

压气机叶轮偏心引起的自激力和稳定性的理论分析

北京航空航天大学 晏砺堂** 洪杰 李其汉 朱梓根 赵福安

【摘要】 分析了轴流压气机叶轮偏心旋转时引起失稳力的机理、计算方法、转子失稳特性及稳定性边界等。结果表明,压气机叶轮偏心旋转引起的自激力是推动转子反进动的,因而可造成压气机转子反进动失稳。失稳是在一阶临界转速以上发生,其特征是除有转速频率的振动外,出现一阶反同步进动固有频率的振动,合成非协调进动。失稳门坎值取决于叶轮的负荷和转速。

关键词: 压缩机 叶轮 自励 屈曲 偏心力

1 引言

德国 Thomas H J^[1]、美国 Alford J S^[2]提出了叶轮偏心蒸汽漏气损失会引起自激力及稳定性问题,后来叶轮偏心引起的自激力称为 Alford 力。德国 Ulrichs K^[3]和 Wohlrab R^[4]分别对涡轮中叶轮偏心引起的自激力作了理论分析和实验研究。美国 Vance J M^[5]等用鼓风机叶轮进行了静态 Alford 力测试。证明 Alford 力的存在,但测出力很小,且实验重复性差。美国 Qiu Yuan J 和 Martinez-Sanchez M 等先,后发表了研究涡轮叶尖间隙激振力的论文和研究报告^[6~8]。国内未见有研究此类问题报道。所有研究只限于失稳力,未涉及稳定性。

叶轮偏心旋转造成沿圆周叶尖间隙不均,间隙小处效率高,大处效率低。就涡轮而言,叶尖间隙小的一侧叶片得到的功多,叶片上作用的周向气动力大,叶尖间隙大的一侧则相反。一圈叶片上的周向气动力除合成扭矩外,尚有与叶轮偏心方向垂直的横向力亦称 Alford 力,其方向是推动叶轮正进动。美国一些学者认为压气机沿圆周流场均匀。压气机叶尖间隙小的一侧效率高,只须作较少的功即可获得所需增压,故叶片上气动力小,间隙大的另一侧相反。故一圈叶片上的周向气动力合成的 Alford 力的方向也是推动叶轮正进动的^[9]。经作者们研究结果证实压气机中 Alford 力的方向并非是推动叶轮正进动,而是推动叶轮反进动的。因而压气机中的 Alford 力可能引起压气机转子反进动失稳。随着工业的发展,叶轮中的气动负荷不断增大,叶轮偏心引起失稳的可能性越来越大。压气机中的这一问题前人研究得很少,为此作者们着重对压气机中叶轮偏心引起的失稳问题进行了研究。

2 压气机叶轮偏心旋转引起的自激力

为了了解压气机叶轮偏心旋转时,沿圆周流场是否均匀,进行了静态(即偏心方向固定)时的叶轮进、出口边气体压力分布测量,结果如图1所示。进口压力沿周向相同,出口压力约成

正弦曲线分布。压力最高点在最小间隙处前方约 60° 。这证明间隙小处叶片上压力高, 必是叶片做功多, 间隙大处则相反。间隙最小点周向前方气体由大间隙流向小间隙, 受挤压, 压力升高; 后方则相反, 气体膨胀, 压力下降, 故曲线的最高点前移。这种压力分布表明压气机叶轮偏心旋转除引起使转子反进动的 A lford 力外还有向心方向的径向力。

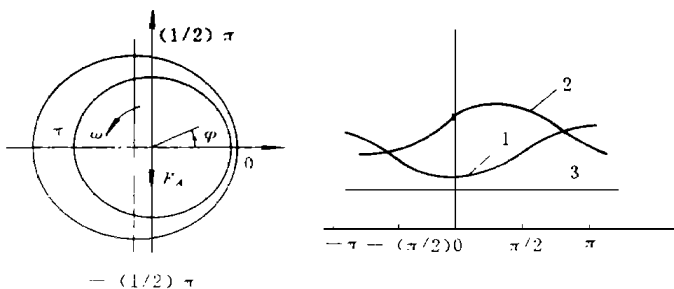


图1 叶轮进、出口边气体压力分布

Thomas 对蒸汽涡轮提出的 A lford 力算是周向 $d\varphi$ 角叶片上受到的周向气体力和 A lford 力分别为

$$dF = F_s [\eta_l - \xi_{sp}(\varphi)] d\varphi / 2\pi \quad (1)$$

$$F_A = F_y = \int \cos \varphi dF = - \frac{F_s}{2\pi} \int \xi_{sp}(\varphi) \cos \varphi d\varphi \quad (2)$$

A lford 提出的算是 $F_A = (\beta T / DL) e$ 。A lford 算式简便, 但还不够准确, 而且还有一些因素的影响未考虑。作者根据轴流叶栅理论和实验结果, 利用 Thomas 提出的式(2)对压气机中的 A lford 力的算式作了推导。实验表明用 A inley 叶片载荷系数描写叶片载荷对效率损失的影响是令人满意的。即 $\xi_{sp}(\varphi) = B (B_c / L) (H / B_c)^{0.78} Z$ 式中, B 为常数, 无冠叶栅 $B = 0.47$, 带冠叶片 $B = 0.37$; B_c 为叶弦长; Z 为 A inley 载荷系数

$$Z = [C_L / (S / B_c)]^2 (\cos^2 \alpha_e / \cos^2 \alpha_n) \quad (3)$$

式中, C_L 为叶片升力系数; S 为叶片间距; α_e 为叶栅出口相对气流角; α_n 为叶栅进、出口相对气流角平均值。将叶尖间隙 $H = C - e \cos \varphi$ 和式(4)代入式(3)得

$$\xi_{sp}(\varphi) = B (B_c / L) [(C - e \cos \varphi) / B_c]^{0.78} [C_L / (S / B_c)]^2 (\cos^2 \alpha_e / \cos^2 \alpha_n) \quad (4)$$

将式(4)代入式(2), 并将 $F_s = T / (D / 2)$ 代入可求出

$$F_A = - \frac{2T}{DL} B \cdot B_c^{2.22} \left(\frac{C_L \cos \alpha_e}{S \cos \alpha_n} \right)^2 \frac{C^{0.78}}{2\pi} \int \left(1 - \frac{e}{C} \cos \varphi \right)^{0.78} \cos \varphi d\varphi \quad (5)$$

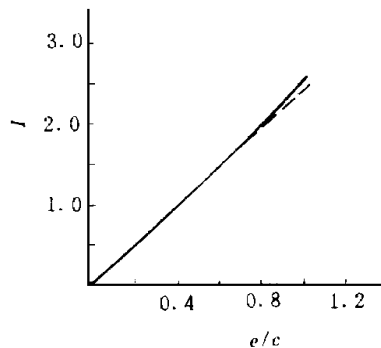
令 $I = \int (1 - e / C \cos \varphi)^{0.78} \cos \varphi d\varphi$, 算得 $I \sim e / C$ 曲线如图 2 所示。虚线 $I' = 2.4375 e / C$ 。故以 I' 代 I 。只在 $e / C \geq 0.75$ 略有误差, 最大误差为 2.75%。于是由式(5)得

$$F_A = \beta_A (T e / DL) \quad (6)$$

式中 $\beta_A = 0.776 B C^{-0.22} B_c^{2.22} (C_L \cos \alpha_e / S \cos \alpha_n)^2$ 。式(6)与 A lford 提出的算式外形相同, 仅 β_A 与叶栅尺寸、叶型、叶尖平均间隙等有关。

工作中叶轮轴常弯曲使动、静叶沿圆周轴向间隙不同, 也会引起横向力, 其方向视轴挠曲方向及转向而定。其值相对较小。式(6)只是由叶片效率损失引起的 A lford 力算式, 压力分布不均及轴弯曲的影响未计入, 故也有误差。

为便于分析转子的稳定性, 用交叉刚度表示 A lford 力的作用。若以坐标轴 x 的正向为叶轮偏心方向, 则 A lford 力的方向是正或负 y 向, 视叶轮转向而不同, 且在涡轮与压气机中不

图2 $I \sim e/c$ 曲线图

同。由具体情况而定其正负。由式(6)得 Alford 交叉刚度

$$|K_{yx}| = |K_{xy}| = \beta_A T / D L \quad (7)$$

3 压气机叶轮偏心引起的失稳分析和失稳边界的确定

3.1 压气机叶轮偏心引起的失稳分析

用一单级双支点跨梁式压气机叶轮为例分析。考虑叶轮陀螺力矩是十分必要的, 否则某些失稳特性反映不出。设转子是轴对称仅有 Alford 交叉刚度, 无其它交叉项。列出振动方程

$$M \ddot{x} + G \dot{x} + c x + K_{ii} x + K_{ij} x = F \quad (8)$$

式中, x 为广义静坐标列阵含 x, y 两向线位移和角位移, M 质量矩阵, G 陀螺矩阵, c 阻尼矩阵, K_{ii} 刚度矩阵, K_{ij} 为 Alford 交叉刚度矩阵, F 为不平衡力列阵。为了解失稳时响应故计入 F 。式(8)前乘 M^{-1} 得

$$\ddot{x} + M^{-1}(G + c)\dot{x} + M^{-1}(K_{ii} + K_{ij})x = M^{-1}F \quad (9)$$

令 $A = M^{-1}(G + c)$, $B = M^{-1}(K_{ii} + K_{ij})$, $C = M^{-1}F$, $\dot{x} = y$, 得

$$\dot{y} = C - Bx - Ay, \quad \dot{x} = y \quad (10)$$

用数值积分法算出转子系统的时域和频域响应曲线供分析。

先算得该转子的一阶正、反同步进动固有频率分别为: $n_{c1}^+ = 110\text{Hz}$, $n_{c1}^- = 60\text{Hz}$, 二阶反同步进动固有频率为 $n_{c2}^- = 2.707\text{Hz}$ 。算得在转速为 159r/s 和不同 K_{xy}/K_{11} 时的时域和频域响应如图 3。图上看当 K_{xy}/K_{11} 值小时, 叶轮以转速频率作正同步进动。 $K_{xy}/K_{11} = 0.12$ 时叶轮以

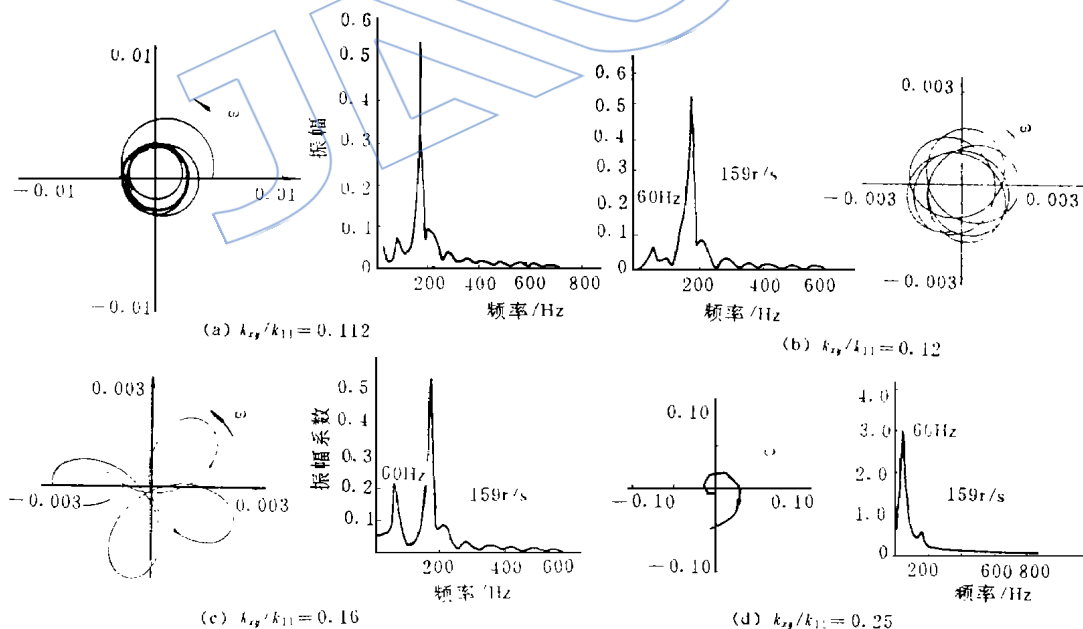


图 3 Alford 力作用下压气机叶轮稳定性分析图

非协调反进动轨迹进动, 频域图上出现反同步进动固有频率。随着 K_{xy}/K_{11} 增大, 非协调反进动轨迹增大, 反同步进动频率的幅值增大, 转速频率幅值未变。当 K_{xy}/K_{11} 增到 0.25 时, 轨迹图上看到明显的失稳, 反同步进动频率的幅值已远比以转速频率正同步进动的幅值为大。

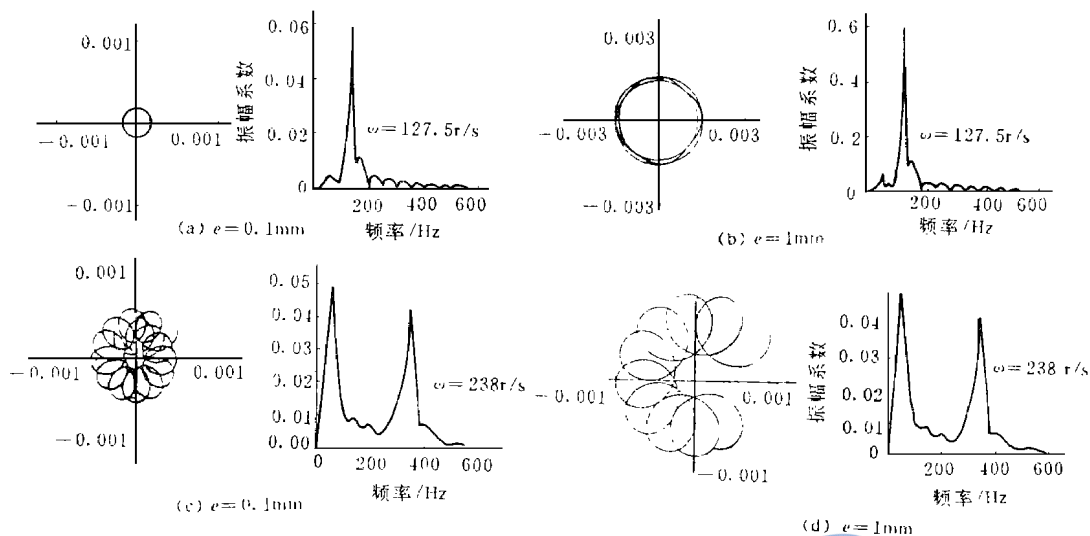
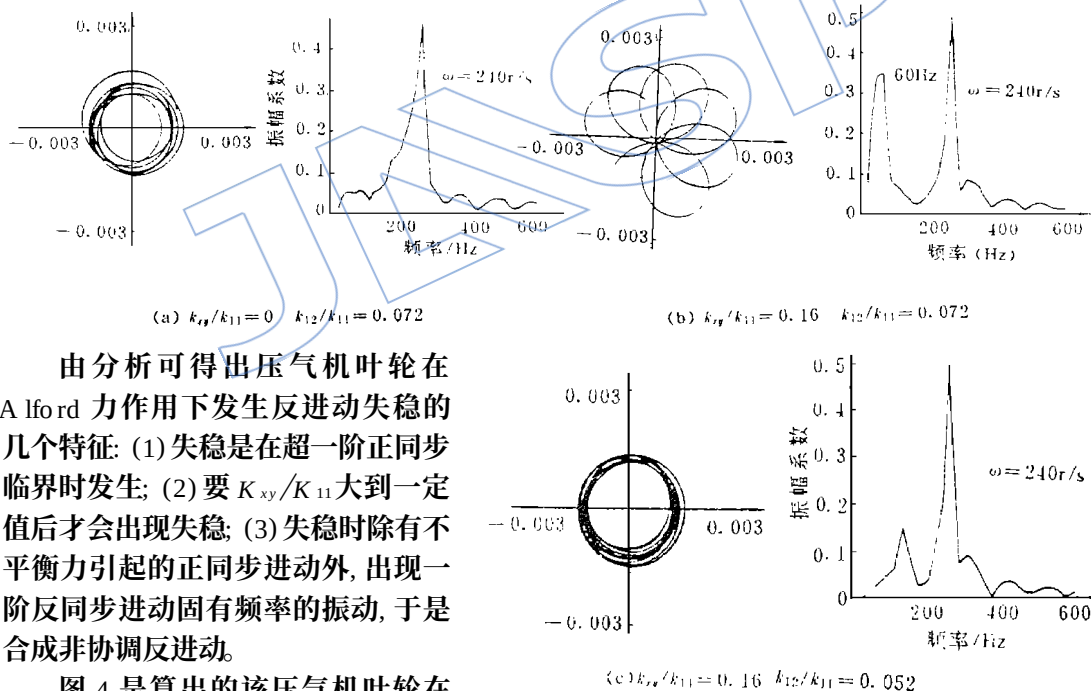
图 4 不同不平衡偏心距 e 和不同转速时的频域和时域响应

图 5 几种不同耦合刚度比时的响应

由分析可得出压气机叶轮在 Alford 力作用下发生反进动失稳的几个特征: (1) 失稳是在超一阶正同步临界时发生; (2) 要 K_{xy}/K_{11} 大到一定值后才会出现失稳; (3) 失稳时除有不平衡力引起的正同步进动外, 出现一阶反同步进动固有频率的振动, 于是合成非协调反进动。

图 4 是算出的该压气机叶轮在 $K_{xy}/K_{11} = 0.195$, 不同不平衡偏心距 e 和不同转速时的频域和时域图。可

以看出不平衡量的大小只影响振动大小, 正、反同步进动成份相对大小未变。也就是对失稳的发生无影响。这表明在计算失稳边界时可以不考虑不平衡量的存在。计算中 Alford 力和不平衡力都是与转子偏心距成正比的, 因而两力引起的振动成份同比例变化。图上看出转速对失稳有明显的影响。随着转速的升高, 反同步进动固有频率成份的响应增大很多, 轨迹图上出现明显的非协调反进动。

计算了几种不同耦合刚度比时的响应,如图 5 所示。可见当 K_{xy}/K_{11} 较大,在 $K_{12}/K_{11}=0.072$ 时,叶轮出现有反进动失稳,频谱图上有较大反同步进动固有频率的振动,轨迹图上也显示非协调反进动,但当 K_{12}/K_{11} 略减小到 0.052 时(其它条件相同)反进动失稳就消失。

3.2 压气机叶轮偏心旋转失稳边界的确定

可应用计算转子稳定性的复数传递矩阵法来分析 A lford 力引起的失稳边界。只是计算中应将 A lford 交叉刚度考虑进去。列出阻尼自由振动方程,不计不平衡力的影响。求解其复数特征值。即 $\lambda = a + i\Omega$ 。式中 a 为与振动衰减有关系数; Ω 为振频。 $a=0$ 时即为失稳边界, $a>0$ 时转子失稳。计算中转子的结构和阻尼等均为定值,仅 K_{xy} 和转速 ω 为可变值。可以先后取定不同的 ω 值,每取一 ω 值,再以一系列 K_{xy} 值代入式中计算出对应的 λ 和 a 值。其中 $a=0$ 时的 K_{xy} 值便是对应转速 ω 值时的失稳门坎值。也可求出相应某一 K_{xy} 值时的失稳门坎转速值。

结论 (1) 压气机叶轮偏心旋转,沿圆周叶尖间隙不均,叶片效率和气体压力不等,一级叶片上的气体周向力除合成扭矩外尚有与叶轮偏心方向垂直的横向力可能使叶轮反进动失稳。气体压力分布不均除合成横向力外尚有与叶轮偏心方向相反的分力,相当于使叶轮径向刚度增大。叶片效率不等形成的横向(A lford)力是主要的。(2) 据叶栅理论和实验结果导出的 A lford 力算式 $F_A = \beta A Te/DL$,外形与 A lford 提出的算式相同,但 β 不为常数,而与叶栅结构尺寸及叶型等有关。(3) 由于不平衡力等存在,当 A lford 交叉刚度值相对不大时,叶轮仍作正同步进动。偏心引起的 A lford 力和压力分布不均只起阻尼和气动刚度作用。A lford 交叉刚度大到足以克服阻尼和不平衡力作用时出现反进动失稳。除出现转速频率振动外有一阶反同步进动固有频率振动,合成非协调反进动。随着失稳加剧,反进动成份增大。(4) 出现反进动固有频率振动成份时为开始失稳。开始失稳时的 A lford 交叉刚度和转速称失稳门坎值。

参 考 文 献

- 1 Thomas H J. Unstable Oscillation of Turbine Rotors Due to Steam Leakage in the Sealing Glands and the Buckets Bulletin Scientifique, A. J. M., 1958, 71
- 2 Alford J S. Protecting Turbomachinery from Self-Excited Rotor Whirl Journal of Engineering for Power, 1965
- 3 Ulrichs K. Clearance Flow - Generated Transverse Force at the Rotor of Thermal Turbomachines Diss. T U M unichen 1975, Translated as NASA TM 77292, 1983
- 4 Wohlrab R. Experimental Determination of Gas Flow Conditioned Force at Turbine Stages and Their Effect on the Running Stability of Simple Rotors Diss. T U M unichen 1975, Translated as NASA TM 77293, 1983
- 5 Vance J M, Laudadio E J. Exponential Measurement of Alford Force in Axial Flow Turbomachinery. ASME Paper 84-GT-140, 1984
- 6 Yuan J Qiu, Martinez Sanchez M. Prediction of Destabilizing Blade Tip Forces for Shrouded and Unshrouded Turbines N86-30183
- 7 Martinez Sanchez M, Greitzer E M. Turbine Blade - Tip Clearance Excitation Forces Final Report on Contract Number NASA 35018, 1985
- 8 Martinez Sanchez M, Taroux B. Turbine Blade Tip and Seal Clearance Excitation Forces NASA -CR-184341, 1992
- 9 Fredric Ehrich, Dara Childs. Self-Excited Vibration in High-Performance Turbomachinery Mechanical Engineering 1984

(责任编辑 杨再荣)