

压缩系统过失速过程的数值模拟

空军工程学院 程邦勤* * 李 军 陶增元

【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数学模型, 通过数值求解, 即可对系统的过失速过程进行数值模拟。以一台三级压气机为算例, 数值模拟了发生于该系统中的喘振和旋转失速现象。

主题词: 轴流式压缩机 失速 数值模拟

分类号: V231.3

1 数学模型和求解方法

喘振和旋转失速是发生于压气机中的两种不稳定工作现象。对于同一台压气机来说, 喘振或旋转失速的出现不仅取决于压气机特性, 而且还受到压气机所处系统的强烈影响。Greitzer^[1]为描述压缩系统的过失速过程, 总结提出了“B”参数的概念, 从性质上分析了喘振和旋转失速出现的条件, 但单用“B”参数并不能详细地勾画出具体的系统的过失速过程。Davis^[2]发展了基于单元控制体的一维非定常模型, 较好地模拟了压缩系统的过失速过程。

本文以一维非定常动态气动响应数学模型, 对一台三级压气机及其系统的过失速过程进行了数值模拟。基于数值模拟结果, 分析了“B”参数的不足。

将压缩系统根据需要划分为若干个单元控制体(对于压气机通常是取压气机的一级), 控制体的轴向尺寸由所需的响应频率来确定。单元控制体的基本方程为:

$$\text{连续方程} \quad \frac{\partial(\rho A)}{\partial t} = -\frac{\partial W}{\partial x} - W_B \quad (1)$$

$$\text{动量方程} \quad \frac{\partial W}{\partial t} = -\frac{\partial(IMP)}{\partial x} + F, \quad IMP = WU + P_s A \quad (2)$$

$$\text{能量方程} \quad \frac{\partial(EA)}{\partial t} = -\frac{\partial H}{\partial x} + SW, \quad E = \rho(e + V^2/2) \quad (3)$$

$$\text{压气机的动态作用力的修正方程} \quad \tau(dF/dt) + F = F_{ss} \quad (4)$$

式中: W 为流量, A 为面积, W_B 为放气流量, 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 为能量函数, τ 为时间常数, F_{ss} 为稳态级作用力。

上述基本方程是双曲型的非线性偏微分方程组。本文应用显式的 MacCormack 格式来求解基本方程组。动态修正方程(4)用四阶 Runge-Kutta 方法求解。压气机进、出口边界用特征线方法处理。

2 数值模拟结果

本文所计算的三级压气机的特性和参数来源于^[3], 压气机及进出口连接管道共分为 10 个单元控制体。其排气系统为大容腔式, 可认为容腔中的压力是均匀分布的, 只随时间而变化。

数值模拟中的节流方式与压气机实验过程相同,即通过关小节气门面积来加入对压气机的节流扰动。

数值模拟结果表明,该压缩系统在不同的条件下将出现旋转失速和喘振现象。图 1 所示的

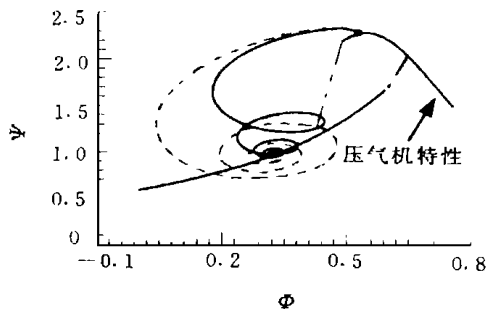


图 1 旋转失速过程 ($B = 0.60$)

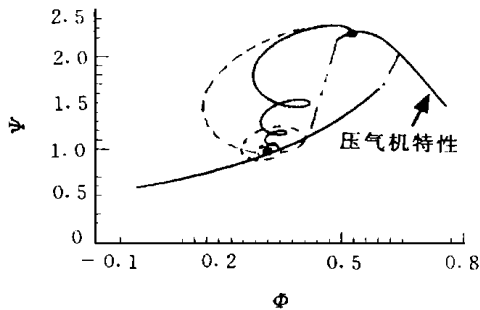


图 2 旋转失速过程 ($B = 0.46$)

是“ B ”参数为 0.6 的条件下,在压升系数—进口平均流量系数($\Psi-\Phi$)图上的压气机过失速过程(实线部分的排气容腔容积 $V_p = 4.25 \text{ m}^3$ 和压气机转速为 $n = 1968 \text{ r/min}$,虚线部分的 $V_p = 16.5 \text{ m}^3$ 和 $n = 1000 \text{ r/min}$)。由压气机工作点的轨迹可见,当压气机失速后,其工作点是经历了几次振荡后趋于稳定,最终落在失速平均特性线上。这是典型的旋转失速过程。但应当注意的是,从图中可以看出,虽然是都具有相同的 B 值,但二者的动态过程却有很大不同, V_p 增大使得失速过程的振荡幅度增大。为说明一般性,图 2 表示的是 $B = 0.46$ 时的旋转失速过程(实线部分 $V_p = 2.5 \text{ m}^3$ 和 $n = 1968 \text{ r/min}$,虚线部分 $V_p = 9.7 \text{ m}^3$ 和 $n = 1000 \text{ r/min}$)。从中也可以看到, V_p 大的失速过程振荡幅度也大,这说明压气机的排气容腔容积对旋转失速的振荡幅度影响较大。

将转速升高为 3280 r/min (V_p 仍为 4.25 m^3),对应的 B 值增大为 $B = 1.0$,其过失速过程如图 3 所示。可见,压气机的工作点轨迹是一个循环。这说明在此条件下压缩系统的过失速过程已

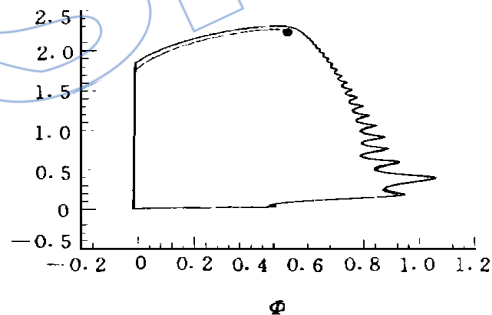


图 3 喘振循环 ($B = 1.0$)

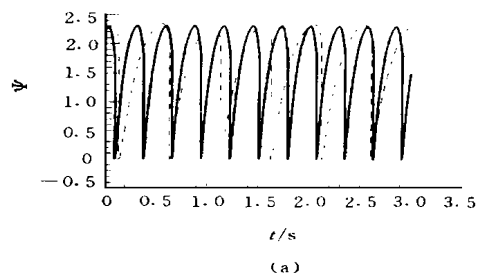


图 4(a) 喘振循环的压升系数 ($B = 1.0$)

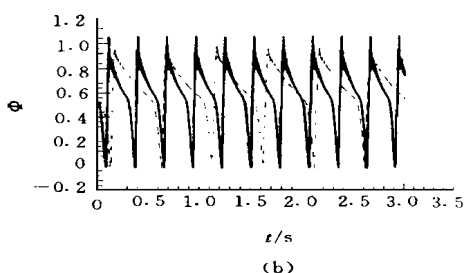


图 4(b) 喘振循环的流量系数 ($B = 1.0$)

变成强烈的喘振状态。这与“ B ”参数的物理意义是一致的。

对于喘振状态,即使是具有相同的“ B ”值,但是不同的 V_p 和 n 的组合,仍然对喘振的特性产生影响。 $B = 1.0$ 时的数值模拟结果如图 4(实线部分的 $V_p = 4.25 \text{ m}^3$ 和 $n = 3280 \text{ r/min}$, 虚线部分的 $V_p = 16.5 \text{ m}^3$ 和 $n = 1665 \text{ r/min}$) 所示。可见,与对旋转失速过程的影响不同的是,不同的 V_p 和 n 的组合(B 相同)对喘振循环的振荡幅值影响较小,主要是影响了喘振循环的频率,对应于 V_p 较大而 n 较小的情况,喘振频率较低($f \approx 2.0 \text{ Hz}$),而对应于 V_p 较小, n 较大的情形,则使喘振频率增大($f \approx 3.67 \text{ Hz}$)。

上述这种影响规律也同样适用于 $B = 1.5$ 的情形,其数值模拟结果如图 5(实线部分 $V_p = 7.5 \text{ m}^3$ 和 $n = 3700 \text{ r/min}$, 虚线部分 $V_p = 16.5 \text{ m}^3$ 和 $n = 2500 \text{ r/min}$) 所示。与 $B = 1.0$ 时相类似, V_p 大的对应于喘振频率低($f \approx 1.67 \text{ Hz}$),而 V_p 小则对应于喘振频率高($f \approx 2.33 \text{ Hz}$)。

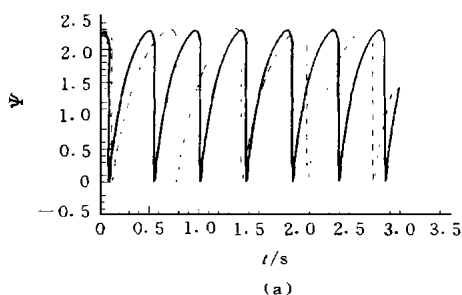


图 5(a) 喘振循环的压升系数($B = 1.5$)

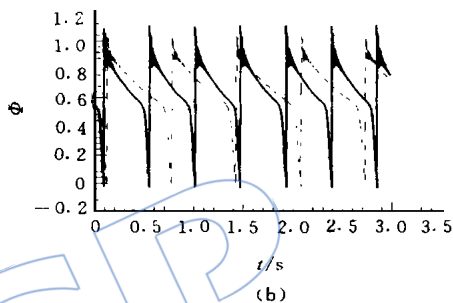


图 5(b) 喘振循环的流量系数($B = 1.5$)

由此可见,正象 Greitzer^[1]所分析的物理意义一样,“ B ”参数在定性地说说明压缩系统发生旋转失速或喘振的条件方面是有效的,即高 B 值更易出现喘振,而低 B 值则易发生旋转失速。但是,仅用“ B ”参数来定量地描述压缩系统的过失速状态,显然是不够准确的,对具体压缩系统过失速过程的描述必须要进行合理的数值模拟分析或实验研究。

3 结 论

本文所采用的数学模型可以较好地描述具体压缩系统的过失速过程;数值模拟可给出压缩系统失速后环面平均参数的变化规律;“ B ”参数虽具有明显的物理意义,但不能用来定量分析具体系统的动态过程。

参 考 文 献

- 1 Greitzer E M. Surge And Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Part I: Theoretical Compression System Model and Part II: Experimental Results and Comparison With Theory. ASME Journal of Engineering for Power, 1976, 98(2): 190 - 216
- 2 Davis M W Jr. A Post-stall Compression System Modeling. AD- A177610
- 3 Gamache R N. Axial Compressor Reversed Flow Performance. AD- A160773

(责任编辑 王震华)

basis of an established original model. A weighing function and a series of correction factors are adopted. The value of the weighing function will be minimized when the correction factors are optimized so that the adaptive correction of the model and the part characteristics is accomplished. In order to validate the feasibility of this method, the test data of a given engine are used to revise its mathematical model and the part characteristics with the method.

Key Words Aeroengines Mathematics model Adaptive control Modelling

BISTABLE STATE OCCURRENCE OF SYMMETRIC SFD—FLEXIBLE ROTOR SYSTEM

Chen Zhaobo, Jiao Yinghou, Liu Zhansheng, Xia Songbo
(*Harbin Institute of Technology, Harbin 150001*)

Jiang Shuyun
(*Tsinghua University, Beijing 100084*)

ABSTRACT

The bistable state occurrence has been investigated theoretically for squeeze film damper(SFD) supported flexible rotor system. The bistable state calculation method of the system is presented in detail. The bearing parameter B , stiffness ratio f and unbalance U are chosen to analyze the bistable state performance, and a domain of U (B , f) is obtained. The results show that the bistable state phenomenon can be avoided as long as the value of U beyond the above mentioned domain. This makes it convenient to optimize the SFD design parameters.

Key Words Squeeze film damper Bistable state Rotor system

DIGITAL SIMULATION OF POST- STALL BEHAVIORS OF A COMPRESSION SYSTEM

Cheng Bangqin, Li Jun, Tao Zengyuan
(*1st Dept. Air Force College of Engineering, Xi'an 710038*)

ABSTRACT

The post-stall behaviors, such as surge and rotating stall, of a three-stage compressor are simulated based on an one-dimensional unsteady model for the dynamic response of compression system. The variations of the annular average parameters, i. e. velocity, pressure, temperature and flow coefficient, can be obtained from the simulation. The stall types can be identified by these parameters vs. time. In addition, the effect of parameter "B", proposed by E. M. Greitzer, is analyzed.

Key Words Axial compressors Stall Digital simulation