

# 亚声速叶片与跨声速叶片的气动阻尼比较<sup>\*</sup>

郭雪莲, 李 琳

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

**摘 要:** 为了研究叶轮机中叶片与流场流固耦合作用情况下的气动阻尼, 分别以亚声速和跨声速转子叶片为例计算气动阻尼。根据对非定常气动力的分析, 提出了一种与结构等效粘滞阻尼比对应的模态气动等效粘滞阻尼比的定义。采用弱耦合分域求解的算法, 在线性范围内, 计算并比较了跨声速叶片和亚声速叶片模态和振幅对模态气动阻尼比的影响, 根据分布气动阻尼比研究压缩波对模态气动阻尼比的影响。研究结果表明这两类叶片的气动阻尼特性基本一致, 所提参数对两类叶片的气动阻尼的影响基本相同。

**关键词:** 气动阻尼; 跨声速叶片; 亚声速叶片; 模态; 振幅; 压缩波

**中图分类号:** V231.92      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1001-4055 (2010) 03-0296-06

## Comparison on aerodynamic damping between subsonic blade and transonic blade

GUO Xue-lian, LI Lin

(Coll. of Energy and Power Engineering, Beijing Univ. of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

**Abstract** In order to study the aerodynamic damping from fluid-structure interaction in turbomachinery, the aerodynamic damping is computed for subsonic blade and transonic blade. The method introduced defines the aerodynamic damping as viscous damping in structure that is viscous damping ratios multiplied by velocity. The low level coupling is used to solve the problem. The paper analyses the effect of different modes and different vibration amplitudes under linearity between the subsonic blade and the transonic blade and the effect of compression wave in subsonic and transonic vane cascades. The similar results of aerodynamic damping can be obtained between the subsonic blade and the transonic blade and the effect of the listed parameters is similar.

**Key words** Aerodynamic damping; Transonic blade; Subsonic blade; Mode; Vibration amplitude; Compression wave

## 1 引 言

气动阻尼在叶片的强迫响应计算中是一个非常重要的因素, 既关系到计算是否收敛也关系到计算的动应力结果是否准确。

随着计算流体力学的发展, 气动阻尼的数值计算方法越来越深入。Kiel Robert E<sup>[1]</sup>等将气动激振力和气动阻尼进行了分析和归纳, 重点提出在没有摩擦阻尼器的时候, 一弯和一扭的气动阻尼比结构阻尼更重要, 在高阶模态时结构阻尼也同等重要。Gottfried Dana A<sup>[2]</sup>等利用 ALE3D 代码在 Euler 方程下分别计算真空条件下叶片的机械阻尼比和设计流场状态下

叶片的总阻尼比, 再从总阻尼比中减去机械阻尼比, 就得到气动阻尼比。指出振动的最大位移小于弦长的 1% 时, 可以忽略气动非线性的影响。他们计算了跨声叶栅一弯和一扭模态下的气动阻尼。Stuart Moffatt<sup>[3]</sup>等提出在计算气动力激振的强迫响应时, 气动激振和气动阻尼在不同物理模型下求解: 激振力在真实的流场中得到, 但是叶片不运动; 阻尼在均匀来流下求解, 叶片按照给定的模态运动。文中用能量法求解了 Rotor67 一扭模态下的气动阻尼, 并根据得到的气动阻尼与机械阻尼求解强迫响应。Srivastava<sup>[4]</sup>等也用能量法求解了气动阻尼, 主要研究了出口反压对气动阻尼的影响, 以及不同反压下激波位置变化对气

\* 收稿日期: 2009-12-17; 修订日期: 2010-03-10。

作者简介: 郭雪莲 (1977-), 女, 博士生, 研究领域为流固耦合及强迫响应。Email: elona\_gx@sina.com

动阻尼的影响。Seinturier<sup>[5]</sup>等分别用 Euler 方程和时间线性化 N-S 方程求解了第三阶(二弯)模态下的气动阻尼,并将其应用于气动激振的强迫响应计算,指出相同模型不同流场简化得到的气动阻尼对强迫响应有着不同的影响。

上述文献对气动阻尼的求解一般均采用能量法计算,这是一种来自颤振分析的方法,研究对象一般为跨声速叶片。由于是以颤振分析为主要目的,因此这类研究对气动阻尼的振动阻力特性关注较少。本文首先通过对诱导叶片共振(模态振动)时的气动激振力的特性分析,提出一种模态气动阻尼比的数值分析方法,这种方法更加直观的给出来自气流振动阻力是如何产生的。在叶轮机中,亚声速叶片和跨声速叶片是两种常见叶片,所以以亚声速叶片和跨声速叶片作为研究对象,对比分析两种叶片设计状态下,低阶模态和叶片振动幅值对模态气动阻尼比的影响;分别给出两种叶片表面模态气动阻尼比的分布,在此基础上进一步研究流场中压缩波(激波和弱压缩波)对模态气动阻尼比的影响。

## 2 气动阻尼的计算方法

忽略叶片的机械阻尼,模态坐标系下叶片的运动方程可以表示为

$$M_i \ddot{q}_i + K_i q_i = \begin{bmatrix} \varphi_i^T | F_m |_{x,y,z} + f_a |_{x,y,z} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中  $M_i$  和  $K_i$  是第  $i$  阶模态质量和模态刚度,  $F_m |_{x,y,z}$  为非气动力,  $f_a |_{x,y,z}$  为叶片表面的非定常气动力,  $\varphi_i$  为叶片的第  $i$  阶振动模态,  $q_i$  为对应阶次的广义坐标。

来自叶片表面气动力的气动阻尼使得叶片的振动位移和表面气动力之间存在相位差,即对应于  $q_i = A_i \sin(\omega_i t)$  的叶片振动形式,广义气动力具有如下形式

$$Q_i(t) = \begin{bmatrix} \varphi_i^T | f_a |_{x,y,z} \end{bmatrix} = f_i \sin(\omega_i t + \varphi) \quad (2)$$

式中  $\omega_i$  为第  $i$  阶固有频率,  $\varphi$  为叶片振动位移和表面气动力之间的相位角,将式(2)的右端项展开

$$Q_i(t) = f_{i1} \sin(\omega_i t) + f_{i2} \cos(\omega_i t) = f_{i1} \sin(\omega_i t) + f_{i2} \sin(\omega_i t + \frac{\pi}{2}) \quad (3)$$

上式表明当叶片在某阶共振频率附近振动时,来自流体的力可以分解为两部分:一部分起激振作用(与位移响应同步的部分);该部分可写为

$$Q_{i1}(t) = \vartheta_{i1} q_i \quad (4)$$

另一部分起阻碍叶片振动的作用(与位移响应之间存在  $\pi/2$  相位差的部分);该部分又可写为

$$Q_{i2}(t) = \vartheta_{i2} \dot{q}_i \quad (5)$$

这一形式恰为振动系统中的粘滞阻尼的形式,则  $\vartheta_{i2}$  的物理意义为第  $i$  阶模态气动阻尼系数。引入模态气动阻尼比  $\xi_i$ , 可将  $\vartheta_{i2}$  表示成

$$\vartheta_{i2} = 2\xi_i M_i \omega_i \quad (6)$$

将叶片振动形式和式(2), (4), (5), (6)代入  $Q_i = \vartheta_{i1} q_i + \vartheta_{i2} \dot{q}_i$  可得

$$\begin{bmatrix} \varphi_i^T | f_a |_{x,y,z} \end{bmatrix} = \vartheta_{i1} A_i \sin \omega_i t + 2\xi_i M_i A_i \omega_i^2 \cos \omega_i t \quad (7)$$

将式(7)的等号两边同时乘以  $\cos \omega_i t$ , 并在一个周期上进行积分(正交积分)即可得到模态气动阻尼比的表达式

$$\xi_i = -\frac{1}{M_i A_i \omega_i^2 T} \int_{t_0}^{t_0+T} \begin{bmatrix} \varphi_i^T | f_a |_{x,y,z} \end{bmatrix} \cos \omega_i t \, dt \quad (8)$$

式中  $T$  为整数倍的周期,积分下限  $t_0$  一般不取零值,以舍去非定常气动力的瞬态影响。

按式(8)计算模态气动阻尼比的基本步骤为:

叶片结构分析:应用 ANSYS 结构分析软件计算叶片的固有频率  $\omega_i$  和振型(模态)  $\varphi_i$ ; ④令所分析的叶片按第  $i$  阶振型并以  $q_i = A_i \sin \omega_i t$  的规律在流场中振动,幅值的选取将在第3节中进行研究; ⑤流场分析:计算由叶片振动产生的流场及其作用在叶片表面的气动力  $f(x,y,z,t)$ ; 计算式(8)中的积分并进而获得模态气动阻尼比  $\xi_i$ 。

## 3 亚/跨声速叶片气动阻尼的计算

### 3.1 叶片模态分析和叶栅流场分析

本文研究的亚声速叶片选择某燃气轮机的一级转子叶片,26个叶片;跨声速叶片选择 NASA-Rotor37 的一级转子叶片,36个叶片。

叶片的模态分析和叶栅的流场分析都采用通用前处理软件 Gambit 做前处理,包括网格的划分和边界条件的定义。通过选择不同的求解器,得到不同计算软件需要的网格文件。为了避免在流固耦合交界面上的数据交换带来人为的误差,在 Gambit 中,流体域和固体域的边界上使用了相同的网格节点。虽然这样增加了模态分析的计算成本,但是减少了人为控制的因素,而且实际上增加了网格数的模态分析相对

于流场的计算还是非常快的。叶片的模态分析采用结构分析软件 *Ansys*。叶片固有频率和振型由此得到。流场分析采用计算流体软件 *Fluent*。*Fluent*中的 UDF(用户定义函数)提供了大量的宏,用户可以根据需要选择宏,用 C 语言编写程序,并行在 *Fluent* 软件上,以满足 *Fluent* 中不能实现的用户要求。本文的叶片与流体之间的流固耦合作用即是通过 UDF 定义动网格实现。

3 1 1 叶片模态分析

将 *Gambit* 中有限元模型的网格导入 *Ansys* 图 1 (a)为跨声速叶片模型,图 1(b)为亚声速叶片模型。

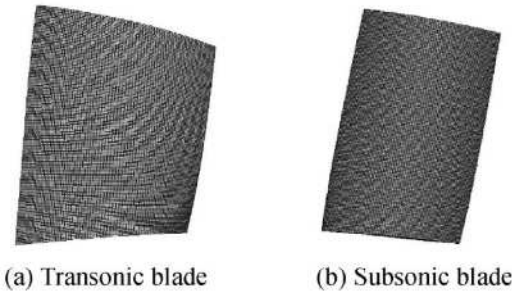


Fig. 1 Finite element models of blades

两种叶片均为不锈钢材料,材料属性:密度为  $7800\text{ kg/m}^3$ ,弹性模量为  $200\text{ GPa}$  泊松比为  $0.3$ 。对叶根的位移全约束,进行模态分析,得到前三阶的固

有频率(表 1)和振型(图 2(a)为跨声速叶片振型,图 2(b)为亚声速叶片振型)。

Table 1 Natural frequency of transonic blade and subsonic blade

| Mode                                    | The 1st | The 2nd | The 3rd |
|-----------------------------------------|---------|---------|---------|
| Natural frequency of transonic blade/Hz | 937.82  | 2660.8  | 3379.5  |
| Natural frequency of subsonic blade/Hz  | 410.99  | 1308.5  | 1605.8  |

振型图由左至右分别为一弯、一扭和弯扭耦合的振型。这两种叶片前两阶的振型是很接近的,弯扭耦合的振型差别较大,虽然都是一阶弯曲和一阶扭转的耦合,但是跨声速叶片的振型偏弯曲振型,而亚声速叶片的振型偏扭转振型。

3 1 2 流场分析

在对流场进行分析时,根据叶栅流场的周期对称特性,采用单通道流场模拟整圈流场,对称面加周期边界条件,不考虑叶尖间隙的影响。在 *Fluent* 中,动网格功能要求流体网格为非结构网格(四面体网格)。将 *Gambit* 中流体模型的网格导入 *Fluent* 中,如图 3 所示,图 3(a)为跨声速叶片模型,图 3(b)为亚声速叶片模型,左边是进口,右边是出口,注意这两种转子的转向不同。

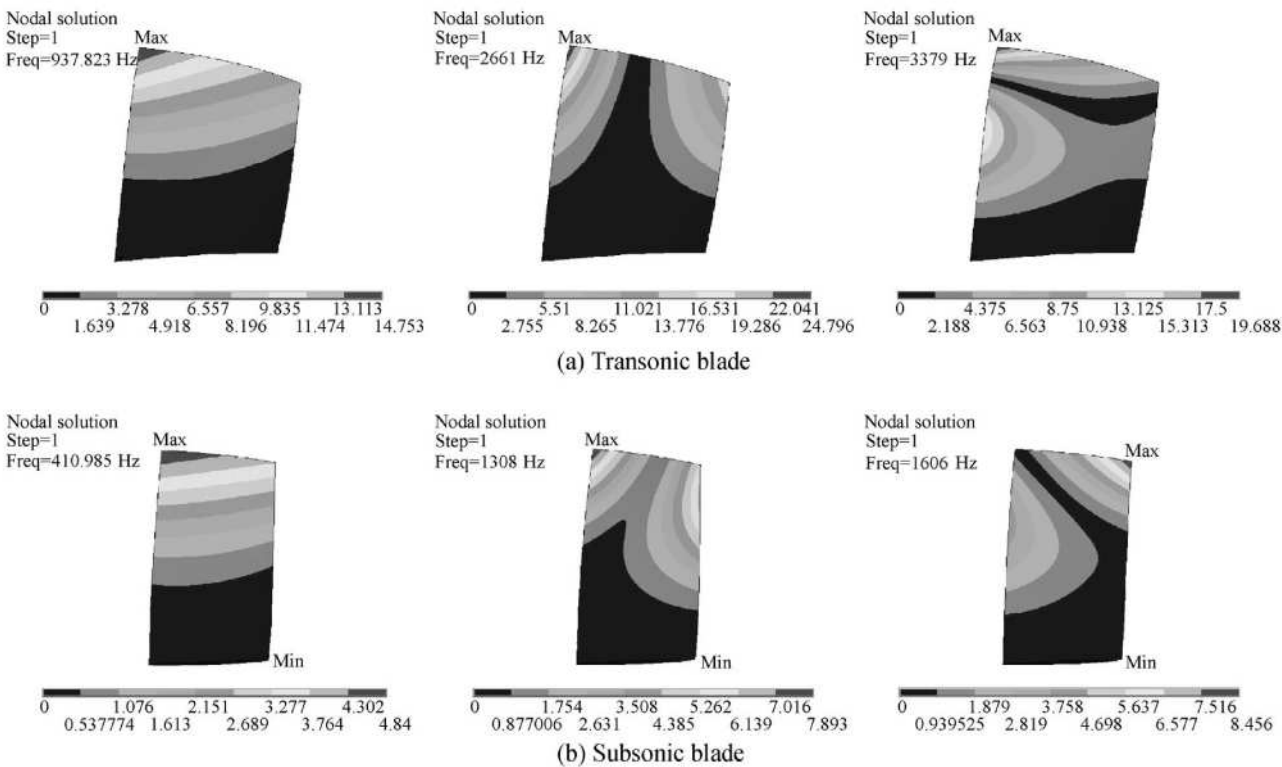


Fig. 2 Mode shapes of blades

流体均为有粘可压的完全气体,湍流模型选用  $k-\epsilon$  模型。跨声速叶片的设计状态气动参数: 压力进口, 进口总温为 288.2 K, 进口总压为 101.325 kPa, 压力出口, 出口静压为 90 kPa, 转速为 1 800 r/s。亚声速叶片的设计状态气动参数: 压力进口, 进口总温为 288.2 K, 进口总压为 101.325 kPa, 压力出口, 出口静压为 98 kPa, 转速为 600 r/s。首先进行定常计算, 以此作为非定常计算的初场。定常计算稳定后, 将事先编写好的规定了叶片运动规律的 UDF 程序并行到 Fluent 上, 然后进行非定常计算, 直到收敛。在非定常计算中, 通过阻力系数曲线判断非定常计算是否收敛, 图 4 为非定常计算收敛时的阻力系数曲线。

3.2 模态气动阻尼比的特性分析

3.2.1 振动幅值的影响

在按上述方法计算模态气动阻尼比时, 需要给定叶片的振动幅值, 本节研究振动幅值的选取对模态气动阻尼比计算结果的影响。叶片的振幅以叶片最大振动位移来描述, Rotor37 转子叶片最大位移分别取  $x_{max} = 0.1\text{ mm}, 0.2\text{ mm}, 0.3\text{ mm}, 0.4\text{ mm}, 0.5\text{ mm}$ ; 某燃气轮机转子叶片最大位移分别取  $x_{max} = 0.2\text{ mm}, 0.4\text{ mm}, 0.6\text{ mm}, 0.75\text{ mm}$ 。以上各值均满足了最大位移小于弦长的 1% 线弹性要求 (Rotor37 转子叶片的弦长为 56 mm, 某燃气轮机转子叶片的弦长为 78 mm)。通过结构和流场的分析, 得到计算模态气动阻尼比的参数, 将其代入公式 (8), 分别得到 Rotor37 转子叶片和某燃气轮机转子叶片前三阶的模态气动阻尼比, 见表 2 和表 3。

Table 2 Aerodynamic modal damping ratio of transonic blade (%)

|         | $x_{max}/\text{mm}$ |       |       |       |       |
|---------|---------------------|-------|-------|-------|-------|
|         | 0.1                 | 0.2   | 0.3   | 0.4   | 0.5   |
| The 1st | 0.409               | 0.42  | 0.407 | 0.424 | 0.415 |
| The 2nd | 0.367               | 0.376 | 0.365 | 0.373 | 0.379 |
| The 3rd | 0.194               | 0.194 | 0.195 | 0.193 | 0.195 |

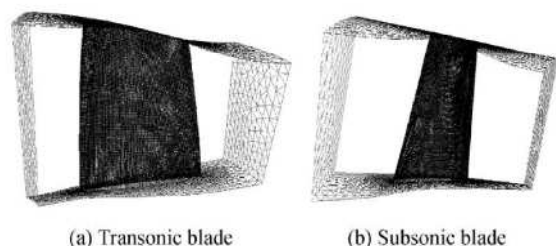


Fig. 3 Computational fluid models

Table 3 Aerodynamic modal damping ratio of subsonic blade (%)

|         | $x_{max}/\text{mm}$ |       |       |       |
|---------|---------------------|-------|-------|-------|
|         | 0.2                 | 0.4   | 0.6   | 0.75  |
| The 1st | 0.463               | 0.488 | 0.478 | 0.475 |
| The 2nd | 0.334               | 0.334 | 0.335 | 0.336 |
| The 3rd | 0.300               | 0.301 | 0.302 | 0.301 |

从表 2 和表 3 可以看出: 无论是跨声速叶片还是亚声速叶片在相同模态时, 振动幅值的选取对模态气动阻尼比的影响很小, 换句话说, 可以近似地认为在振幅小于 1% 叶片弦长时, 模态气动阻尼比与振动幅值无关; 在这三种模态下, 模态气动阻尼比随着固有频率的增加而减小, 而且在更高阶模态气动阻尼比有减小的趋势。这是因为叶片在流场中做小幅振动, 对叶片表面的气动力变化不大, 因此气动阻尼力的变化也不大, 在振动频率增加也就是速度增加时, 模态气动阻尼比将减小。

3.2.2 与振型的相关性

模态气动阻尼比和振型的关系很大, 前两阶模态振型是纯粹的一阶弯曲和一阶扭转, 两种叶片的模态振型很相似, 所以跨声速叶片的模态气动阻尼比和亚声速叶片的模态气动阻尼比差别不大, 但是在第三阶模态时, 跨声速叶片的弯扭耦合模态更接近二阶弯曲, 而亚声速叶片的弯扭耦合模态扭转的成分更大, 所以二者的模态气动阻尼比差别比较大, 而且跨声速叶片的振型接近二弯, 所以其模态气动阻尼比更小一些。

根据公式 (8) 也可以得到每个单元的模式气动阻尼比, 从而得到模态气动阻尼比在叶片表面的分布。这一分布可以使我们更清楚的看到模态气动阻尼比与振型的相关性。以  $x_{max} = 0.4\text{ mm}$  的一阶扭转模态下两种叶片的模态气动阻尼比的分布为例进行分析。图 5 为跨声速叶片压力面和吸力面的模态气动阻尼比分布, 图 6 为亚声速叶片压力面和吸力面的模态气动阻尼比分布。

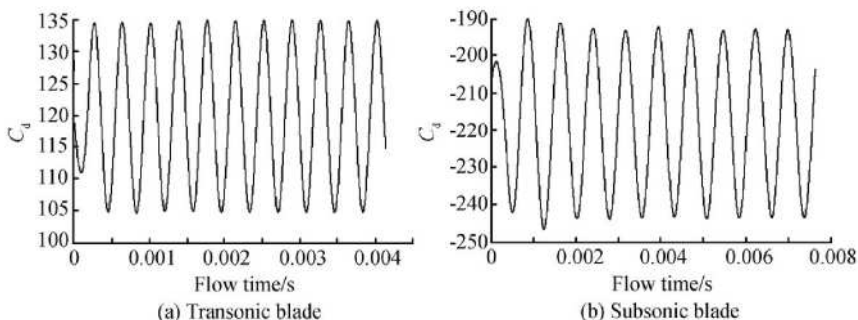


Fig. 4 Drag coefficient change with flow time



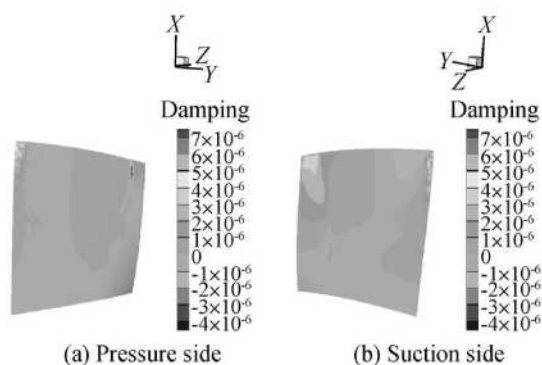


Fig. 5 Aerodynamic damping ratio distribution of transonic blade

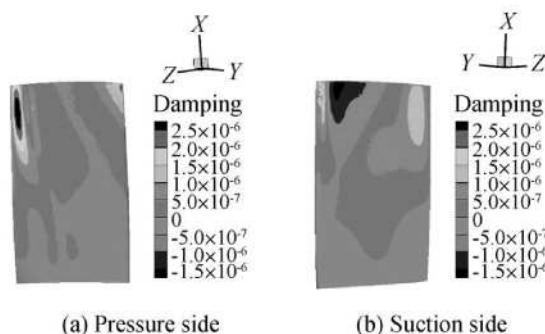


Fig. 6 Aerodynamic damping ratio distribution of transonic blade

对比图 5 和图 2(a) 可以看出, 跨声速叶片吸力面和压力面上的模态气动阻尼比分布和振型很相似, 但是在叶片压力面后缘叶尖处有个负阻尼区, 主要是因为在这个位置上出现了一道激波, 图 7 所示, 激波后气流的压力突然增大, 气动力的绝对值也随之增大。气动力在  $x, y, z$  三个方向的分量中,  $y, z$  方向 (周向和轴向) 的分量比  $x$  方向 (径向) 的分量大一个数量级, 在振型上  $y, z$  方向比  $x$  方向的数值也大很多, 所以模态气动阻尼比主要取决于  $y, z$  方向气动力的分量和振型, 激波后气动力在  $y, z$  方向的分量增加一倍, 且力的方向和振型的方向相反, 导致模态气动阻尼比由正值突然转成负值, 出现了负阻尼区, 沿径向向下激波减弱, 从振型图上也接近振型节线, 负阻尼区结束。图 7 中靠近后缘叶根位置也有一道激波, 该激波处在振动位移接近于零的地方, 所以分布图上没有显示出阻尼系数变化。

同样, 对比图 6 和图 2(b) 可以看出, 亚声速叶片吸力面和压力面上的模态气动阻尼比分布和振型也很相似, 但是在叶片吸力面前缘叶尖处有个负阻尼区, 主要是因为流场绕流叶片有个小攻角, 使得在吸力面前缘处出现了一道压缩波, 如图 8 所示, 压缩波

后气流的压力也是突然增加, 和跨声速叶片的情况是一样的, 力的方向和振型的方向相反, 使模态气动阻尼比变为负值, 出现负阻尼区, 这个负阻尼区在振型节线附近结束。

两种叶片在局部出现了负阻尼, 但整个叶片上的模态气动阻尼比仍是正值, 就是说在整个叶片上, 气动阻尼力是起到抑制叶片振动的。如果整个叶片的模态气动阻尼比是负值时, 那就说明这部分力不再起抑制作用, 最终使叶片发生颤振。以上是跨声速和亚声速叶片在扭转模态下的情况, 在低阶其它模态下, 模态气动阻尼比在经过压缩波后会出现突变, 有时是由正变负, 有时是由负变正, 还有突然增大的情况, 这是气动力增加和振型共同作用的结果。由此可以得到: 模态气动阻尼比的分布和振型是密切相关的; 在低阶模态下, 气流在经过压缩波 (激波和弱压缩波) 后, 气动力绝对值突然增加, 使得模态气动阻尼比发生突变。

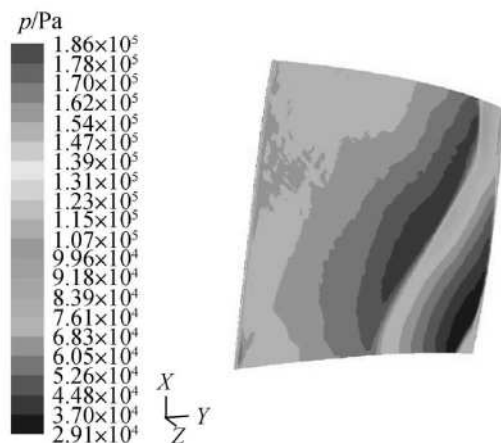


Fig. 7 Steady pressure distribution on pressure side of transonic blade

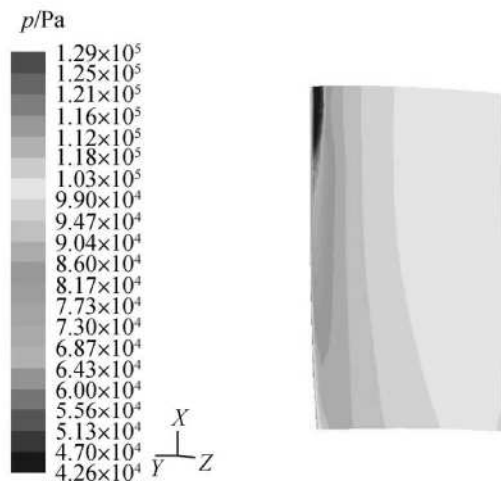


Fig. 8 Steady pressure distribution on pressure side of transonic blade

(下转第 308 页)

## 参考文献:

- [ 1 ] Denton J D. Loss mechanism in turbomachinery[ J]. *J. of Turbomachinery*. 1993 115: 621~ 656
- [ 2 ] 楚武利, 张皓光, 吴艳辉, 等. 槽式处理机匣开槽数目对扩稳效果影响的实验与数值研究[ J]. *推进技术*, 2008 29( 5): 598~ 603 ( CHU Wu-li ZHANG Hao-guang WU Yan-hui et al. Effect of grooved number of grooved casing treatment on stall margin[ J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2008 29( 5). )
- [ 3 ] Pundhir D S, Shama P B. Effect of casing treatment on aerodynamic performance of a contra-rotating axial compressor stage[ J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1990 240( 1): 46~ 55
- [ 4 ] Hathaway Michael D. Self-recirculating casing treatment

concept for enhanced compressor performance[ R]. *ASME 2002-GT-30368*

- [ 5 ] Strazisar Anthony J, Bright Michelle M. Compressor stall control through endwall recirculation[ R]. *ASME 2004-GT-54295*
- [ 6 ] Hoffman W H, Ballman J. Some aspects of tip vortex behavior in a transonic turbocompressor[ R]. *ISABE Paper 2003-1223*
- [ 7 ] Hoffman W H, Ballman J. Flow mechanisms in a transonic turbocompressor at conditions near stall[ R]. *ISABE Paper 2005-1139*
- [ 8 ] Wilke I, Kau H P. A numerical investigation of the influence of casing treatments on the tip leakage flow in AHPC front stage[ R]. *ASME 2002-GT-30642*

(编辑: 梅 瑛)

(上接第 300 页)

## 4 结 论

本文基于气动阻尼的振动阻力意义, 从叶片表面气动力中分解出了气动阻尼力, 并定义了模态气动阻尼比, 在此基础上采用数值方法计算并对比了跨声速叶片和亚声速叶片的低阶的模态气动阻尼比, 得出结论如下:

(1) 跨声速叶片和亚声速叶片的模态气动阻尼比在低阶模态具有相同特性。

(2) 在线性范围内 (最大振动位移小于弦长 1%), 模态气动阻尼比与振动幅值无关; 模态振型对模态气动阻尼比的影响很大, 可以说是密切相关。

(3) 气流经过压缩波 (激波和弱压缩波) 后, 气动力绝对值增大, 使得模态气动阻尼比发生突变, 具体如何变化要看气动力的方向和振型。在不发生颤振的前提下, 模态气动阻尼比均为正值, 就是说气动阻尼力对叶片振动起到了抑制作用, 在强迫响应分析中, 可以将模态气动阻尼比与结构阻尼比叠加, 计算叶片上的动应力。

## 参考文献:

- [ 1 ] Kiel Robert E, Chiang H D. Recent advancements in

turbomachinery forced response analyses[ R]. *AAA 92-0012*

- [ 2 ] Gottfried Dana A, Sanford Fleeter. Aerodynamic damping prediction for turbomachine blade rows using a three-dimensional time marching simulation[ R]. *AAA 99-2810*
- [ 3 ] Stuart Moffatt, Li He. Blade forced response prediction for industrial gas turbines. Part IV: methodologies[ R]. *ASME 2003-GT-38640*
- [ 4 ] Srivastava R, Bakhle M A, Keith Jr T G. Numerical simulation of aerodynamic damping for flutter analysis of turbomachinery bladed rows[ J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2003 19( 2): 260~ 267.
- [ 5 ] Eric Seinturier, Jean-Pierre Lombard, Michel Dumas. Forced response prediction methodology for the design of HP compressors bladed Disks[ R]. *ASME 2004-GT-53372*
- [ 6 ] 刘子强, 崔尔杰. 锤头体弹性振动跨音速气动阻尼系数的确定[ J]. *宇航学报*, 2002 23( 6): 1~ 7.
- [ 7 ] 强元荣. 经典力学[ M]. 北京: 科学出版社, 2003
- [ 8 ] 王其政. 结构耦合动力学[ M]. 北京: 宇航出版社, 1999

(编辑: 梅 瑛)