

高速离心压缩机旋转失速的三维数值模拟^{*}

郭 强¹, 竺晓程¹, 杜朝辉¹, 陈 华², 赵 岩²

(1. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200030 2. 美国 Honeywell公司)

摘 要: 使用商业计算流体力学软件 CFX 求解三维雷诺平均的 Navier-Stokes 方程组, 结合出口气腔模型对某带无叶扩压器的离心压缩机的旋转失速现象进行数值模拟。首先使用定常计算得到了该离心压缩机的稳态性能曲线, 并和实验测量值进行了比较。然后引入出口气腔模型, 模拟离心压缩机内的旋转失速流动。在小流量下, 从沿流线方向速度等值线图和径向速度等值线图中观察得到了离心压缩机内部流场的非定常流动现象。还研究了气腔模型不同参数对失速流动的影响, 结果表明气腔体积越大, 计算得到的失速频率越低。

关键词: 压气机; 旋转失速; 气腔模型⁺

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2007) 04-0373-05

Three-dimensional numerical simulation for rotating stall inside high-speed centrifugal compressor

GUO Qiang¹, ZHU Xiao-cheng¹, DU Zhao-hui¹, CHEN Hua², ZHAO Yan²

(1. School of Mechanical Engineering Shanghai Jiaotong Univ., Shanghai 200030 China

2. Honeywell Corporation, USA)

Abstract Numerical simulation results of rotating stall flow phenomenon inside a centrifugal compressor with vaneless diffuser by solving three-dimensional Reynolds averaged compressible N-S equations using commercial CFD software CFX adopting RNG $k-\epsilon$ turbulence model are presented. Firstly, the steady performance curve is obtained using steady calculations and compared with experimental results. Secondly, a plenum chamber model is added at the vaneless diffuser outlet to simulate the rotating stall flow phenomenon inside the centrifugal compressor. This paper presents the centrifugal compressor internal flow fields at different times during the stall cycle at the least mass flow rate and the stall flow phenomenon has been observed. The Plenum chamber influence on the rotating stall is also investigated. The simulation indicates that the greater the plenum chamber volume, the lower the stall frequency.

Key words Compressor; Rotating stall; Plenum chamber model[†]

1 引 言

目前限制压气机设计性能进一步提高的一个重要因素是压气机中常常出现的旋转失速现象。由于旋转失速往往给压气机叶片造成破坏性的后果, 人们不得不在设计阶段就要考虑一定的失速(喘振)裕度, 因此它们的存在是阻碍叶轮机效率提高和运行稳定的重要根源^[1]。从实施对旋转失速的控制看, 已认识到无论方法是被动、主动还是主动/被动混合

控制^[2], 都要以流动的非定常机制为依据。而发展对压气机非定常特性的预估方法, 建立叶轮机非定常设计体系, 也需要对压气机旋转失速的产生与发展过程中叶片通道内部的流体力学机制进行全面深入的研究。但是实验研究手段有局限性, 如二维, 限于非定常压力谱等, 而随着计算机技术和 CFD 技术的发展, 通过数值模拟研究可望突破这些约束。国外学者在这方面作了不少有益的探索, 旋转失速数值模拟主要可以分为两类方法。一类是压缩机系统模型, 以

* 收稿日期: 2006-11-02 修订日期: 2007-03-02

作者简介: 郭 强 (1978—), 男, 博士生, 研究领域为叶轮机内部复杂流动研究。

Email: guoqiang0808@sjtu.edu.cn

体积力或激盘模型等模拟叶片对气流的作用 (Greitzer 和 Moore 等)^[3,4]; 另一类是流场计算, 直接求解 N-S 方程或 Euler 方程。Outa 通过在级出口设置一个简单的节流阀, 对不同负荷下失速团的结构和特征进行了分析^[5], 而 He 研究了进口总压畸变和动静叶干扰对失速特征的影响^[6]。Masaki 对跨音压气机转子近失速时做了单通道非定常计算^[7]; He 和 Ismael 对跨音速风扇进行多通道非定常计算^[8]; Niazi 则在三维计算中考虑了进口畸变的影响^[9]。Saxer-Felici 等研究了低压音速轴流压气机完全发展的失速团的结构^[10]。

本文采取的方法是流场计算, 这种方法的优点是能够获取详细的流场气动参数, 对流动结构进行深入分析。在高速服务器的硬件平台上, 使用 CFX 计算软件, 对某带无叶扩压器的离心压缩机的失速现象进行了三维数值模拟。重点是出口边界引入气腔模型和内部流场分析。

2 计算方法

2.1 控制方程和紊流模型

本文采用商业流体计算软件 CFX 求解三维可压缩雷诺平均守恒型 Navier-Stokes 方程。湍流模型选取 RNG $k-\epsilon$ 两方程模型, 壁面附近采用 scalable 壁面函数处理。

2.2 计算网格

图 1 是计算区域网格划分图。由于失速发生时, 流量在周向进行了重新分配, 导致单流道计算时的周期性边界条件不再合理, 故本文在计算中采用全流道网格。采用 CFX 的 Turbogrid 前置处理软件, 生成结构化网格。通过选用已有的网格拓扑模块实现网格拓扑的自动管理, 网格的优化, 网格块的附着和关联等功能, 提高网格生成的质量和效率。叶片附近加密

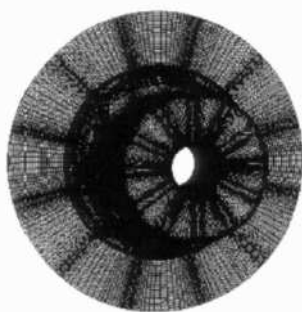


Fig. 1 Simulation mesh



Fig. 2 Monitoring point position

用 O 型网格, 平均 y^+ 为 20。叶片通道和进出口延伸区采用 H 型网格。而在叶顶间隙中采用独立的 H 型网格, 嵌入周围的 O 型网格中, 间隙径向方向布置了 8 个网格点。生成的网格最小角度为 15.59° , 网格结点总数超过 160 万。计算区域设置 3 个监控点, 位于无叶扩压器的中部, 周向间隔分别为 30° 和 90° , 如图 2 所示。

2.3 计算方法及边界条件

采用商业软件 CFX 求解控制方程, 进行旋转失速的数值模拟。该软件采用基于附加修正技术的多重网格代数求解器, 求解策略保证方程充分耦合 (动量方程和连续方程同步求解), 从而使求解器具有较强的功能和效率。在离散控制微分方程时, CFX 使用的是一种有限体积法, 但基于有限元方法的几何描述使其保持了有限元法的几何剖分的灵活性以及有限体积法十分重要的守恒性, 空间离散格式是一阶迎风显示格式。计算过程分为定常计算和非定常计算两个阶段, 定常计算收敛的结果作为非定常计算的初始流场。在计算中, 叶轮流道出口和无叶扩压器进口处始终采用了 $T/\mathcal{S}$ 交接面。

边界条件具体设置为: 动叶进口采用均匀入流条件, 给定总压, 总温和气流方向角 (轴向进气); 无叶扩压器出口给定静压; 绝热固体壁面给定无滑移条件, 机匣设定为绝对静止壁面条件; 物理时间步长设定为 1.13×10^{-5} s。本文计算的动叶转速为 44.198 kr/min。

在本文的非定常计算中, 一个基本的假定是流体流出无叶扩压器后进入一个气腔, 而且认为气腔和压缩机的相互耦合对压缩机不稳定流动的发展是非常关键的^[11-13], 气腔对压缩机旋转失速频率和压缩机内部流场有着重要的影响。但是由于计算资源的有限, 不能直接将气腔建模, 划分网格。所以, 在非定常

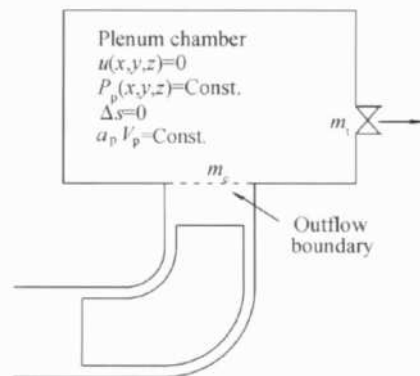


Fig. 3 Plenum chamber model

计算中,改变定常计算中纯粹的压力出口的边界条件,而将气腔的效应考虑进去,如图 3 所示。气腔的基本假设如下:忽略气腔中的流体速度和加速度;气腔内压力分布均匀;等熵;气腔容积一定,气腔内音速一定。

根据气腔容积内质量守恒,可得公式

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_p V_p) = m_c - m_t \quad (1)$$

ρ_p 是气腔容积内均匀的密度, m_c 为扩压器与气腔交接面上的流量,在每个时间步中通过积分交接面上每个微元体的流量得到; m_t 为气腔出口处的截止流量,为设定值。因气腔容积不随时间而变化,式 (1) 改为

$$V_p \frac{\partial \rho_p}{\partial p_p} \frac{\partial p_p}{\partial t} = m_c - m_t \quad (2)$$

考虑到气腔容积内的等熵声速公式

$$a_p^2 = \frac{\partial p_p}{\partial \rho_p} \quad (3)$$

将式 (3) 替代到式 (2) 中,可得下式

$$\frac{\partial p_p}{\partial t} = \frac{a_p^2}{V_p} (m_c - m_t) \quad (4)$$

式 (4) 中的 p_p 是气腔容积内的压力,式 (4) 的一阶时间离散格式为

$$p_p^{n+1} = p_p^n + C(m_c - m_t) \quad (5)$$

此处的 C 为常数,替换了 $a_p^2 \Delta t / V_p$ 。在本文的研究中, $C = 4 \times 10^3 \sim 2 \times 10^4$ 。在每一次时间步的迭代中,根据上一时间步得到的 p_p^n 和 m_c ,更新出口被背压,作为新的出口边界条件。

3 计算结果与分析

3.1 性能曲线

图 4 对比了数值计算与实验得到的各个流量下的总压比值。由图可以看到计算得到的总压比值全部高于实验测量值,这是因为计算得到的是无叶扩压器出口的总压与进口总压的比值,而实验测量得到的

是离心压缩机蜗壳出口总压与进口总压的比值。考虑到蜗壳内的流动损失(对本文研究的离心压缩机,蜗壳内的总压损失大致为 10.1~22.3 kPa),可以认为计算与实验的压比-流量曲线符合得比较好。首先进行的是定常计算,当流量小于 1.5 kg/s 时,定常计算不收敛,转入非定常计算。在性能曲线图上,非定常计算部分给出了压力和流量的波动范围,随着质量流量的持续减小,波动范围先是增大,然后减小。

3.2 监控点压力波动及频谱分析

图 5 给出了出口质量流量为 1.1 kg/s $C = 2 \times 10^4$ 时,无叶扩压器出口监控点的静压波动及其频谱分析。在计算中,叶轮转速为 44.198 kr/min,叶片数为 6,故叶片通过频率的基频值(BPF1)为 4419.8 Hz。对获得的压力波动信号,采样 matlab 软件包,进行 DFT 变换,获得它的频域信息,研究无叶扩压器内的不稳定流动。在该工况下中,计算得到的失速频率为 315.63 Hz。

3.3 最小流量失速周期内叶轮内部流场

图 6 给出了无叶扩压器出口的质量流量的波动曲线。失速周期内的 3 个不同时刻在曲线上标出。3 个不同时刻下的压缩机内部流场将分别给出,以研究旋转失速流动的发展变化。

图 7 给出了失速周期内 3 个不同时刻的离心压缩机叶轮内部流线方向速度等值线图。截面位置位于 90% 叶高,等值线图被变换投影到等高面上。在失速周期中质量流量最大的时刻 1,叶轮的进气边流动已经呈现明显非周期性变化,流量在周向进行了重新分配,其中相邻的三个流道流量明显增大。但是流道内流动还非常通畅,叶片的边界层还紧贴壁面。随着失速过程的发展,质量流量不断减小,继而轴向速度不断减小。但是由于叶轮旋转速度保持不变,所以周向速度保持不变,结果流动攻角不断增大,使得流

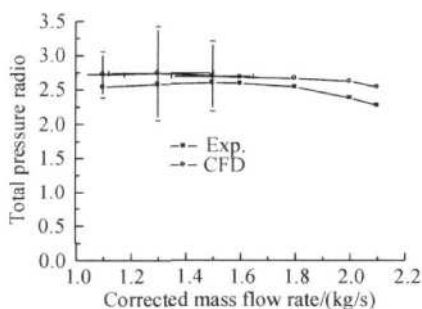


Fig. 4 Performance curve

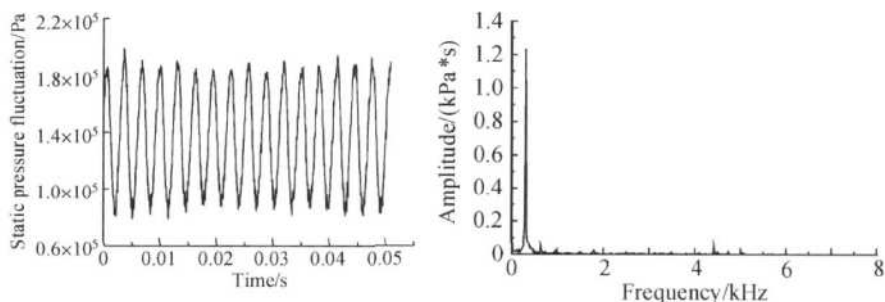


Fig. 5 Outlet static pressure fluctuation and frequency analysis

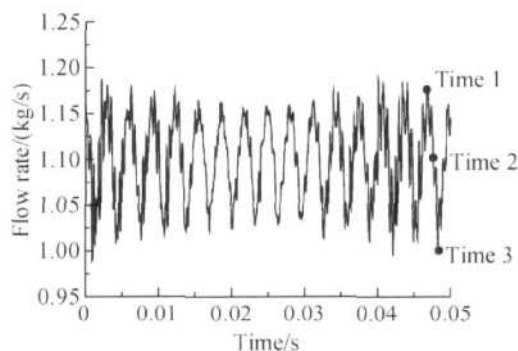


Fig 6 Outlet mass fluctuation

动更加容易分离。在时刻 2 6个叶片流道进气边均出现出了明显的逆流区, 流动发生阻塞。到时刻 3 流量震荡达到了最小值, 流动攻角变得很大, 失速进一步发展, 逆流区在周向重新分配。其中 3个流道逆流变得更大, 逆压梯度更强, 而同时其余三个流道逆流区减小, 流动相对趋于好转。流道内强大的逆流区将会导致耦合气腔内的压力下降, 进而使得整个离心压缩机流动逐渐恢复, 叶片的边界层将重新附着, 失

速流动进入下一个循环周期。

无叶扩压器是离心压缩机的重要组成部分, 其内的流动情况对离心压缩机的效率和运行范围有重要的影响。图 8给出了失速周期内三个不同时刻的靠近无叶扩压器前盖板截面径向速度等值线图, 截面位置距离前盖板 2% 扩压器宽度。在失速周期内, 叶轮流道内的流动分离明显地影响了无叶空间及无叶扩压器内的流动。随着质量流量的减小, 无叶扩压器内出现了明显的低速区。当质量流量最小时, 在无叶扩压器前盖板进口处出现了明显的径向逆流区。无叶扩压器前盖板的流动分离可归因于叶顶泄漏流动所致。随着质量流量得减小, 叶顶泄漏流动逐渐增强, 导致动叶出口流动偏斜, 改变了当地流动角。而扩压器并不为这样的流动角设计, 因此扩压器前盖板出现了局部的流动分离。但是在整个失速周期内, 无叶扩压器后盖板附近没有出现径向逆流, 是因为前盖板流动分离引起的流动阻塞抑制了后盖板的流动分离。

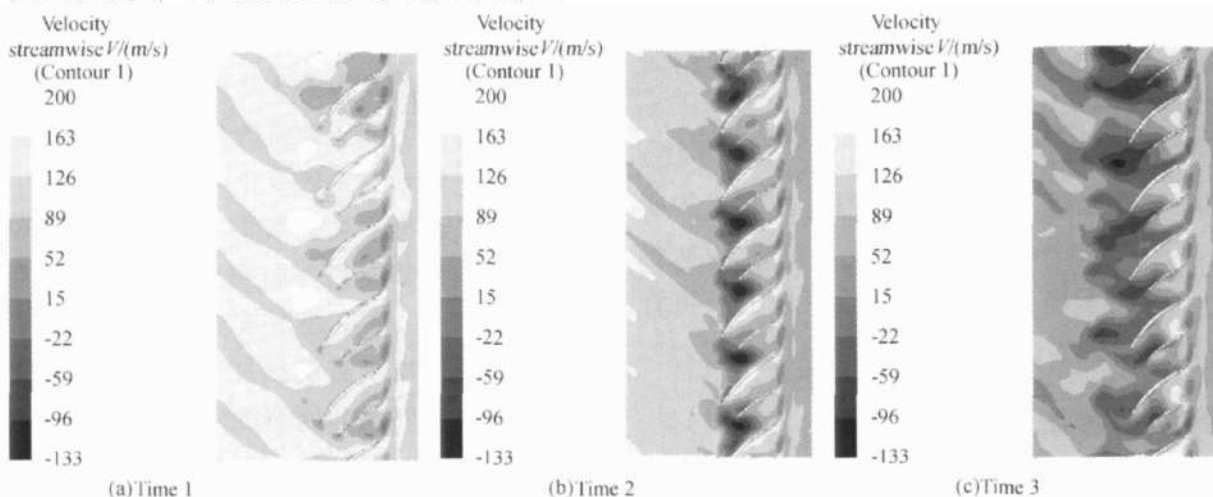


Fig. 7 Streamwise velocity contour plots at different time during the stall period

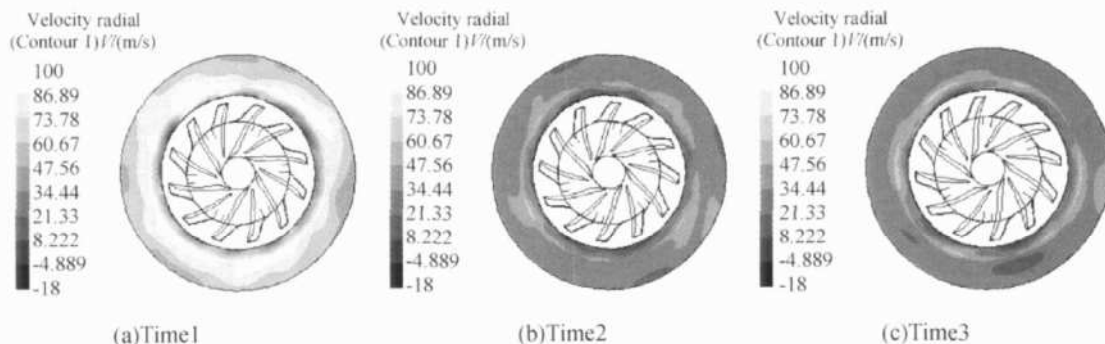


Fig. 8 Radial velocity contour plots at different time during the stall period

3.4 不同流量不同气腔参数对旋转失速频率的影响

在应用气腔模型时, C 值是一个重要的参数, 对压缩机旋转失速现象有着重要的影响。总结不同流量下不同 C 值情况下的数值模拟的结果, 如表 1 所示。根据气腔模型的假设和计算公式 $C = a_p^2 \Delta t / V_p$, C 值越小, 气腔容积就越大。对比表 1 的处理结果, 可以发现, 气腔容积越大, 计算得到的不稳定频率就越小。在本文中, 计算得到的不稳定频率大约为 5.7% ~ 7% 叶片扫描频率。

Table 1 Influence of different C value on stall frequency

Outlet mass flow rate/(kg/s)	C Value	Stall frequency /Hz
1.1	4×10^3	253.94
1.1	2×10^4	315.63
1.5	4×10^3	258.22
1.5	2×10^4	296.53

4 结 论

本文采用商业 CFD 软件 CFX 模拟了某带无叶扩压器的离心压缩机旋转失速流动, 并在数值模拟中附加了气腔模型。通过对计算结果的分析, 得出以下结论:

(1) 在失速周期内, 随着质量流量的减小, 动叶进口攻角逐渐增大, 导致流动在叶轮流道内产生流动分离, 并形成了分离涡。数值计算准确模拟了离心压缩机失速过程的发展变化。

(2) 在失速周期内, 叶轮流道内的流动分离明显地影响了无叶空间及无叶扩压器内的流动。随着质量流量的减小, 无叶扩压器内出现了明显的低速区, 并在靠近无叶扩压器前盖板进口处出现了逆流区。

(3) 气腔和压缩机的相互耦合对压缩机不稳定流动的发展是非常关键的, 气腔容积越大, 计算得到的不稳定频率就越小。

致 谢: 本课题由美国 Honeywell 公司资助。

参考文献:

[1] 蒋康涛, 徐 刚, 黄伟光, 等. 低速轴流压气机旋转失

速的二维数值模拟 [J]. 工程热物理学报, 2004 24 (6): 935~ 938

[2] Nie Xu G, Cheng X, et al. Micro air injection and its unsteady response in a low-speed axial compressor [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2002, 124(4): 572~ 579

[3] Moore F K, Greitzer E M. A theory of post-stall transients in axial compressor part 1 development of the equation [J]. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 1986, 108(1).

[4] Greitzer E M, Moore F K. A theory of post-stall transients in axial compressor part 2 Application [J]. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 1986, 108(2).

[5] Outa E, Kato D, Chiba K. An N-S simulation of stall cell behavior in a 2D compressor rotor-stator system at various loads [R]. *ASME 94-GT-257*.

[6] He L. Computational study of rotating stall inception in axial compressor [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 1997, 13(1): 31~ 38

[7] Masaki D, Kaji S. Numerical analysis of transonic compressor rotor flow near stall points [R]. *ASME 97-GT-68*

[8] He L, Ismael J O. Computation of bladerow stall Inception in transonic flows [R]. *ISABE 97-7100*

[9] Niazi S, Stein A, Sankar L N. Numerical studies of stall and surge alleviation in a high-speed transonic fan rotor [R]. *AAA 2000-0225*

[10] Saxer Felici H M, Saxer A P, Inderbitzin A, et al. Prediction and measurement of rotating stall in an axial compressor [R]. *ASME 98-GT-67*.

[11] Alexander Stein. Computational analysis of stall and separation control in centrifugal compressor [D]. *Georgia Institute of Technology, USA*, 2000

[12] Alex Stein, Saeid Niazi, Sankar L N. Numerical analysis of stall and surge in a high-speed centrifugal compressor [R]. *AAA 2000-0226*

[13] Saeid Niazi. Numerical simulation of rotating stall and surge alleviation in axial compressors [D]. *Georgia Institute of Technology, USA*, 2000

(编辑: 郭振伶)