

# 用失速参数获取压气机 轴对称流特性的研究

南京航空学院 汤国才 张惠民

## 摘 要

本文提出了以旋转失速参数来获取轴流式压气机轴对称流特性的新方法。此法在原理上与用喘振参数的K·G法不同,但更易使用,并且应用范围更广。

## 一、引 言

由于旋转失速和喘振对压气机的性能和寿命影响极其严重,国内外已对此开展了广泛而深入的研究工作。压气机的特性是与旋转失速和喘振有密切联系的,是研究它们的重要依据。轴流式压气机的轴对称流特性是旋转失速和喘振领域内的一个最新的概念,是压气机等转速全流量范围特性理论的最新发展。通常可以将压气机等转速特性分成右支和左支两部分,如图1所示,在稳定边界I点的右边是压气机正常容许工作的范围。压气机中的流动从总体来说是轴对称的。但当压气机工作于I点左边的左支特性部分时,会发生旋转失速,因而流动从总体看是非轴对称的了。

对左支特性的研究工作最早可追溯到1949年,当时哈佛大学的Grant发现了旋转失速现象<sup>[1]</sup>。

但详尽的测量和实验研究却是过了卅年,在计算机数据采集技术有了相当发展以后。如剑桥大学的Day<sup>[2]</sup>于1978年提出了新的失速区模型。1983年Sunny大学的Das等又提出了新的见解<sup>[3,4]</sup>。但是以上所述的左支特性都是在压气机流通内存在旋转失速时获得的整个系统的稳态特性,因而既含有压气机的影响,又包括了压气机前后系统的影响,因此左支特性并不只是压气机部件本身的性能。而压气机部件本身的特性则是更为基本的基础,应该是压气机在轴对称流动条件下的性能,且与前后部件无关。美国康奈尔大学的Moore在1984年提出了压气机轴对称流特性线的概念,并以此为基础对旋转失速的性能进行了理论研究<sup>[5,6,7]</sup>。所谓压气机轴对称流特性是指压气机在轴对称流动条件下(即在没有旋转失速的假定下)压气机的特性。有了这种特性,压气机全流量范围的特性就统一起来了,如图2所示。当然在I

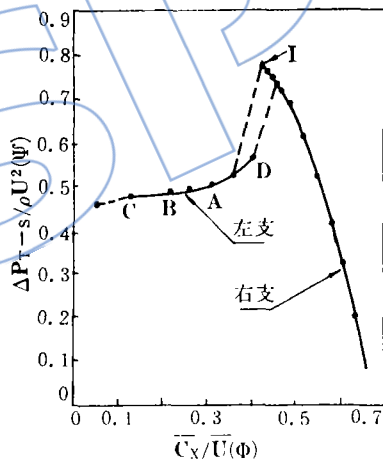


图1 压气机的左支和右支特性

点右边, 轴对称流特性即为通常的右支特性, 两者是一致的。但在 I 点左边, 则轴对称流特性与左支特性有所不同, 甚至可有很大的差别。

几乎与 Moore 同时, 美国麻省理工学院的 Koff 与 Greitzer (以下简称 K·G) 也提出了同样的概念<sup>[8]</sup>。虽然轴对称流特性是一个在 84 年才提出的最新概念, 但已被认为是研究旋转失速性能<sup>[5、6]</sup>, 判定压缩系统不稳定性态<sup>[9、10]</sup>, 甚至研究失速恢复 (解除) 位置的重要依据<sup>[7]</sup>。然而迄今为止, 除了 K·G 得到了部分的轴对称流特性之外, 尚未有获取完整的轴对称流特性的方法。因此, 获得轴对

称流压气机特性无论在理论上还是在应用中都是有重要意义的。本文提出的失速参数法在理论上将加强关于轴对称流特性假设的合理性, 在应用上与 K·G 法比较, 有一定的优点。

## 二、K·G 法及其缺点

K·G 利用喘振时压气机的性能加以惯性修正来得到轴对称流的特性<sup>[8]</sup>。

轴对称流特性 = 喘振数据 + 惯性修正项

其中喘振数据靠动态测试技术获取<sup>[11]</sup>。但应用这一方法有一前提, 即

$$\tau_s \ll \tau_{tran} \ll \tau_{form}$$

其中:  $\tau_s$  为叶片通道性能反应的时间尺度;

$\tau_{tran}$  为压气机质量流量瞬变的时间尺度;

$\tau_{form}$  为旋转失速形成的时间尺度。

K·G 得到的轴对称流特性如图 3 所示。

K·G 法的不足之处:

(1) 若流动的三个时间尺度不满足上述关系, 则不能用这种方法。(如当叶片弦长较大而压气机后集气箱体积较小时,  $\tau_s$  可能与  $\tau_{tran}$  达到同一数量级)

(2) 即使估算出的时间尺度满足上述关系 (如  $\tau_s = 1.4 \sim 2.2 \text{ ms} \ll \tau_{tran} = 25 \text{ ms} \ll \tau_{form} = 35 \sim 55 \text{ ms}$ ) 仍然需要审视喘振性能的时间历程, 以判定无旋转失速发生, 否则即不能用上述方法。如图 3 中曲线是不完整的, 中间有一段即无法得到。

(3) 在实验设备方面要造成喘振条件, 要接较大的集气箱, 并且喘振比旋转失速对压气机影响更严重些。

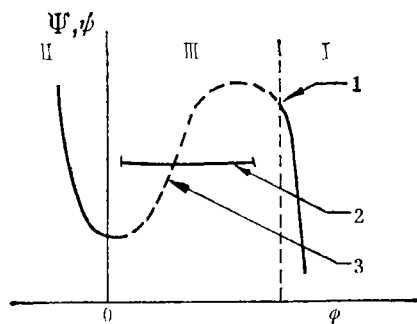


图 2 压气机的轴对称流特性  
1. 失速点 2. 旋转失速曲线 3. 轴对称特性

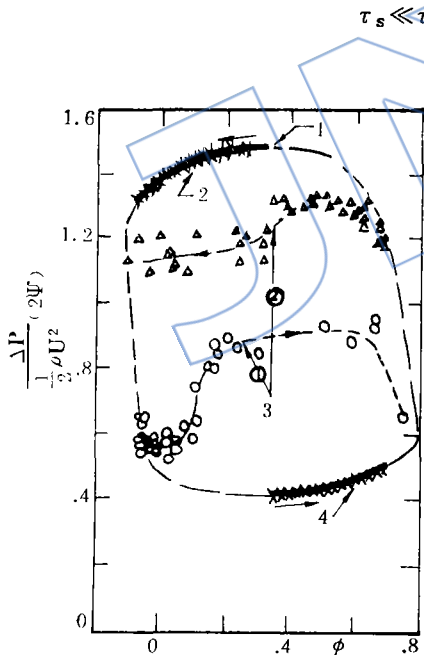


图 3 喘振参数法获取的轴对称流特性<sup>[8]</sup>

- |         |         |
|---------|---------|
| 1. 喘振数据 | 2. 非轴对称 |
| 3. 惯性修正 | 4. 非轴对称 |

### 三、失速参数法原理

本文提出用失速参数法获取压气机轴对称流特性(简称为失速参数法),其原理与 K·G 法不同,主要是利用系统的压力平衡关系和周向的不均匀性,并加以动态滞后的修正。

1. **压力平衡关系式。**整个压缩系统的流道可分为压气机进口以前(上游)部分,压气机本身,压气机下游管道及集气箱排气阀门等。气流在上游无穷远处是均匀的,其总压为  $p_T$ 。到了压气机进口,由于旋转失速的影响,气流沿周向是不均匀的,流动也是非定常的。在压气机出口,流场也是非均匀的。但到了集气箱,因容积很大,压力又变为均匀。经过排气阀门又恢复到大气压力。现设失速区以绝对速度  $fU$  沿周向传播,其中  $U$  为叶片的切线速度,  $f$  为常数,  $0 < f < 1$ 。若将坐标固定在失速区上,则流动应为定常的。对于进口段则有

$$p_\infty + \frac{1}{2}\rho U^2(f^2 + \Phi^2) = p_0 + \frac{1}{2}\rho U^2[(-f + h)^2 + (\Phi + g)^2]$$

式中  $\Phi$  为轴向平均流量系数,  $g$  为轴向扰动流量系数,  $0$  表示压气机进口截面参数,  $\phi$  为局部轴向流量系数,且  $\phi = \Phi + g$ ;  $h$  为进口截面切向扰动速度系数,  $g, \phi, h$  均为  $\theta$  的函数  $g(\theta), \phi(\theta), h(\theta)$ , 因而有

$$\frac{p_0 - p_T}{\rho U^2} = -\left(\frac{1}{2}\Phi^2 + \Phi g + \frac{1}{2}g^2 - fh + \frac{1}{2}h^2\right) \quad (1)$$

对于下游管道,由文献〔8〕:

$$\frac{p_s - p_e}{\rho U^2} = \frac{(m-1)h}{2} \quad (2)$$

式中下标  $e, s$  分别表示压气机出口和集气箱。 $m$  为一常数。平行管道时  $m=2$ , 突然扩张时  $m=1$ 。

压气机看作是由  $N$  个几何和流动情况基本相同的叶排组成的。通过一个叶排的气流压力增加为

$$\frac{\Delta p}{\left(\frac{1}{2}\rho U^2\right)} = F(\phi) - \tau \dot{\phi}$$

其中  $F(\phi)$  为定常、轴对称流时叶排的压升,  $\dot{\phi}$  为流量系数随时间的变化率,  $\tau$  为滞后系数,可视作常数。对于进、出口导叶,类似有

$$\frac{\Delta p}{\left(\frac{1}{2}\rho U^2\right)_{g, v}} = (\tau_{iv} + \tau_{ov})g'(\theta) \frac{2Uf}{D} + k_1 h^2$$

式中  $g, v$  表导叶,  $iv, ov$  表进口导叶和出口导叶。 $k_1 h^2$  为气流在进口导叶处的损失,  $k_1$  为损失系数。

由此对整个压气机有:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p}{\left(\frac{1}{2}\rho U^2\right)_{oe}} &= N \left[ 2F(\phi) - \tau g'(\theta) 4U \frac{\left(\frac{1}{2} - f\right)}{D} \right] \\ &\quad + (\tau_{iv} + \tau_{ov})g'(\theta) \frac{2Uf}{D} + k_1 h^2 \end{aligned}$$

或:

$$\frac{(p_e - p_o)}{\rho U^2} = NF(\phi) - \left[ \frac{2UN\tau}{D} \left( \frac{1}{2} - f \right) - (\tau_{iv} + \tau_{ov}) \frac{Uf}{D} \right] g'(\theta) + \frac{1}{2} k_1 h^2$$

其中右边第一项表示  $N$  级压气机中的静压升高, 第二项为旋转失速引起的压力滞后效果。

由压力平衡要求

$$\Psi(\Phi) = \frac{P_s - P_T}{\rho U^2} = \frac{P_o - P_T}{\rho U^2} + \frac{P_e - P_o}{\rho U^2} + \frac{P_s - P_e}{\rho U^2}$$

可得:

$$\begin{aligned} \Psi(\Phi) = & \left[ NF(\phi) - \frac{1}{2}\phi^2 \right] - \left[ \frac{2UN\tau}{D} \left( \frac{1}{2} - f \right) - \frac{U(\tau_{lv} + \tau_{ov})f}{D} \right] g'(\theta) \\ & + mfh - (1 - k_1) \frac{1}{2} h^2 \end{aligned}$$

或:

$$\begin{aligned} \psi(\phi) = & NF(\phi) - \frac{1}{2}\phi^2 \\ = & \left[ \frac{2UN\tau}{D} \left( \frac{1}{2} - f \right) - \frac{U(\tau_{lv} + \tau_{ov})f}{D} \right] g'(\theta) - mfh + (1 - k_1) \frac{1}{2} h^2 \\ & + \Psi(\Phi) \end{aligned}$$

其中:  $\Psi(\Phi)$  为整个压缩系统的压升系数,

$$\begin{aligned} \psi(\phi) = & NF(\phi) - \frac{1}{2}\phi^2 \\ = & \frac{\text{压气机出口静压} - \text{压气机进口总压}}{\rho U^2}, \text{ 在轴对称条件下。} \end{aligned}$$

按定义这恰好就是压气机轴对称流特性。应该指出,  $\psi(\phi)$  是压气机本身的性能, 与前后系统无关, 而  $\Psi(\Phi)$  则是系统的性能, 当然与前后管道有关, 通常测出  $\Psi(\Phi)$  是容易的,  $\Psi(\Phi) = (P_s - P_T)/(\rho U^2)$ , 但是  $\psi(\phi)$  是无法直接测到的, 除非是在正常工作范围 (右支)。 $\Psi(\Phi)$  一般与  $\psi(\phi)$  不同, 可高于或低于  $\psi(\phi)$ 。

**2. 失速参数法原理。** 设有一压缩系统, 其系统工作特性为  $\Psi(\Phi)$ , 压气机轴对称流特性为  $\psi(\phi)$  如图4所示。并设不稳定边界为  $I$  点。工作点  $S(\Psi_s, \Phi_s)$ 。因  $\Phi_s < \Phi_I$  故发生旋转失速。轴向速度系数扰动波形为  $g(\theta)$ , 局部速度系数为  $\phi(\theta) = \Phi + g(\theta)$ 。

由压力平衡关系可知: 气流压力由远前方的总压  $P_T = p_a$  (大气压), 经过压气机前的通道、压气机及下游的通道, 压力提高到大容器箱的静压  $p_s$ , 因此压力升高系数  $\Psi(\Phi) = (p_s - P_T)/\rho U^2$  是不随周向位置而变的。但在压气机通道内, 由于旋转失速使轴向速度沿周向变化,  $\phi = \phi(\theta)$ , 因而使压气机本身沿周向工作于不同的流量系数。在图4所示的情况下, 压气机将按周向位置的不同分别工作于  $\psi(\phi)$  上的  $L \sim H$  这样较为宽阔的区域上, 每个周向位置将对应于一个  $\phi(\theta)$  值, 而有一个相应的  $\varphi(\theta)$  值。这就构成了一种沿周向变化的压力波形。

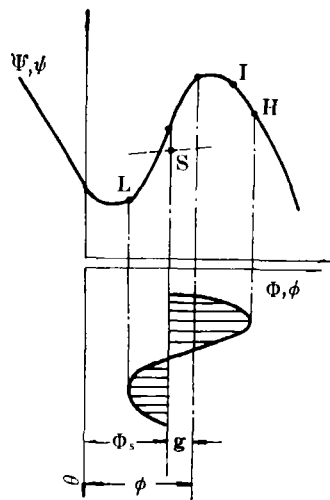


图4 失速参数法原理

这种压力波形随着旋转失速沿周向传递。但从整个系统看, 由于压气机前后管道压力匹配与动态滞后的作用, 总的压力升高 $\Psi(\Phi)$ 是一个常数, 不随 $\theta$ 而变化。

现若测出旋转失速区的各种参数(这在现阶段的测试水平是不难做到的), 包括传播速度系数 $f, \phi(\theta)$ 或 $g(\theta), h(\theta)$ , 并按一定的要求(经验或实验)取定 $m, \tau, k_1$ 等, 则由平衡关系式可以求出 $\psi(\phi) \sim \phi$ 的压气机轴对称流特性。调节阀门使 $\Phi$ 值变化, 可以得到 $\psi(\phi)$ 的整个范围的曲线。

#### 四、示 例

现试以文献(3)的实验数据为例来求取轴对称流特性。

1. **主要参数:** 叶尖直径 $D = 406\text{mm}$ , 轮毂比 $0.7$ , 弦长 $b = 30.5\text{mm}$ , 中径按装角 $\gamma = 38^\circ$ , 设计转速 $n = 50\text{r/s}$ , 级数 $N = 3$ , 进口导叶: 1 级; 出口管道形式介于突扩与平行管道之间; 叶排间隙:  $0.4b$ ;  $\Psi = \Delta p_{T-S} / \rho U^2 \sim \Phi = \bar{C}_x / \bar{U}$  曲线如图1 (取自文献(3)); 工作点 A:  $\Phi = 0.31, \Psi = 0.501, f = 0.325$

2.  **$g(\theta)$ 和 $h(\theta)$ 原始数据**取自文献(3)中之图6(b)与(c), 经过放大, 取平均及拟合而得, 如图5。

3. **多项系数值的确定:** (1) 动态滞后系数 $\tau$ : 由文献(5), 主要反映惯性影响,  $\tau = bk / \cos \gamma$ , 因轴向间隙为 $0.4b$ , 故 $k = 1.4$ ; (2)  $m$ : 因本例中压气机后既非平行管道又非突扩, 介于两者之间, 可取 $m = 1.5$ 。(3)  $k_1$ : 因 $h(\theta)$ 数量级为 $0 \sim 0.5$ , 当 $h$ 较小时 $(1 - k_1) \frac{1}{2} h^2$ 可忽略, 而当 $h$ 较大时,  $k_1$ 接近于1, 故 $(1 - k_1) \frac{1}{2} h^2$ 可略[5、7]。由公式(3)可得出 $\psi(\phi)$ 值, 示于图6中。

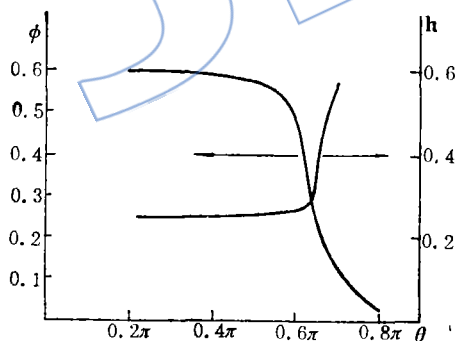


图5  $g(\theta)$ 和 $h(\theta)$ 原始数据

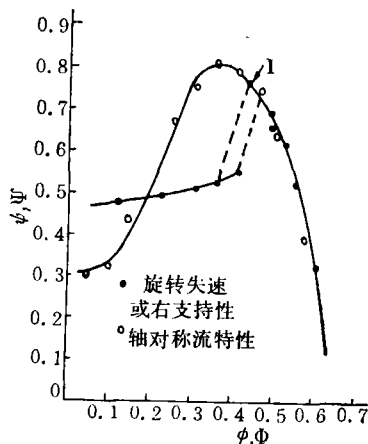


图6 压气机轴对称流特性

#### 五、比较与讨论

1. 比较图6与图3, 尽管两压气机具体参数不同, 得到轴对称流特性的方法也回异, 但曲线的总趋势是相同的。与文献(5)所设想的曲线趋势也是一致的。

2. 曲线在边界点 I (即失速点) 之后继续上升。这种趋势是符合轴对称流特性理论的。按理论, 这种特性在压气机失速点之处应无压升的突降, 整个曲线比较光滑。同时压气机真正的失速点可以是在实际测量到的失速点 (I) 之后的。这已经有实验证明<sup>[8]</sup>。

3. 若失速参数法能求得失速流量范围的轴对称流特性, 则也应该能求得非失速流量范围的特性。本例中在右支特性上 (非失速流量范围) 数据点与实验值比较符合, 部分地证实了本法的可靠性。

4. 左边部分曲线较陡, 若要求有较高的准确性, 则需要在实验中进行数据采集时, 提高计算机采样的速度, 以提高分辨率。

## 六、结 束 语

本文提出的失速参数法是基于旋转失速时造成的周向不均匀性及其引起的动态滞后的修正, 示例中的曲线趋势与  $K \cdot G$  的曲线是一致的。曲线的走向是合理的。在右支上数据点符合较好, 部分地证明了本法的可行性。与  $K \cdot G$  法比较本法的优点是:

1. 不受三个时间尺度关系的限制,
2. 失速参数比喘振参数较易得到,
3. 可得到全部流量范围的特性, 而  $K \cdot G$  法则不能。

由于轴对称流特性对喘振与失速领域有较大的理论和应用价值, 继续完善与提高获取轴对称流特性的方法是值得的, 有意义的。

文献[3]的作者 Das, D.K., Jiang H.K. 提供了有关的原始数据, 作者对他们表示衷心感谢!

## 参 考 文 献

- [1] Emmons, H.W. et al., "A Survey of Stall Propagation—Experiment and Theory", Journal of Basic Engineering, Vol. 81, September, 1959.
- [2] Day, I. J. et al., "The Measurement and Interpretation of Flow within Rotating Stall Cells in Axial Compressors", Journal of Mechanical Engineering Sciences, Vol. 20, 1978.
- [3] Das, D.K., Jiang, H.K., "An Experimental Study of Rotating stall in a Multistage Axial-Flow Compressor", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, July, 1984.
- [4] Das, D.K., Jiang, H. K., "Flow Measurements within Rotating Stall Cells in Single and Multistage Axial-Flow Compressors", ISABE 83-7072.
- [5] Moore, F.K., "A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors; Part I—Small Disturbances", Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 106, No. 2 April 1984.
- [6] Moore, F.K., "A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors; Part II—Finite Disturbances", ibid.
- [7] Moore, F.K., "A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors; Part III—Limit cycles", ibid.
- [8] Koff, S.G., Greitzer, E.M., "Stalled Flow Performance for Axial Compressors;—I: Axisymmetric Characteristics", ASME paper 84-GT93.
- [9] Greitzer, E.M., "Surge and Rotating stall in Axial Compressors, Part I, Theoretical Compressor System Model", Journal of Engineering for Power, Vol. 98, No. 2, April 1976.
- [10] 汤国才, 张惠民, "关于压气机喘振判据可应用性的数值实验", 航空学报 Vol. 6, No. 5, 1985.
- [11] Greitzer, E.M., "Surge and Rotating Stall in Axial Compressors, part II: Experimental Results and Comparison With Theory", Journal of Engineering for Power, Vol. 98, No. 2, April, 1976.

(责任编辑 冯诚毓)

volume is lower than 3 % in exhaust gases. The set was certificated in 1985 and passed the test in underground fire zone. The practice has proved that extinguishing a big fire by means of inert gas is an effective method at present.

## A METHOD FOR COMPRESSOR AXISYMMETRIC CHARACTERISTICS BY THE AID OF ROTATING STALL PARAMETERS

Tang Guocai and Zhang Huimin

(*Nanjing Aeronautical Institute*)

### Abstract

A new method is provided to obtain the axisymmetric characteristics of an axial compressor by the aid of its rotating stall parameters. The principal difference of the method from the method of Koff and Greitzer (K.G) is its utilization of non-uniformity along circumferential direction induced by rotating stall with the inertial correction incorporated to gain the axisymmetric characteristics in the flow range, in which the rotating stall usually occurs. The characteristics of a typical example follow quite reasonable trend. This method exhibits a wider applicable range because it is not restrained by the requirements for the three time scales as specified in K. G's method and also due to the fact that the stall parameters are easier to be acquired than the surge parameters.

## ENGINEERING EVALUATION OF STEADY OPERATING MARGIN OF A DUAL-ROTOR COMPRESSOR

Jiang Hefu

(*Li Yang Machinery Company*)

### Abstract

The characteristics of the steady (surge-free) operating margin of a dual-rotor compressor in a turbojet engine are discussed, and the practical technical requirements are given for engineering evaluation of the steady operating margin. For the dual-rotor compressor, there is a great influence of the ratio  $n_2/n_1$  (H.P. rotor speed to L.P. rotor speed) on the steady operating margin. In order to guarantee the steady operation of the compressor in the whole flight envelope, it is necessary to check the surge-free operating margin not only in a specified range of the L.P. rotor speed but also in a specified range of  $n_2/n_1$ . A numerical example of a turbojet engine is given to illustrate the above requirements.