

文章编号: 1000-8055(2003)01-0046-05

轴流压气机动静叶片排非定常气动力分析

周正贵, 胡 骏

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 采用二维 N-S 方程数值模拟压气机动静叶片排内流动。对于一单级低速轴流压气机中径处流动, 计算结果与实验测量值吻合较好。采用傅立叶级数分析方法研究转静子叶片力脉动的频谱特性, 研究表明: 对于不同轴向间距动静叶排, 动静叶片的非定常叶片力脉动基本由其一阶傅立叶分量确定。用一阶傅立叶分量近似叶片力脉动, 推得只要扰动叶片排叶片数与被扰动叶片排叶片数不成整数倍, 被扰动叶片排总气动力脉动幅值就趋于 0。

关键词: 航空、航天推进系统; 压气机; 数值模拟; 叶片力; 频谱特性

中图分类号: V 211.1⁺ 5

文献标识码: A

The Analysis of Unsteady Blade Force in a Rotor/Stator Axial Compressor

ZHOU Zheng-gui, HU Jun

(Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Flow of the passage mid-span section in a low speed axial compressor is simulated using two dimensional Navier-Stokes equations. It is found that the calculated results are in good agreement with the experimental data. The characteristics of blade force frequency chart are investigated by using the Fourier series method. Results show that for different axial gaps between the rotor and stator, fluctuation of the unsteady blade force is mostly determined by the first rank Fourier component. Simplifying the fluctuation as sine function, it can be derived that as long as the number ratio of the disturbing to the disturbed blade row is not integer, the total unsteady blade force fluctuation from the disturbed blade row will approach to zero.

Key words: aerospace propulsion; compressor; numerical simulation; blade force; frequency chart

1 引言

对于轴流压气机转静子叶片排内流动, 由于上游叶片排对下游叶片排的尾迹和势扰动, 下游叶片排对上游叶片排的势扰动, 致使上下游叶片产生非定常叶片力。叶片所受气动力高频脉动将影响其疲劳寿命。文献[1, 2]等通过实验研究了涡

和势扰动的物理本质。对于多级轴流压气机, 文献[3]等通过改变叶片周向时序, 减小叶片力脉动。本文采用数值计算模拟压气机动静叶片排内流动。利用傅立叶级数分析方法研究转静子叶片力脉动的频谱特性。根据叶片力脉动的频谱特性进一步分析转静子非定常气动载荷。

收稿日期: 2002- 02- 04; **修订日期:** 2002- 06- 20

作者简介: 周正贵(1962-), 男, 安徽无为, 南京航空航天大学能源与动力学院副教授, 主要从事叶轮机气体力学及航空发动机总体性能研究

2 数值计算方法

直角坐标系下, 非定常二维雷诺平均N-S 方程为:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial F_I}{\partial x} + \frac{\partial G_I}{\partial y} = \frac{\partial F_v}{\partial x} + \frac{\partial G_v}{\partial y} \tag{1}$$

其中:

$$Q = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho H \end{pmatrix}, \quad F_I = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + P \\ \rho uv \\ \rho H u \end{pmatrix}$$
$$G_I = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ \rho v^2 + P \\ \rho H v \end{pmatrix}$$
$$F_v = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ \tau_{xy} \\ \beta_x \end{pmatrix}, \quad G_v = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{yx} \\ \tau_{yy} \\ \beta_y \end{pmatrix}$$

方程离散采用二阶隐式逆风格式。紊流粘性系数采用标准 $k-\epsilon$ 紊流模型计算。图 1 中给出进出口边界、周期性边界和动静叶排计算网格界面。

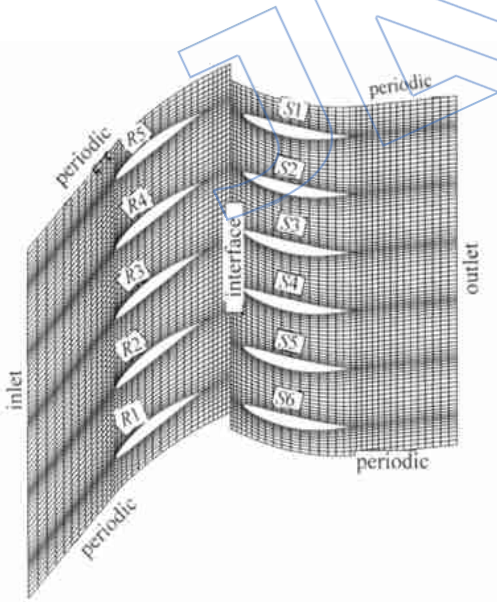


图 1 计算网格示意图
Fig 1 Schematic of computational mesh

转静子叶片排内流动, 在二个相对运动坐标系中(各坐标系与对应的叶片排相对静止)分别计算, 计算方法与通常的静止叶片通道内流动计算方法相同。每一时刻, 上下游信息通过网格界面, 在反复迭代计算过程中传递。与网格交界面相

邻的上游单元(转子叶排内网格单元)上参数值与下游静子叶排在网格交界面上节点参数值相关联, 这样完成下游信息向上游传递。由于动静叶排网格在交界面上节点一般不重合, 此类数值要根据某时刻动静叶排网格间相互关系插值求得。上游信息向下游传递采用类似方法实现。

3 对计算结果的考核

为了考核计算结果, 取单级低速轴流压气机实验结果^[4]中, 动静叶轴向间距为 21% 静叶弦长, 转速为 1200 r/min 实验工况, 对其叶中截面非定常流进行数值模拟。由于上游转子和下游静

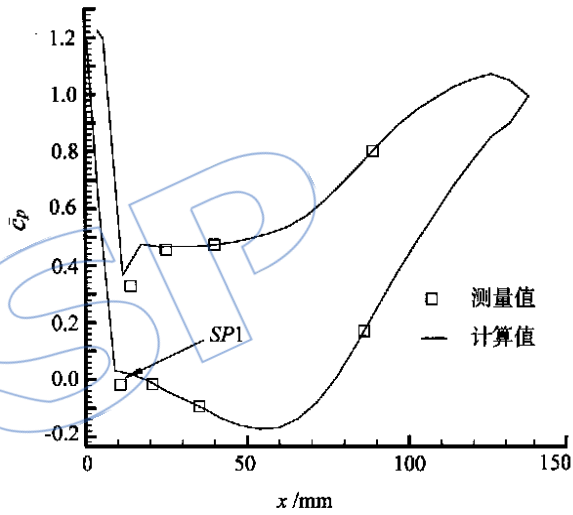


图 2 计算和测量叶片表面时均压力分布
Fig 2 Calculated and measured time-averaged pressure on blade surfaces

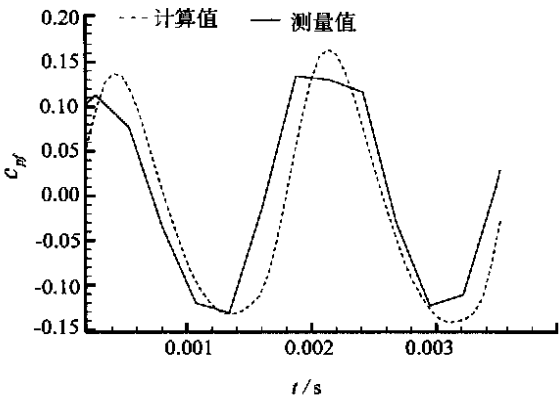


图 3 叶片表面压力脉动测量和计算值
Fig 3 Calculated and measured blade surface pressure fluctuation

子叶片数分别为 30 和 36, 因而动静叶排内流动呈 5 个周期变化, 转子和静子分别以 5 个和 6 个叶片通道为一周期。流场计算取一个周期, 计算网格如图 1。每一叶片通道内分布 61×41 (流向 $\times$ 切向) 网格节点。对动静叶叶片作图 1 所示编号。

由实验实测值, 给出转子进口静压和总压及速度方向(轴向)和静子出口反压, 作为数值计算进出口边界条件。数值计算得转子进口轴向速度为 39.02 m/s , 实测值为 39.07 m/s 。图 2 为静叶表面压力系数时均值计算与实测值比较。图 3 为叶片吸力面靠近前缘点(图 2 中 $SP1$ 点)压力系数脉动计算与实测值比较, 图中纵坐标 $C_{pf} = (C_p - \bar{C}_p) / \bar{C}_p$, $\bar{C}_p$ 为压力系数时均值。微型动态压力传感器埋置于叶片表面, 计算机通过高频数据采集卡(模拟量/数字量转换板)采集传感器非定常压力。比较表明计算与实测吻合很好。

4 叶片气动力脉动

图 4 为上述算例转子和静子叶片切向力脉动。图中 $F_{tf} = (F_t - \bar{F}_t) / \bar{F}_t$, $\bar{F}_t$ 为叶片时均切向力。由图 4, 下游静子势扰动造成上游转子叶片切向力脉动幅值为时均值的约 15%; 而上游转子势扰动和涡扰动造成下游静子叶片切向力脉动幅值为时均值的约 20%。上游叶排非定常流对下游叶排流动影响较大; 但由于两个叶排相距较近且流速低, 下游叶排非定常流对上游叶排影响呈同一数量级。对转子叶片, 叶片力脉动周期 $T_r = D_s / U$,

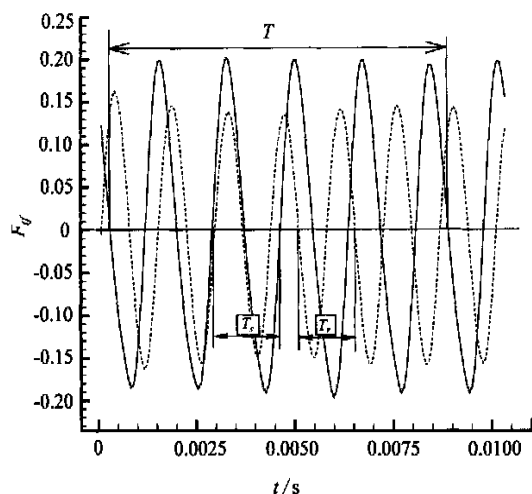
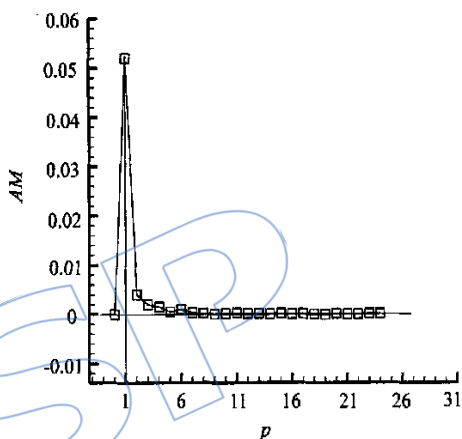


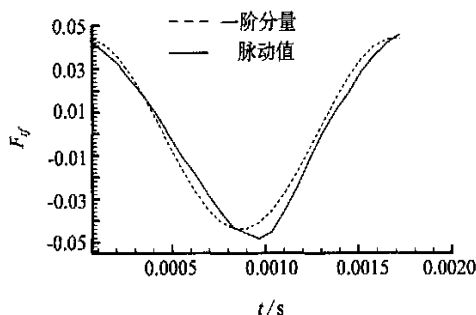
图 4 转静子叶片切向力脉动

Fig 4 Tangent force fluctuation of the rotor and stator

片叶片力脉动时间差为 $T_{rd} = D_r / U$, D_r 为转子叶排栅距, 如 $R2$ 较 $R1$ 叶片力脉动时间滞后为 T_{rd} , 因为经过 T_{rd} 时间后 $R2$ 叶片到达 $R1$ 叶片原来所在位置。静子叶片切向力脉动周期 $T_s = D_r / U$; 相邻静子叶片叶片力脉动时间差为 $T_{sd} = D_r / U$ 。实际上, 由于上下游叶片排流动相互影响, 转子和静子叶片叶片力脉动周期应为 $T = 6T_r = 5T_s$ 。图 4 表明: 在 T 时间内, 静子叶片 5 个 T_s 和转子叶片 6 个 T_r 时间间隔内叶片力变化不完全相同, 但差别较小。



(a) 静叶切向叶片力脉动频谱图



(b) 脉动值与其一阶分量比较

图 5 脉动频谱图(a)和脉动值与其一阶分量比较(b)

Fig 5 Frequency chart of the stator blade tangent force (a) and comparison of fluctuation with its first rank component (b)

图 5(a) (图中纵坐标 $AM = \sqrt{A_p^2 + B_p^2}$) 表明: 叶片力脉动基本表现为其一阶傅立叶分量, 也就是说可用正弦函数近似表示叶片切向力随时间脉动。即:

D_s 为静子叶排栅距, U 为轮缘速度; 相邻转子叶

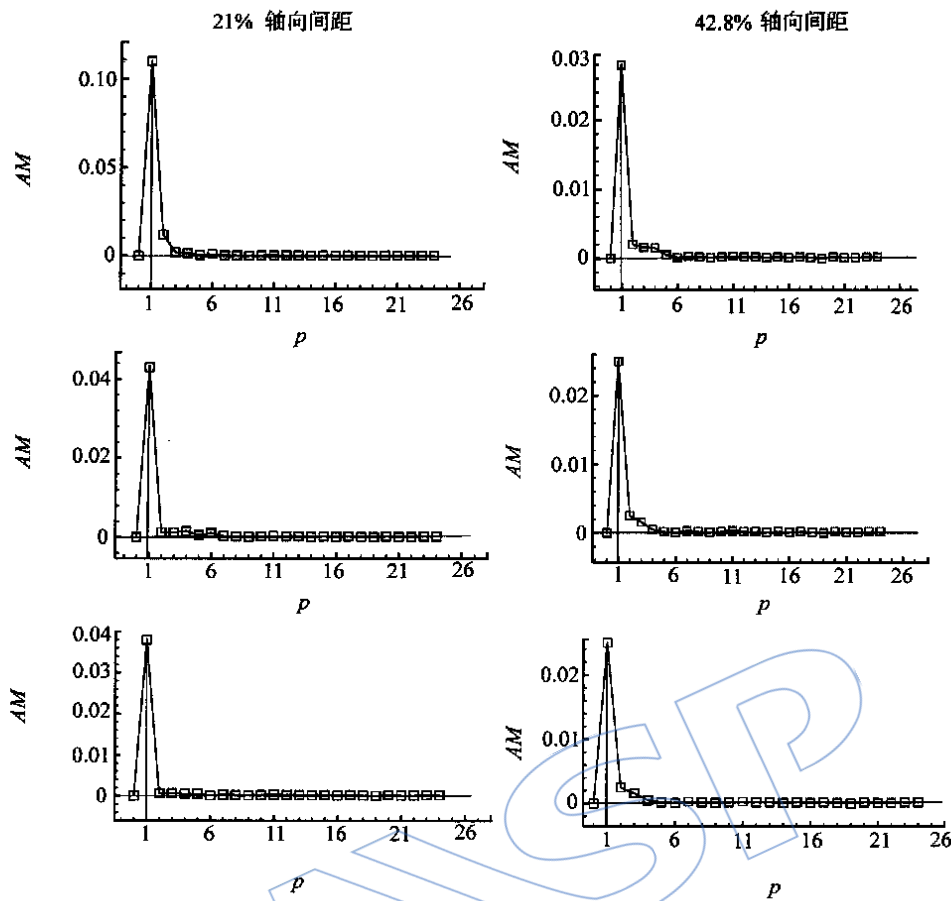


图6 转静子非定常力频谱图

Fig 6 Frequency chart of unsteady aerodynamic force in the rotor and stator

$$F_q(t) = 0.5A_0 + \sum_{p=1}^{\infty} [A_p \cos(px) + B_p \sin(px)] \approx A_1 \cos(x) + B_1 \sin(x) = \sqrt{A_1^2 + B_1^2} \sin(x + \alpha) \quad (2)$$

其中: $x = \frac{2\pi}{T_s}t$, t 为时间; $\alpha = \arccos\left(\frac{B_1}{\sqrt{A_1^2 + B_1^2}}\right)$

图 5(b) 显示了一阶分量的逼近程度。为了进一步分析叶片力频谱特性, 将静子叶排后移, 使动静叶轴向间距为 42.8% 静叶弦长, 其他条件不变, 进行数值计算并作频谱分析。图 6 列举动静叶排轴向间距分别为 21%, 42.8%, 转子和静子非定常叶片切向和轴向叶片力频谱特性。结果表明不同轴向间距上游转子和下游静子非定常叶片切向力、轴向力都呈同样的频谱特性, 即基本由一阶傅立叶分量确定。

5 转静子气动力脉动

叶片所受气动力高频脉动将影响其疲劳寿

命, 对于多级轴流压气机, 文献[2]等通过改变叶片周向时序, 减小叶片力脉动。转子上各叶片切向力脉动叠加, 可能会形成转子扭矩脉动, 使转子轴剪切应力交替变化, 影响转子轴疲劳寿命。而转子轴向力脉动, 会影响转子轴向止推轴承的疲劳寿命。

根据相邻静子叶片叶片力脉动时间滞后为 $T_{sd} = D_r/U$, 可推得其一阶傅立叶分量相位差为:

$$\Phi_{sd} = \frac{2\pi T_{sd}}{T_s} = \frac{2\pi D_r}{D_r Z_s} = \frac{2\pi Z_r}{Z_s} \quad (3)$$

式中: Z_r, Z_s 为转子和静子叶片数。

在转静子设计时, 可通过叶片数选取使叶片力相互抵消, 进而减小转子切向和轴向力脉动。先考察静子所受非定常气动力。如果叶片力脉动可近似用一阶傅立叶分量近似, 或者更宽松些只要叶片力脉动波峰与波谷间相位差为 π , 而曲线不一定要呈正弦变化, 那么可以采用下式选取叶片数 Z_r 和 Z_s

$$F(t) = \sum_{i=1}^{Z_s} \sin\left[\frac{2\pi}{T_s}t - \frac{2\pi Z_r}{Z_s}(i-1)\right] \quad (4)$$

使得总叶片力脉动 $F(t)$ 幅值最小。当 $Z_r = 30, 40, 50, 60$ 时, 由式(3)可算出 $F(t)$ 幅值 FT 与动静叶叶片数比值 Z_r/Z_s 关系曲线如图 7。由图 7, 当 Z_r/Z_s 为整数时, 静子气动力脉动幅值 FT 为各叶片叶片力脉动幅值之和达最大。因为这种情况静子叶片力脉动相位差为 2π 的整数倍。当 Z_r/Z_s 不为整数时, 叶片力近于完全相互抵消, FT 趋于 0。同

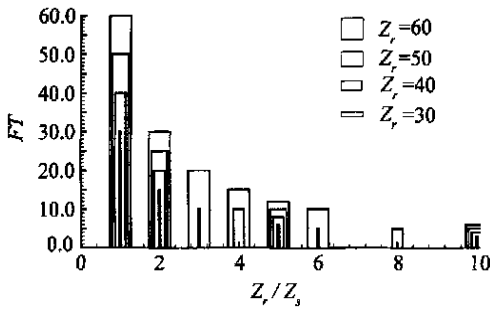


图 7 总叶片力与转静子叶片数比值关系

Fig 7 Relation of total blade force with ratio of the rotor to stator blade number

样分析可得下游静子叶排非定常流对上游转子力脉动幅值影响。当 Z_r/Z_s 为整数时, 转子气动力脉动幅值 FT 为各叶片叶片力脉动幅值之和达最大; 当 Z_r/Z_s 不为整数时, 叶片力近于完全相互抵消, FT 趋于 0。也就是说: 只有当扰动叶片排叶片数为被扰动叶片排叶片数整倍时, 被扰动叶片排非定常气动力达最大; 否则叶片排近于不存在

非定常气动力。上述分析基于非定常叶片力脉动按正弦函数变化, 且幅值完全相同。实际情况与之有所差别, 但总体趋势应当互相一致。因此在转静子叶片数选择时应避免相互成整数倍关系, 并且只要不成整数倍关系, 就不会产生较大的转静子非定常气动力。

6 结 论

(1) 采用二维 N-S 方程方法数值模拟动静叶排内流动, 计算结果与实验测量值吻合较好。

(2) 对于不同轴向间距动静叶排, 动静叶片的非定常叶片力脉动基本由其一阶傅立叶分量确定。

参考文献

- [1] Feiereisen J M, Montgomery M D, Fleeter S. Unsteady Aerodynamic Forcing Functions: A Comparison between Linear Theory and Experiment[J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116: 676- 685
- [2] Henderson G, Fleeter S. Forcing Function Effects on Unsteady Aerodynamic Gust response: Part 1 - Forcing Functions[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115: 741 - 750
- [3] Hsu S T, Wo A M. Reduction of Unsteady Blade Loading by Beneficial Use of Vortical and Potential Disturbances in an Axial Compressor with Rotor Clocking[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120: 705- 713
- [4] 胡骏, 汤国才, 于再. 动叶尾迹对静子非定常气动性能的影响[J]. 航空动力学报, 1999, 14(4): 387- 392