

文章编号: 1000-8055(2002) 03-0323-04

# 轴流压缩系统失速可恢复性的预测

吴艳辉, 刘志伟, 朱俊强, 楚武利  
(西北工业大学 航空动力与热力工程系, 陕西 西安 710072)

摘要: 基于描述轴流压气机及其系统的动态气动响应的一维非定常单元容积模型, 通过数值求解并利用可视化的编程方法, 模拟了单级、三级和九级压缩系统的失速可恢复性。单级压缩系统的数值模拟结果取得了实验结果的验证, 九级压缩系统的数值模拟结果与该压缩系统在台架上的实际工作情况符合得很好, 数值模拟结果揭示出了影响压缩系统失速恢复性的一些因素。

关键词: 轴流压缩系统; 失速恢复性; 数值模拟

中图分类号: V 231. 3

文献标识码: A

## The Predication of Stalling Recoverability of the Compression Systems

WU Yan-hui, LU Zhi-wei, ZHU Jun-qiang, CHU Wu-li

(Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

**Abstract:** The stalling recoverability of one-stage, three-stage and nine-stage axial-flow compression systems is simulated based on a one-dimensional unsteady stage-by-stage model for the dynamic response of a compression system. The validation of the model is verified by good agreement between the simulation results and experimental results in the single-stage and nine-stage compression systems. The simulation results also point out that some factors (such as install stage characteristic, the volume of plenum and compressor shaft speed) affect the stalling recoverability of axial-flow compression systems to some extent. Stage matching can have a significant effect on stalling recoverability in high-speed multistage compressors.

**Key words:** axial-flow compression system; stalling recoverability; numerical simulation

## 1 引言

轴流压缩系统的失速可恢复性是指压气机从失速状态恢复为稳定状态的能力。压气机的失速可恢复性不仅取决于压气机的特性, 而且还受到压气机所处系统的强烈影响, 本文以一维非定常单元容积模型, 对三种特定的压气机及其系统的失速可恢复性进行了数值模拟, 并对影响压缩系统失速恢复性的因素进行了一些探讨。这三种压

缩系统是西北工业大学热信息工程实验室的单级压缩系统, 文献[2, 3]中提及的三级低速轴流压缩系统以及一台带跨音级的高速、高压比九级压缩系统。

## 2 数学模型与求解方法

将压缩系统根据需要划分为若干单元控制体(对压气机通常取压气机的一级), 控制体的轴向尺寸由所需的响应频率来确定。单元控制体的基

收稿日期: 2001- 05- 14; 修订日期: 2001- 09- 18

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(59876033); 航空科学基金资助项目(00C53027)

作者简介: 吴艳辉(1972- ), 女, 西北工业大学航空动力与热力工程系博士生。

本方程为:

连续方程: 
$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} = - \frac{\partial W}{\partial x} - W_B$$

动量方程: 
$$\frac{\partial W}{\partial t} = - \frac{\partial IMP}{\partial x} + F$$

$$IMP = WU + p_sA$$

能量方程: 
$$\frac{\partial(EA)}{\partial t} = - \frac{\partial H}{\partial x} + SW$$

$$E = \rho(e + V^2/2)$$

压气机作用力的动态修正方程:

$$\tau \frac{dF}{dt} + F = F_{ss}$$

压气机轴功的动态修正方程:

$$\tau \frac{d(SW)}{dt} + SW = (SW)_{ss}$$

式中:  $W$  为流量,  $A$  为面积,  $W_B$  为放气量,  $U$  为轴向速度,  $p_s$  为压力,  $F$  为级作用力,  $SW$  为轴功,  $H$  为总焓,  $E$  为单位体积内的总能量,  $\tau$  为时间常数,  $F_{ss}$  和  $(SW)_{ss}$  分别为稳态作用力和轴功。

上述基本方程是双曲型的非线性偏微分方程组, 本文采用 MacCormack 二阶显式差分格式来求解基本方程组, 动态修正方程用四阶 Runge-Kutta 方法来求解, 处理边界条件时采用特征线法。

### 3 数值模拟结果及分析

#### 3.1 单级压缩系统

本文计算的单级压气机的特性由特性实验提供, 数值模拟中的节流方式与压气机的实验过程相同, 即通过关小和开大节气门的面积来加入对压气机的扰动。

图1示出了转速为8130 r/min 时单级压气机的失速解除过程(图中虚线表示压气机的全特性, 实线表示压气机工作点的动态变化轨迹), 从图中可以看出当压气机失速后, 其工作点经历了几次振荡之后趋于稳定, 最终落在旋转失速平均特性线上, 这是典型的旋转失速不稳定形式。随着节气门的打开, 压气机的进口的流量系数和压升系数逐渐地增大, 当节气门开到一定的程度, 压气机的工作点突跃式地回到了压气机稳态特性线上, 可见压气机最终退出了旋转失速状态, 退出失速过程中节气门的开度(22.5%) 大于进入失速时节气门的关度(10%), 说明旋转失速的解除过程存在着一定的滞后性。图2表示的是转速为10765 r/min, 打开节气门时压缩系统过失速状态的解除

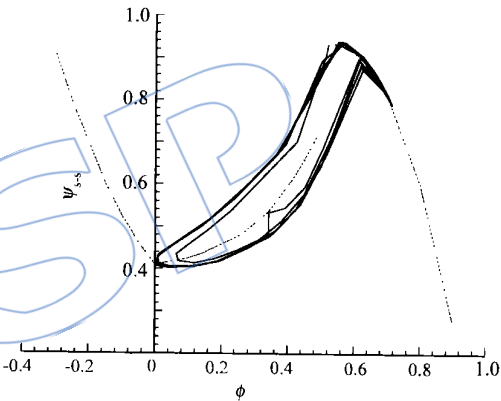


图2  $n=10765\text{ r/min}$

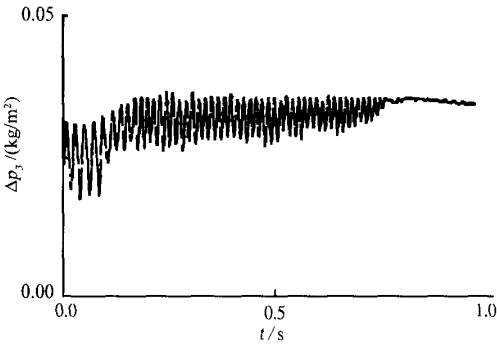


图3  $n=8130\text{ r/min}$  时旋转失速的解除过程

过程。此时压气机的过失速状态为古典喘振, 可以看出打开节气门后, 压气机的工作点瞬态跳回到了失速平均特性线上, 然后几乎沿着喘振振荡循环线回到其在压气机稳态特性线上的部分, 接着便稳定下来。而且退出喘振时节气门的开度与进入喘振时节气门的关度几乎相等(12%), 也就是

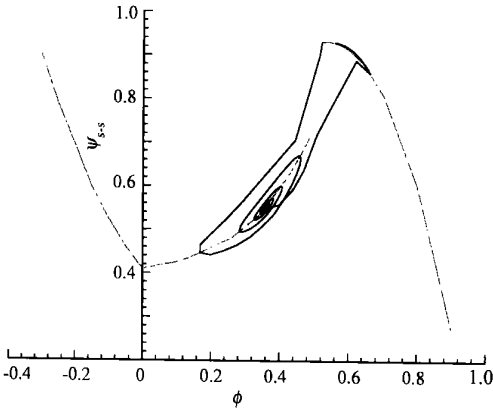


图1  $n=8130\text{ r/min}$

数值模拟的结果表明, 该压缩系统在不同的条件下出现的旋转失速和喘振现象都获得了解

说喘振的解除过程几乎没有滞后性。以上的数值模拟结果得到了实验结果的验证, 图3和图4是实验录取的该单级压缩系统在转速为8130 r/min 和 10765 r/min, 逐渐开大节气门时的失速解除过程, 可见数值模拟的结果和实验结果是一致的。

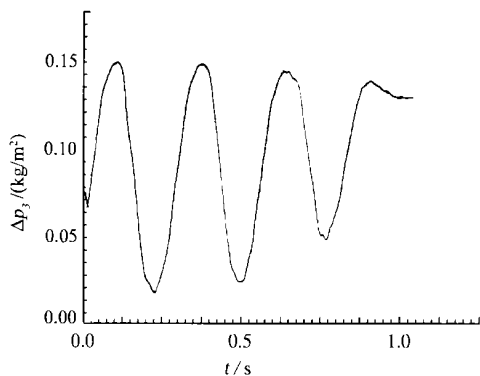


图4  $n = 10765$  r/min 时喘振的解除过程

数值模拟结果还表明压气机的失速平均特性, 特别是失速滞后区的大小, 对压气机的失速可恢复性有很大的影响, 压气机的转速对旋转失速的恢复性也有一定的影响。从失速恢复点的流量为0.52, 0.5546, 0.58, 0.60时; 节气门的开度为18.5%, 22.5%, 25%, 30%中可见随着失速滞后区的减小, 退出旋转失速状态时, 节气门的开度是减小的。这是因为随着失速滞后区的缩小, 压气机退出失速的过程中, 其流量系数很可能越过失速恢复点的流量而导致流量和压升的增大, 从而使得在较小的节气门开度下就解除失速。从转速为5059, 6000, 8130, 10250 r/min 时; 节气门开度为22.5%, 19%, 16%, 13%中可以看出随着压气机转速的提高, 失速解除过程中节气门的开度减小。这是因为此压缩系统为单级实验压气机, 不存在级间的影响, 随着转速的提高, 压气机失速起始点的压比增高, 因而压缩系统中的能量增大, 退出失速的过程中, 在相同的节气门开度下, 能量大的系统其流量系数的振荡大, 就容易越过失速恢复点而解除失速。

### 3.2 三级压缩系统

本文所计算的三级压气机的特性和参数来源于<sup>[2, 3]</sup>, 其后带有一体积可调的大排气容腔。

图5、图6分别模拟出了  $V_P = 6.84 \text{ m}^3$  的情况下, 该三级压气机的失速可恢复性。图5所示的是转速为920 r/min 时的旋转失速解除过程, 由压气机工作点变化的轨迹可以看出随着节气门的打开压气机的工作点回到了稳态特性线上。与单级压

气机旋转失速解除过程相比, 三级压气机失速解除时节气门的开度更大(45%), 因而其滞后性也更为明显, 这是由于三级压气机的失速滞后区要大于单级, 同时级间的相互作用对失速恢复性也有影响。图6表示的是转速为1920 r/min 时喘振的解除过程, 从图中可以看出随着节气门的打开, 压气机退出了喘振状态, 喘振解除时节气门的开度为13%, 再一次说明了喘振的解除过程几乎没有滞后性。

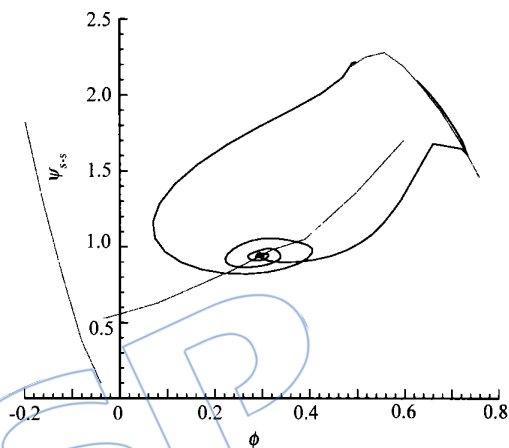


图5  $n = 920$  r/min

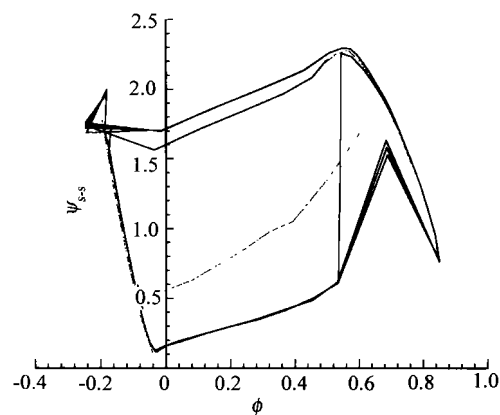


图6  $n = 1920$  r/min

数值模拟结果还表明压气机的失速平均特性、压气机的转速、排气容腔的容积对该三级压气机的失速恢复性都有影响。其中压气机的失速平均特性和转速对失速恢复性的影响与单级相似, 排气容腔的体积为3.84, 6.84, 10.0, 15.0  $\text{m}^3$ ; 节气门的开度为55%, 51%, 47%, 38%。在工程实际应用中可供分析参考。

### 3.3 九级压缩系统

本文所计算的九级压气机的稳态特性是由计

算获得,失速平均特性和失速滞后区的大小是由失速平均特性估算程序得到的,因此下面的数值模拟结果只能从总体上定性分析,揭示出影响高速、高压比、多级轴流压气机失速恢复性的因素,同时也证明了本文所发展的可视化数值模拟程序可以应用于高压比、高速、多级轴流压气机的失速恢复性的研究。

图7是在较低转速下,使压气机进入过失速状态,然后不断的提高转速,直至设计转速,压缩系统始终没有退出失速状态,出现了“不可恢复性失速”,这与该九级压缩系统在台架上实际工作情况是一致的。说明从较低转速到设计转速范围内,九级压气机各级之间的工作是不协调的,从而影响了压气机失速特性(即失速平均特性线的形状)和失速可恢复性。

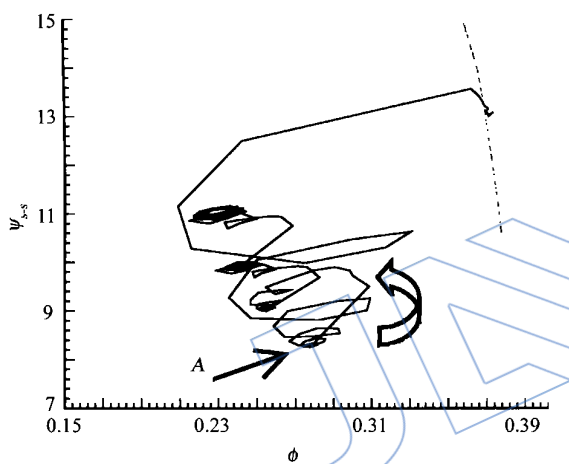


图7  $N/N_d = 0.857 - N/N_d = 1.0$

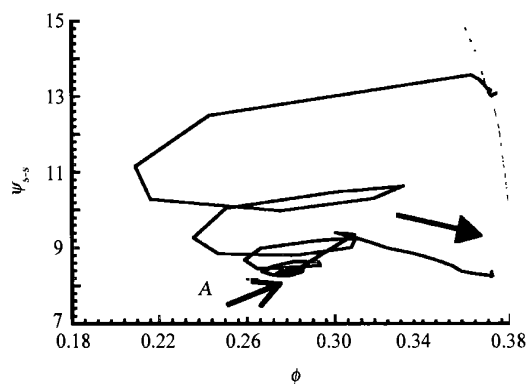


图8  $N/N_d = 0.857$

图8、图9分别示出了九级压缩系统在两个不同的相对转速下的失速解除过程,可以看出随着节气门的打开(开度为100%),压缩系统并没有退出失速,出现了“不可恢复性”失速,而且转速越高

越不容易退出失速,说明高速、高压比、多级

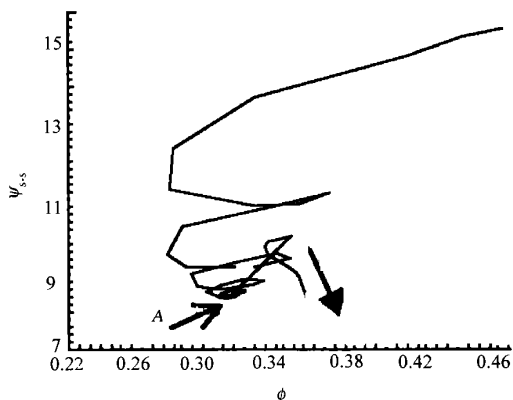


图9  $N/N_d = 0.952$

轴流压气机,在实际工作中级间的匹配性对压气机的失速恢复性影响很大。

## 4 结 论

(1) 通过对三种压缩系统的失速可恢复性的数值模拟研究可以看出,一维非定常单元容积模型可用于对压缩系统的失速可恢复性进行研究。单级和九级压缩系统的数值模拟结果得到了实验的验证。三级压缩系统的数值模拟结果虽然没有实验结果的验证,但它的数值模拟结果指出了压气机中影响失速可恢复性的因素。

(2) 压气机的失速平均特性、压气机的转速、排气容腔的体积对压气机的失速可恢复性都有影响。

(3) 对于高速、高压比、多级轴流压气机,实际工作中级间的匹配性对压气机的失速可恢复性影响很大。因此根据具体压缩系统的工况,采取措施协调级间的运行(如扩大阻塞级流道面积、采取级间放气等)对改善多级压气机的失速恢复性具有重要的意义。

## 参考文献:

- [1] Davis M W Jr. A Post-Stall Compression System Modeling [R]. AEDC- TR- 86- 34.
- [2] Gamache R N. Axial Compressor Reversed Flow Performance [R]. AD- A160773.
- [3] Gamache R N, Greitzer E M. Reverse Flow in Multistage Axial Compressors [J]. 1990, 6(4).
- [4] Boyer K, O'Brien W. Model predictions for Improved Recoverability of a Multistage Axial-Flow Compressor [R]. AIAA 89- 2687.