

文章编号: 1000-8055(2007)07-1167-06

带气腔的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, China;

2 美国 Honeywell 公司)

摘 要: 使用商业 CFD 计算软件 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, 从矢量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: 航空、航天推进系统; 离心压缩机; 无叶扩压器; 非定常数值模拟; 气腔模型

中图分类号: TK83

文献标识码: A

Three-dimensional numerical simulation of rotating stall inside a centrifugal compressor with plenum model

GUO Qiang¹, ZHU Xiaocheng¹, DU Zhaohui¹,
CHEN Hua², ZHAO Yan²

(1. School of Mechanical and Power Engineering,
Shanghai Jiaotong University, 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 commerce computational fluid dynamics (CFD) software CFX adopting RNG $k-\epsilon$ turbulence model are presented in this paper. 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. The paper gives the centrifugal compressor internal flow fields at different times during the stall cycle at the least mass flow rate and observes the stall flow phenomenon. The plenum chamber influence on the rotating stall is also investigated. The simulation indicates the more the plenum chamber volume, the lower the stall frequency.

Key words: aerospace propulsion system; centrifugal compressor; vaneless diffuser; unsteady numerical simulation; plenum chamber model

收稿日期: 2006-06-07; 修订日期: 2006-10-19

基金项目: 美国 Honeywell 公司资助

作者简介: 郭强(1978), 男, 河南焦作人, 博士生, 现主要从事叶轮机械内部复杂流动的研究.

近代叶轮机械非定常流动研究主要沿着 2 个方向展开,分别对应两类不同的流动现象.一类为固有的非定常问题,如势流干涉,尾迹切割等;另一类为条件非定常问题,亦称为流动失稳现象,如压缩机旋转失速、喘振等,是一种由系统或局部扰动诱发的不稳定流动.流动失稳限制机器的稳定工作范围,影响运行的可靠性,在机器的设计与调试中是实现各级匹配的主要障碍,并在过渡态或非设计工况运行中导致灾难性的事故.人们不得不在设计阶段就要考虑一定的失速(喘振)裕度,因此他们的存在是阻碍叶轮机械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,建立叶轮机械非定常设计体系,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,以体积力或激盘模型等模拟叶片对气流的作用(Greitzer 和 Moore 等);另一类是流场计算,直接求解 N-S 方程或 Euler 方程.进行二维 N-S 计算的有 Outa 等^[3]和 He^[4],二维 Euler 计算的有 Saxer-Felici 等^[5].

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.

1 计算方法

1.1 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,壁面附近采用增强的壁面处理.

1.2 计算网格

图 1 是计算区域网格划分图,由于计算网格数目较多,本文进行的是单个流道的计算,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.叶片附近加密用 O 型网格,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.生成的网格最小角度为 15.59° ,网格结点总数为超过 24 万.计算区域设置两个监控点,一个位于无叶扩压器的出口,另外一个位于无叶扩压器的中部,如图 2 所示.

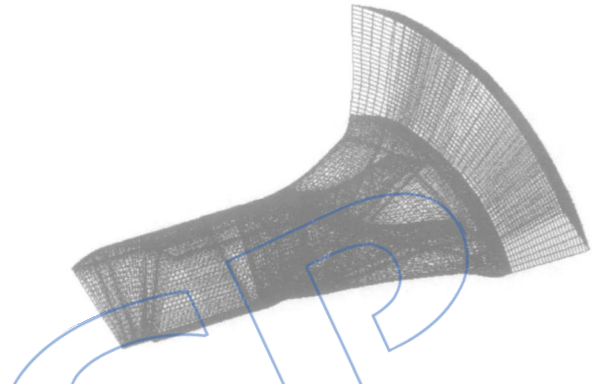


图 1 计算网格

Fig. 1 Simulation mesh

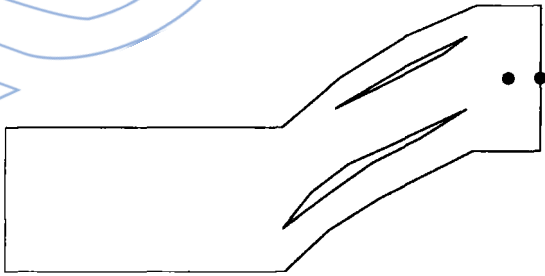


图 2 监控点的位置

Fig. 2 Monitoring point position

1.3 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得初始流场.在计算中,叶轮流道出口和无叶扩压器进口处始终采用

了固定转子法(Frozeir rotor) .

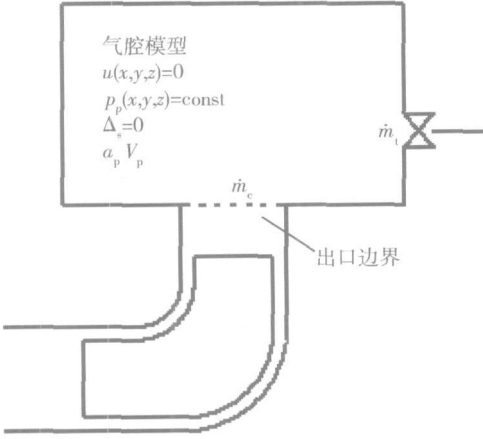


图 3 气腔模型
Fig.3 Plenum chamber model

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 r/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, 并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^[6], 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, 在非定常计算中, 改变定常计算中纯粹的压力出口的边界条件, 引入气腔模型, 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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_p V_p) = \dot{m}_e - \dot{m}_i \tag{1}$$

式中 ρ_p 是气腔容积内均匀的密度; $\dot{m}_e$ 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; $\dot{m}_i$ 为气腔出口处的截止流量. 又因为气腔容积不随时间而变化, 所以公式(1)改写为

$$V_p \frac{\partial \rho_p}{\partial P_p} \frac{\partial P_p}{\partial t} = \dot{m}_e - \dot{m}_i \tag{2}$$

考虑到气腔容积内的等熵声速公式

$$a_p^2 = \frac{\partial P_p}{\partial \rho_p} \tag{3}$$

将公式(3)替代到公式(2)中, 可得下式

$$\frac{\partial P_p}{\partial t} = \frac{a_p^2}{V_p}(\dot{m}_e - \dot{m}_i) \tag{4}$$

式中 P_p 是气腔容积内的压力.

公式(4)的一阶时间离散格式为

$$P_p^{n+1} = P_p^n + C(\dot{m}_e - \dot{m}_i) \tag{5}$$

式中 C 为常数, 替换了 $a_p^2 \Delta t / V_p$, 在本文的研究中, 基于气腔容积和气腔内的等熵声速, C 在 20 000~ 80 000 之间选取. 在每一次时间步的迭代中, 根据上一时间步得到的 P_p^n , $\dot{m}_e$ 和 $\dot{m}_i$, 更新出口背压, 作为新的出口边界条件.

2 计算结果及分析

2.1 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, 这是因为计算的得到的无叶扩压器出口的压力与进口总压的比值, 而实验测量得到的是离心压缩机蜗壳出口压力与进口总压的比值. 考虑到蜗壳内的流动损失(其量级与试验测量值与数值计算值之差相当), 可以认为计算与实验的压比-流量曲线符合的比较. 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, 定量的反映了气腔容积对压缩机性能的影响. 随着质量流量的持续减小, 波动范围先是增大, 然后减小.

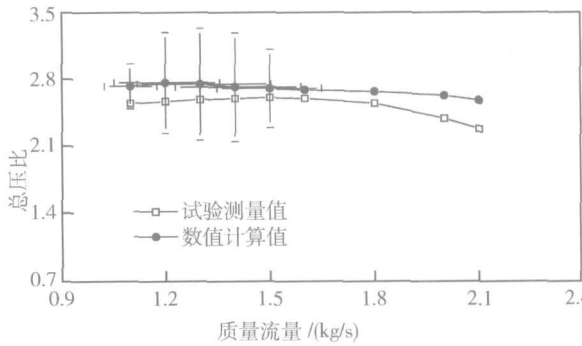


图 4 性能曲线
Fig.4 Performance curve

2.2 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 值为 20 000 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 r/min, 叶片数为 6, 故叶片通过频率的基频值(BPF1)为 4 419.8 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. 因为在动静交接面采用的是固定转子法, 所以在频谱分析中不会出现叶片扫描频率, 而傅立叶变换出的频率峰值就应该是失速频率. 在该工况下, 计算的得到的失速频率为 233 Hz.

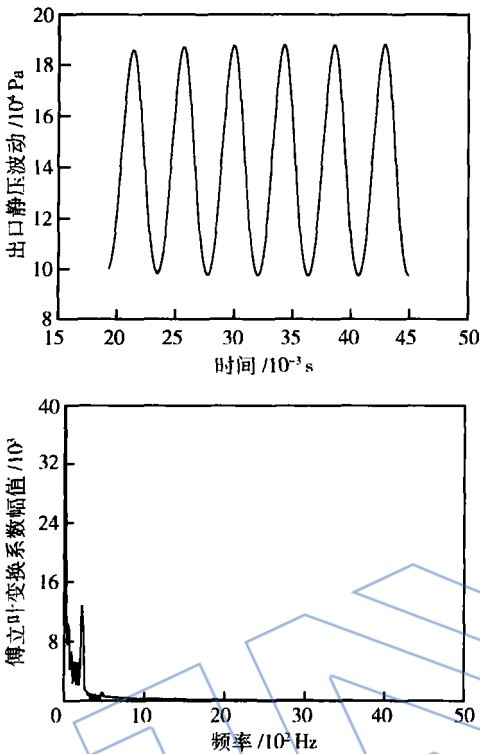


图 5 出口静压波动及频谱分析

Fig. 5 Outlet static pressure fluctuation and frequency analysis

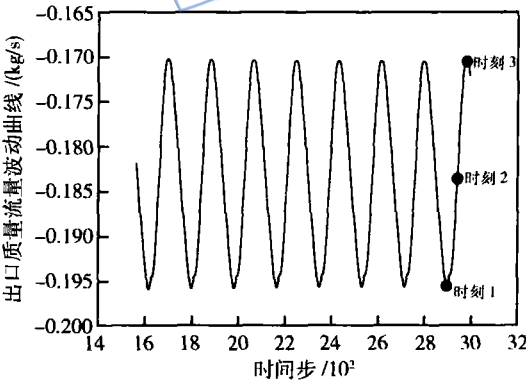


图 6 出口质量流量波动曲线

Fig. 6 Outlet mass fluctuation curve

2.3 最小流量下失速周期内不同时刻的
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, 零值为出口质量流量为零. 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相对速度矢量图. 截面位置位于 90% 叶高, 三维速度矢量被变换投影到等高面上, 获得两维速度矢量分布. 在失速周期中质量流量最大的时刻 1, 在叶片的进气边流动还非常通畅, 流道内叶片的边界层还紧贴壁面. 但是在主叶片

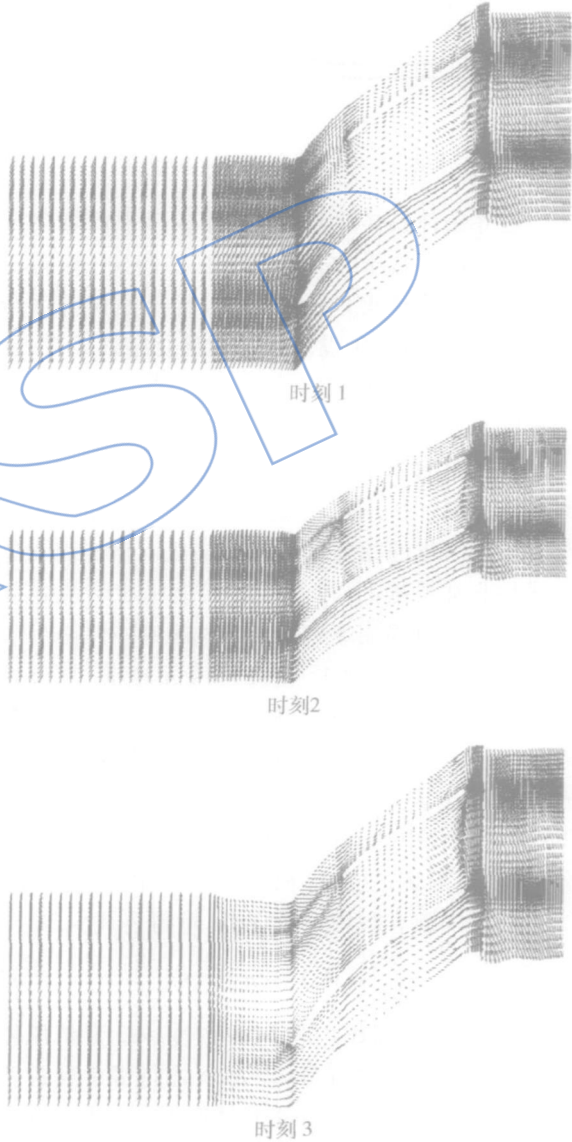


图 7 失速周期内不同时刻的叶轮内部相对速度矢量图

Fig. 7 Relative velocity vector plots at different time during the stall period

压力面中部附近已经开始出现流动分离, 并且一直延伸到叶片尾缘. 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,使得流动更加容易分离.在时刻 2,叶片进气边已经表现出了明显的流动阻塞.到了时刻 3,流量震荡达到了最小值,流动攻角变得很大,叶片进口流动已经完全阻塞,在流道之间逆压梯度变得更强.大小叶片之间的分离涡变得更大,完全占据了整个流道,导致流动拥塞.

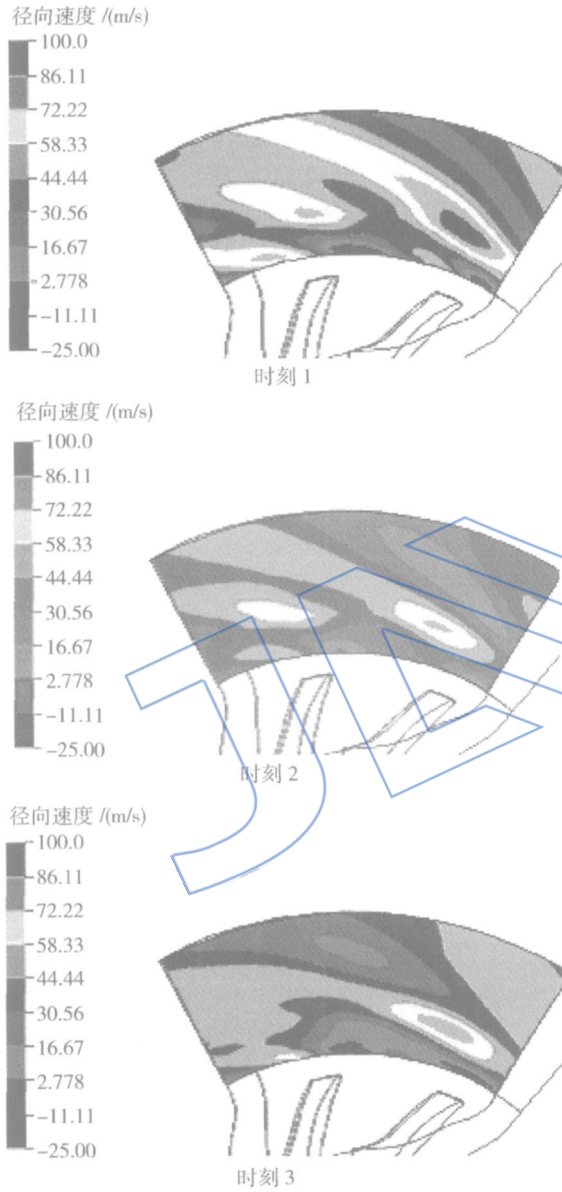


图 8 失速周期内不同时刻径向速度等值线图
Fig. 8 Radial velocity contour plots at different time during the stall period

无叶扩压器是离心压缩机的重要组成部分,它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 3 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,截面位置位于 97% 叶高.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地流动.随之质量流量得减小,无叶扩压器内出现了明显的低速区.当质量流量最小时,在靠近无叶扩压器前盖板处出现了明显的径向逆流区.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.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,同时也因为流动阻塞抑制了后盖板的流动分离.

2.4 不同流量下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 $C = \alpha_p^2 \Delta t / V_p$, C 值越小,气腔容积就越大.对比表 1 的处理结果,我们可以发现,气腔容积越大,计算的得到的不稳定频率就越小.在本文中,计算的得到的不稳定频率大约为 5.7% ~ 7% 叶片扫描频率.

表 1 不同 C 值对失速频率的影响

Table 1 Influence of different C value on stall frequency		
出口质量流量/ (kg/s)	C 值	失速频率/ Hz
1.2	20 000	253
1.2	80 000	297
1.5	20 000	266
1.5	80 000	299

3 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地流动.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

的得到的不稳定频率就越小.

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.
JIANG Kangtao, XU Gang, HUANG Weiguang, et al. Two dimensional numerical simulation of rotating stall in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 24(6): 935-938.

[2] Nie C Q, 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] Outa E, Kato D, Chiba K. An N-S simulation of stall cell behavior in a 2-D compressor rotor-stator system at various loads[R]. ASME 94-GT-257, 1994.

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

[5] Saxer F H M, Saxer A P, Inderbitzin A, et al. Prediction and measurement of rotating stall in an axial compressor[R]. ASME 98-GT-67, 1998.

[6] Stein A. Computational analysis of stall and separation control in centrifugal compressor[D]. Doctor Thesis, U S A: Georgia Institute of Technology, 2000.