮旋转转速,并且扩压器内其他流道内的流动得到了明显的改善。完全失速后第一级扩压器存在 2 个失速团,每个失速团占据 2~3 个叶片通道。

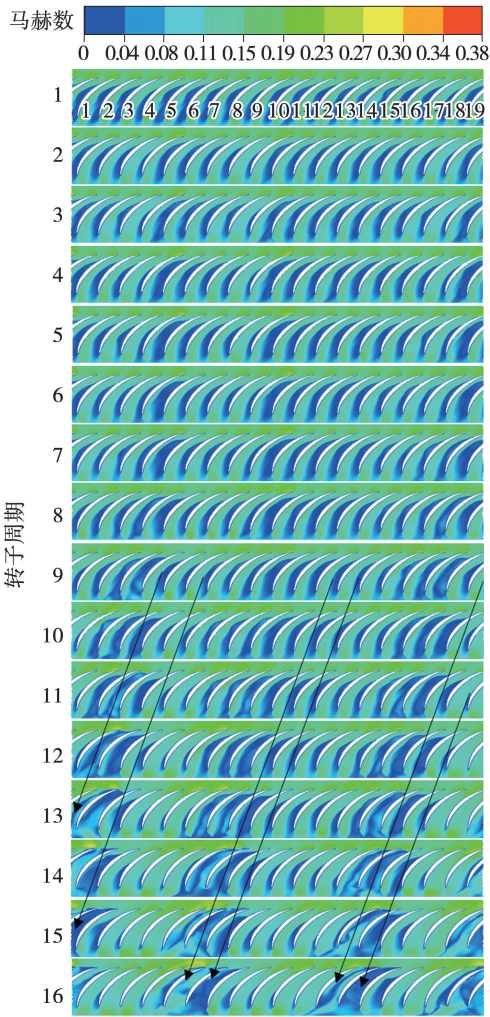


图 17 第二级径向扩压器 95% 叶高瞬时马赫数

Fig. 17 Instantaneous Mach number of the second stage radial diffuser at 95 % blade height

由图 17 可知,与第一级扩压器相比,第二级扩压器通道内流场分布不均匀相对较大,部分通道的低马赫数区域范围很小,回流仅分布在扩压器叶片吸力面一侧,但部分通道回流面积占据半个通道,并发生涡流现象,堵塞情况严重。在第 12 转子周期时,部分通道已完全堵塞,失速通道发展成熟,并且失速通道沿着周向传播,传播方向与叶片旋转方向相同,同第一级相同,每旋转一圈失速区传播一个通道,第二级扩压器 19 个通道,因此,传播速度为 5.26% 叶轮旋转转速。与第一级扩压器不同的是,完全失速后第二级扩压器存在 3 个失速团,每个失速团占据 2~3 个叶片通道。

3 结 论

本文对氮气离心压气机扩压器通道内部的不稳定扰动特性进行了数值分析。在连续节流过程中,通过监测扩压器叶片前缘的压力信号,进而分析扩压器失速发展的动态过程,并结合流场分析得到了以下结论:

(1)离心压气机发生失速的过程中,工作特性变化尺度小,压比及效率均没有明显的降低。第二级扩压器中失稳特征的出现早于第一级扩压器,当失稳特征出现后,迅速对相邻通道的流场产生影响,并在短短数个旋转周期内发展为显著的失稳特征,影响到整个压气机所有通道内的流场分布。

(2)全周瞬态计算结果表明,扩压器叶片吸力面一侧产生严重的流动分离。在流动分离和压差作用下,在扩压器前缘卷起旋转方向相反的龙卷涡,该涡沿叶片前缘周向移动冲击叶片吸力面并堵塞扩压器通道触发扩压器失速,导致流动失稳。

(3)在 100% 设计转速下,通过分析流场中 95% 叶高下的相对马赫数,证明扩压器通道内发生失速,完全失速后第二级扩压器失速团的数量多于第一级。每级扩压器通道内的失速区沿周向的传播方向均与叶片旋转方向相同,传播速度分别为 4.348% 和 5.26% 叶轮旋转转速。

参考文献:

[1] BILIOTTI D, BIANCHINI A, VANNINI G, et al. Analysis of the rotor-dynamic response of a centrifugal compressor subject to aerodynamic loads due to rotating stall[J]. Journal of Turbomachinery,

2015,137(2):021002.

[2] LIU A X,ZHENG X Q. Methods of surge point judgment for compressor experiments[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2013,51:204–213.

[3] HE X,ZHENG X. Flow instability evolution in high pressure ratio centrifugal compressor with vaned diffuser[J]. Experimental Thermal and Fluid Science,2018,98:719–730.

[4] WANG W, PEI J, YUAN S, et al. Experimental investigation on clocking effect of vaned diffuser on performance characteristics and pressure pulsations in a centrifugal pump[J]. Experimental Thermal and Fluid Science,2018,90:286–298.

[5] ZHAO J,WANG Z,ZHAO Y, et al. Investigation of transient flow characteristics inside a centrifugal compressor for design and off-design conditions[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2018, 232(4): 364–385.

[6] HAN G,YANG C, WU S, et al. The investigation of mechanisms on pipe diffuser leading edge vortex generation and development in centrifugal compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 219:119606.

[7] EVERITT J N, SPAKOVSKY Z S. An investigation of stall inception in centrifugal compressor vaned diffuser[J]. Journal of Turbomachinery,2013,135(1):011025.

[8] BOUSQUET Y,BINDER N, DUFOUR G, et al. Numerical investigation of Kelvin-Helmholtz instability in a centrifugal compressor operating near stall [J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138(7):071007.

[9] BOUSQUET Y,BINDER N, DUFOUR G, et al. Numerical simulation of stall inception mechanisms in a centrifugal compressor with vaned diffuser [J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138(12):4033704.

[10] GRONDIN J,TREBINJAC I,ROCHUON N. Rotating instabilities versus rotating stall in a high-speed centrifugal compressor[C]// Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Oslo, Norway: ASME, June 11–15, 2018, 51005: V02BT44A025.

[11] SUN Z,ZHENG X,KAWAKUBO T. Experimental investigation of instability inducement and mechanism of centrifugal compressors with vaned diffuser [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 133:464–471.

[12] SUZUKI Y,FUJISAWA N,OHTA Y. Unsteady pre-stall behavior in a centrifugal compressor with vaned diffuser[J]. Journal of Turbomachinery,2024,146(4):041006.

[13] ZHANG L,KANG J, LANG J, et al. Stall evolution mechanism of a centrifugal compressor with a wide-long vaneless diffuser[J]. Journal of Thermal Science,2024,33(3):899–913.

[14] SHI L,MA H, YU X, et al. Spatial-temporal evolution characteristics of pre-stage-stall in a centrifugal compressor with a vaneless diffuser and a volute[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2024, 238(3):427–442.

[15] ZHANG Y, LI S, YU H, et al. Experimental and full-annulus simulation analysis of the rotating stall in a centrifugal compressor stage with a vaned diffuser[J]. Flow, Turbulence and Combustion,2025,114(1):199–219.

[16] DE ALMEIDA V B C, TUZUNER E, ECK M, et al. Numerical characterization of prestall disturbances in a compressor stage [J]. Journal of Turbomachinery,2024,146(8):081009.

(姜雪梅 编辑)