

文章编号: 1000-8055(2009)07-1523-07

气流激励下叶片动力响应分析方法

张大义, 马艳红, 洪杰, 陈璐璐
(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘要: 利用在物理过程上的耦合代替数学方程上的耦合, 完善了双向顺序耦合求解的理论, 进一步给出了双向顺序耦合的数值求解方法, 并描述了其在物理上对应的过渡过程. 结合具体工程算例, 分析得到某小型发动机二级静叶在气流激励下的流场分布形式和叶片动力响应的特点, 指出了双向顺序耦合数值求解方法的优越性.

关键词: 叶片; 流固耦合; 顺序法; 动力响应

中图分类号: V232.4

文献标识码: A

Dynamical response analysis on blades arisen by aerodynamic forces through sequential method

ZHANG Da-yi, MA Yan hong, HONG Jie, CHEN Lu-lu

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The coupling of mathematical equations was substituted by coupling of physical process, and the basic governing equations of fluid domain, solid domain and fluid-solid interface were deduced respectively for flow-blade interaction system. Furthermore, the numerical method was given through bidirectional sequential method, and the corresponding physical process of blade vibration from unsteady to steady state was described. Finally, certain engineering sample was discussed to verify the method, and the dynamical responses of certain secondary stator used in a missile engine were obtained. Thus the characteristics of flow field and stress distribution on stator were gained, and the advantages of sequential method on solving fluid-solid interaction (FSI) problems were pointed.

Key words: blade; fluid-solid interaction (FSI); sequential method; dynamical response

叶片高周疲劳带来的断裂故障是严重影响发动机的设计质量和研制定型周期的关键问题之一^[1-2]. 由于叶片的受迫振动是否“有害”, 最终取决于叶片在激振力作用下的振动应力和叶片的抗疲劳抗力^[3], 完善叶片在气流激励下动力响应的仿真方法可以全面的考虑激励空间分布特点、叶片本身结构特点、结构阻尼等因素对振动应力的影响, 是进行叶片高周疲劳寿命研究的重要基础.

气流激振下的叶片动力响应问题是流体域与流体域相互作用, 弹性力和气动力相互作用所产生的复杂物理问题. 目前分析方法主要有:

1) 弱耦合法, 包括时域的瞬态响应法和频域的稳态响应法^[4].

2) 强耦合法, 包括顺序耦合法和任意拉格朗日坐标系法^[5-6].

在上述方法中, 由于顺序耦合法可以利用成

收稿日期: 2008-06-30; 修订日期: 2008-12-16

基金项目: 国家自然科学基金(10577006); 航空科学基金(2007ZB51012)

作者简介: 张大义(1979-), 男, 辽宁抚顺人, 博士生, 主要从事航空发动机叶片振动及振动控制方面研究.

E-mail: dayi@sjp.buaa.edu.cn

熟的流体分析软件和叶片结构分析软件,又考虑了流体叶片间的相互作用,更符合物理事实,因此在工程上有好的应用前景. 弓三伟等^[7]对大展弦比的叶片,采用单向顺序耦合,借助于 CFX 和 ANSYS 对某汽轮机末级转子叶片进行了流固耦合计算,结果表明非设计状态下流场对结构变形具有更强的敏感性. Lau Y. L. 等^[8]提出了尾流激振的简化物理模型和对应的流固耦合界面的动力方程,进一步分析了在尾流作用下,影响叶片系统高周疲劳寿命的重要参数.

本文借鉴于上述方法,完善了双向顺序耦合求解的理论及其算法,分别在流体区域和固体区域求解方程,同时给出耦合界面的边界条件. 再借助于固体有限元分析程序 ANSYS Workbench 和流场分析程序 CFX,以某小型发动机二级静叶为对象,采用双向顺序耦合法求解,指出气流激励下叶片的响应特征.

1 基本控制方程

分析流体与固体的动力相互作用机理,给出流固耦合系统的运动和动力约束条件是耦合研究的前提条件. 本节将计算区域分为固体、气体以及耦合面三部分,对动力方程和边界条件进行推导. 在耦合系统中,固体域的方程通常以位移 u_i 作为基本未知量,流体域的方程通常采用压力 p 和速度 v_i 作为基本未知量,在耦合过程中以位移 u_i 和压力 p 作为固体域和流体域的信息传递变量. 分析中固体考虑为线弹性体,流体考虑为有黏,可压缩和小扰动的,叶片流固耦合系统模型的示意图如图 1 所示.

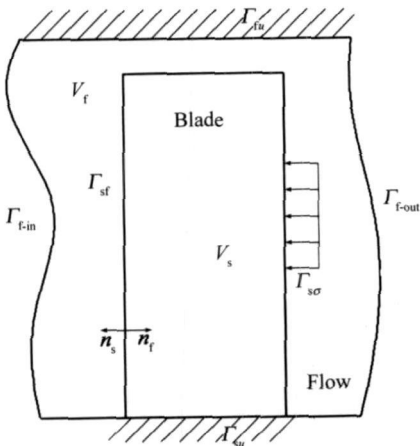


图 1 叶片流固耦合系统模型示意图
Fig. 1 Sketch of fluid solid interaction (FSI) system

图中脚标 s 表示与固体有关的量,脚标 f 表示与流体有关的量,脚标 u 表示与位移有关的量,脚标 σ 表示与力有关的量. 则 V_s 和 V_f 分别代表固体域和流体域, Γ_{sf} 代表流固耦合界面, Γ_{su} 代表固体的位移边界, Γ_{so} 代表固体的力边界, Γ_{fu} 为叶轮通道的固壁流面, Γ_{fin} 为叶轮流道进口边界面, Γ_{fout} 为叶轮流道出口边界面. n_s 代表固体边界单元外法线向量, n_f 代表流体边界单元外法线向量. 在流固耦合界面上,任一点的 n_s 和 n_f 的方向相反.

1.1 固体域

三维弹性动力学的基本方程表示如下:

力的平衡方程

$$\sigma_{ij,j} + F_i = \rho_s \ddot{u}_i + \dot{u}_i \quad (\text{在 } V_s \text{ 域内}) \quad (1)$$

几何变形方程

$$\epsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i}) \quad (\text{在 } V_s \text{ 域内}) \quad (2)$$

物理本构方程

$$\sigma_{ij} = D_{ijkl} \epsilon_{kl} \quad (\text{在 } V_s \text{ 域内}) \quad (3)$$

边界条件

$$u_i = \bar{u}_i \quad (\text{在 } \Gamma_{su} \text{ 边界上}) \quad (4)$$

$$\sigma_{ij} n_j = \bar{T}_i \quad (\text{在 } \Gamma_{so} \text{ 边界上}) \quad (5)$$

初始条件

$$\left. \begin{aligned} u_i(x, y, z, 0) &= \bar{u}_i(x, y, z) \\ \dot{u}_i(x, y, z, 0) &= \dot{\bar{u}}_i(x, y, z) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

其中 $\sigma_{ij,j}$ 表示 σ_{ij} 对 j 方向的任意变量 x_j 的偏导数, $\dot{u}_i$ 表示变量 u_i 对时间 t 的导数. D_{ijkl} 为弹性模量常数,对于各向同性的线弹性材料,独立弹性常数则只有拉梅常数 G 和 λ ,则式(3)变为 $\sigma_{ij} = 2G\delta_{ij}\epsilon_{kl} + \lambda\delta_{ij}\delta_{kl}\epsilon_{kl}$, δ_{ij} 为克罗内克符号.

1.2 流体域

对于叶轮机中流场,忽略彻体力影响,场方程如下:
运动方程

$$\rho \dot{v}_i + v_j v_{i,j} = -\frac{1}{\rho} p_{,i} + \tau_{ij,j} \quad (\text{在 } V_f \text{ 域内}) \quad (7)$$

连续方程

$$\dot{\rho} + \rho_0 v_{i,i} = 0 \quad (\text{在 } V_f \text{ 域内}) \quad (8)$$

状态方程

$$p = c_0^2 \rho = \frac{k}{\rho_0} \rho \quad (\text{在 } V_f \text{ 域内}) \quad (9)$$

本构方程

$$\tau_{ij} = \eta(v_{i,j} + v_{j,i}) - \frac{p}{\rho} \delta_{ij} \quad (\text{在 } V_f \text{ 域内}) \quad (10)$$

其中 ν 为运动黏性系数, v_i 为流体扰动的流动速度分量, k 为体积模量, p 为压力场变化, ρ 为流体质量密度变化, c_0 为流体中的声速.

边界条件如下:

运动固体壁面

$$\mathbf{V}_f = \mathbf{V}_w \quad (\text{在 } \Gamma_{fw} \text{ 边界上}) \quad (11)$$

固定壁面条件

$$\mathbf{V}_f = 0 \quad (\text{在 } \Gamma_{fw} \text{ 边界上}) \quad (12)$$

其中 $\mathbf{V}_f$ 为壁面流体流速, $\mathbf{V}_w$ 为固体壁面运动速度.

进出口条件

$$\frac{\partial p}{\partial \mathbf{n}} = \mathbf{V}_{in} \quad (\text{在 } \Gamma_{fin} \text{ 边界上}) \quad (13)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \mathbf{n}} = \mathbf{V}_{out} \quad (\text{在 } \Gamma_{fout} \text{ 边界上}) \quad (14)$$

其中 $\mathbf{V}_{in}$, $\mathbf{V}_{out}$ 分别为进出口流速

1.3 流固耦合界面

在流固耦合界面需要满足条件如下:

运动学条件, 流固交界面(Γ_{sf})上法向速度应保持连续, 即

$$\mathbf{v}_{sn} = \mathbf{v}_s \cdot \mathbf{n}_s = \mathbf{v}_f \cdot \mathbf{n}_s = -\mathbf{v}_f \cdot \mathbf{n}_f = \mathbf{v}_{fn} \quad (\text{在 } \Gamma_{sf} \text{ 界面上}) \quad (15)$$

动力学条件, 在流固交界面(Γ_{sf})上法向压力

应保持连续, 即

$$\sigma_{ij} n_{sj} = \tau_{ij} n_{fj} = -\tau_{ij} n_{sj} \quad (\text{在 } \Gamma_{sf} \text{ 界面上}) \quad (16)$$

其中 τ_{ij} 代表流体应力的分量.

2 双向顺序耦合的数值求解方法

2.1 数值求解方法

采用双向顺序耦合法进行数值模拟时, 首先需要分别在固体域和流体域获得位移 $\mathbf{u}$ 和压力 $\mathbf{p}$ 的求解方法, 再依据耦合界面的协调条件, 通过载荷转换, 达到整体耦合场的求解目的. 这里固体域采用有限元法, 借助于 ANSYS, 流体域采用基于有限元的有限体积法, 借助于 CFX, 再应用 APDL 语言修改载荷的转换程序, 从而完成双向顺序耦合求解. 计算框图如图 2 所示, 首先分部进行固体域和流体域连续区域的离散化和构造插值函数, 得到各自系统的运动方程; 其次将固体域视为不动, 作为流体域的边界条件, 求解流体域的运动方程, 获得瞬态的压力、速度分布; 再将流场分析结果(压力)作用于叶片, 作为固体域的边界条件, 进行固体域的瞬态响应分析; 进一步将固体域分析的结果(位移)反馈给流场, 如此反复求解, 直至子步的结果值趋于稳定.

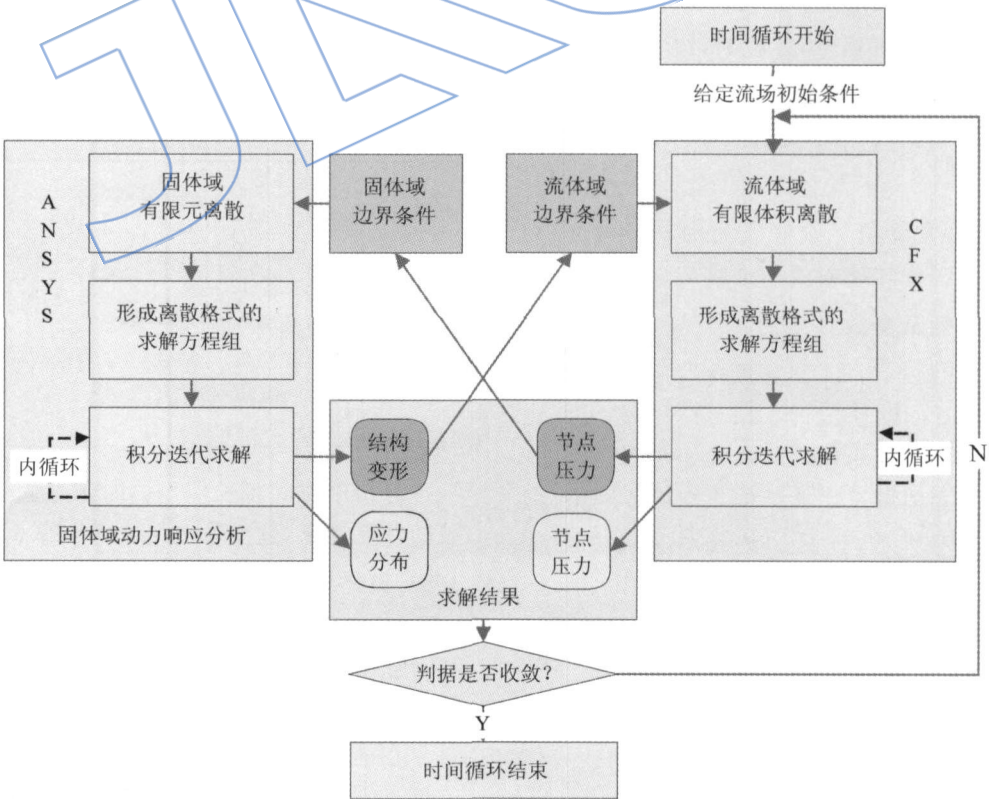


图 2 双向顺序法流固耦合分析框图

Fig. 2 Block diagram of sequential method on solving FSI problem

2 2 数值求解方法的物理过程描述

双向顺序法分析的物理过程与单独的固体域或流体域瞬态分析过程是相似的,但是在合理传递载荷(压力、位移)的同时必须要保证固体域和流体域各自的迭代子步长相同 $\Delta t = \Delta t^1$,并且迭代子步长应当足够小同时满足固体瞬态响应分析和流场非定常分析的计算需求.

耦合分析的收敛过程中,固体域与流体域对应的物理过程如图 3 所示. 计算结果通过流场的质量流量、压力和叶片的振动位移、响应应力是否都呈周期性变化而判断计算是否达到收敛. 设定收敛准则为各参数在相邻周期的数值相对残差为 1.0×10^{-3} .

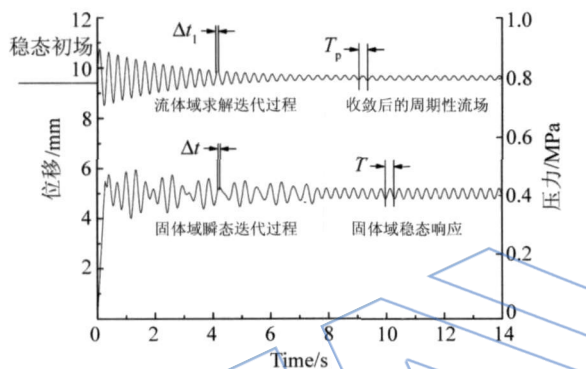


图 3 双向顺序耦合计算对应的物理过程
Fig. 3 Physical process of sequential method

3 算 例

以某小型发动机二级静叶为例,应用双向顺序耦合法,对工作转速时的动力响应进行分析.

3 1 计算模型及参数

二级静叶材料为LD7,密度= 2800kg/ m³,弹性模量= 63GPa,泊松比= 0.31,结构的总阻尼比ξ为 0.01,折合 Rayleigh 阻尼系数 α= 228.48,β= 1.45× 10⁻⁷. 固体域采用非结构化六面体网格,网格划分如图 4 所示,计算边界条件为叶片根部固支.

流体域分析中选取第二级转子、第二级静子和第三级转子流体区域建立模型,考虑到各自叶片数目 (27, 47, 31),分别取 13.3°, 7.66° 和 11.61° 建立单个叶流通道的模型. 采用 H-O-H 型块结构化网格,共划分 335948 个节点,289520 个单元,如图 5 所示.

计算中流体域的进口处(二级转子前)给定总

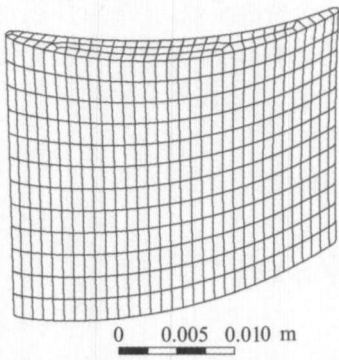


图 4 固体域计算网格
Fig. 4 Mesh on solid domain

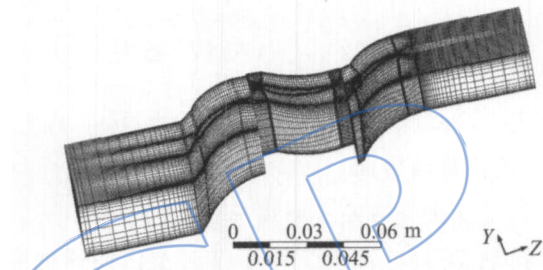


图 5 流体域计算网格
Fig. 5 Mesh on fluid domain

压、总温、进气气流角,出口处给定(三级转子后)静压,工作参数如表 1 所示.

表 1 工作参数表
Table 1 Operation parameters

工作参数	数值
转速/(r/ min)	28 000
进口总压/ kPa	169.0
进口总温/ K	343.0
进口轴向气流角/(°)	0
进口周向气流角/(°)	0
进口径向气流角/(°)	0
出口静压/ kPa	260.0

分析中时间步长应当同时满足固体域和流体域的计算需求,这里取 $\Delta t = 3.4 \times 10^{-6}$.

3 2 流体域结果

计算收敛后,某时刻的叶身和轮毂的压力分布如图 6 所示,对应的叶栅通道中截面位置的静压云图如图 7.

在第二级静叶前缘处取关键点 A,后缘处取关键点 B,得到各自的压力周期变化如图 8 所示,对时域计算的压力结果进行 FFT(fast Fourier transform)变换,得到的频域响应如图 9 所示.

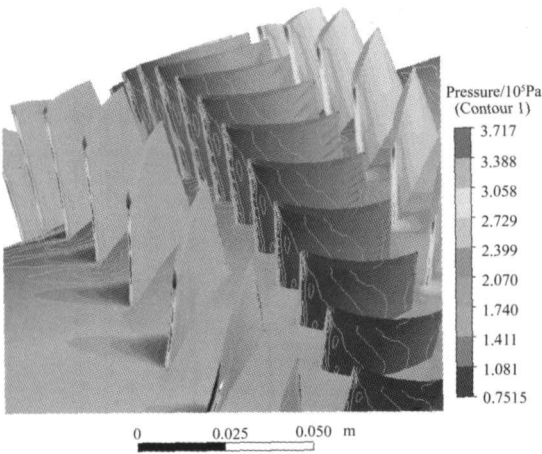


图 6 叶身及轮毂压力分布云图
Fig. 6 Contour map of pressure on blades and hub

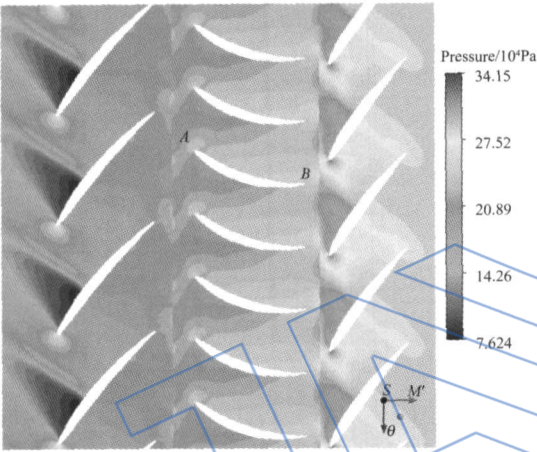


图 7 叶栅通道中截面的压力云图
Fig. 7 Contour map of pressure in cascade passage

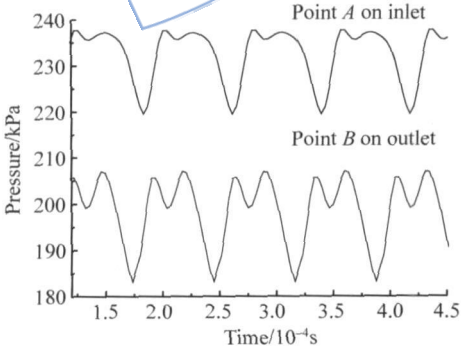


图 8 关键点的压力变化曲线
Fig. 8 Pressure history curves of key points

由求得的作用于叶身的压力结果来看,在频域上,气流激励具有多频特征,叶片前缘和尾缘的频域成份不同,前缘以12 600 Hz左右的频谱成份为主,而尾缘以14 400 Hz左右的频谱成份为主,即静叶前缘压力主要受上游转子叶片数影响,尾

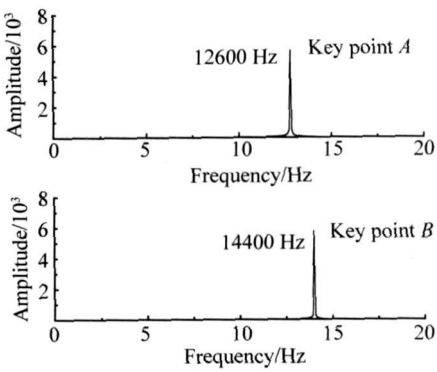


Fig. 9 Pressure responses in frequency domain
图 9 气动压力载荷频域响应图

缘受主要下游叶片的影响,中间部分受双方共同作用.

3.3 固体域结果

求得二级静叶在一段时间内的位移分布的变化和等效应力分布的变化如图 10 和图 11 所示.

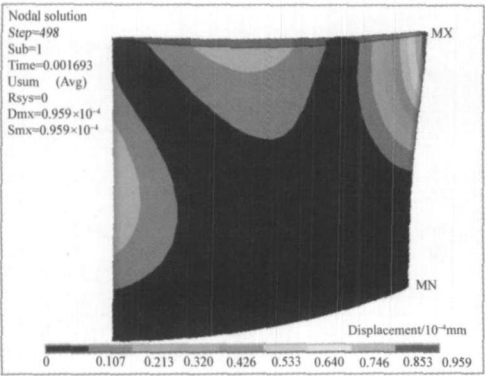
由图 10 可见,在振动过程中,叶片的振动形式近似为第三阶振型(弦向二弯)和第四阶振型(尾缘处局部弯曲)的叠加,位移的最大点顺序出现在叶片尾缘的展向最大处和叶片尾缘的展向中间位置.由图 11 可见,在振动循环中,等效应力的最大值点的出现位置也是变化的, Von 等效应力的最大点相应的出现在叶尖靠近尾缘 Max_1 处(图(a)),叶片前缘根部 Max_2 处(图(b))以及叶片尾缘根部 Max_3 处(图(c)).

由计算结果绘制得到叶尖靠近尾缘的位移最大点的位移随时间的变化曲线及对应的频域成份如图 12 和图 13 所示.

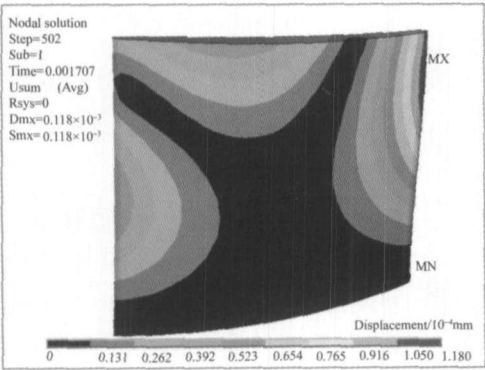
由结果曲线可见,静叶在激励下的位移值在时域里具有“拍振”波形特征,振幅是周期性变化的,并且在一个振动周期($T = 5.916 \times 10^{-4} \text{ s}$)内出现拍腹和拍腰,这是由于两个频率接近、振幅不等的振动迭加而形成的.由频域分析可见,振动主要由 12 600 Hz 和 14 400 Hz 的频域成份组成,即位移响应的频域成份对应于气流激励的频域成份.

由计算结果进一步求得叶身等效应力三个危险点的应力值随时间的变化曲线如图 14 所示.

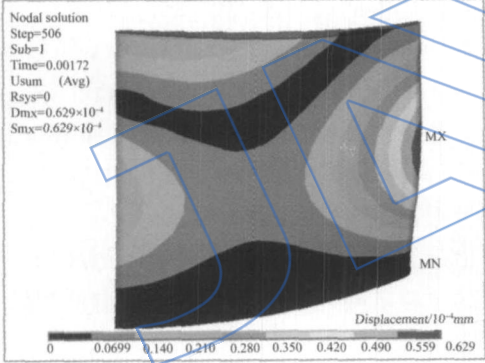
由应力变化曲线可见,在稳态振动过程中,叶身应力集中区的等效应力也呈现类似于“拍振”波形的特征.相对 Max_2 处的应力变化而言, Max_1 和 Max_3 处的等效应力在时域内的数值相对较小,因此在实际工作状态下叶片的应力考核部



(a) $t=t'$



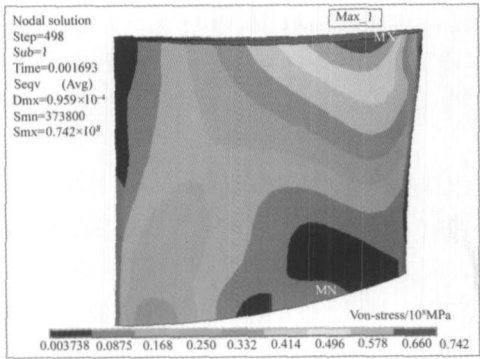
(b) $t=t'+4\Delta t$



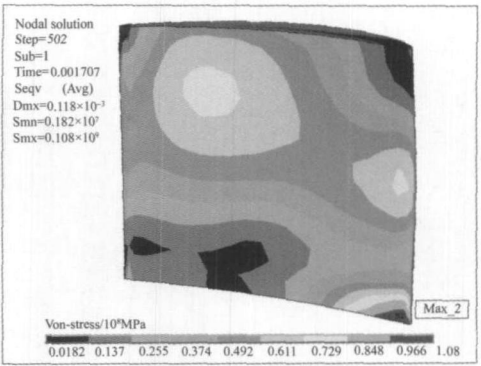
(c) $t=t'+8\Delta t$

图 10 一段时间内叶身的位移分布云图

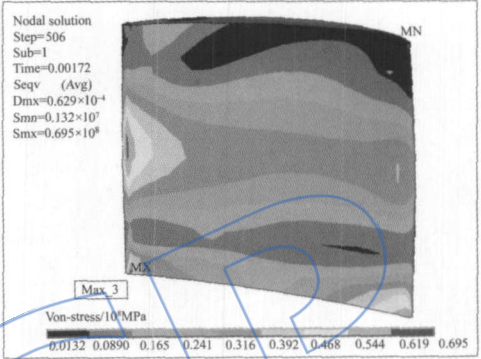
Fig. 10 Contour map of displacement on blade



(a) $t=t'$



(b) $t=t'+4\Delta t$



(c) $t=t'+8\Delta t$

图 11 一段时间内叶身的等效应力分布云图

Fig. 11 Contour map of Von-stress on blade

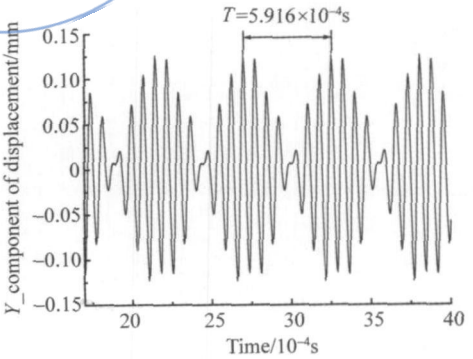


图 12 叶尖关键点位移随时间变化曲线

Fig. 12 Displacement history curves of blade tip

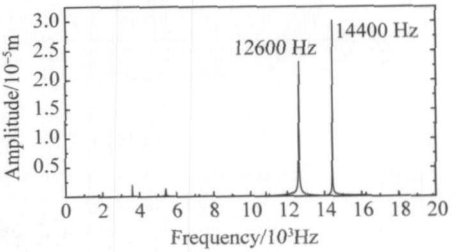


图 13 位移的频域分析图

Fig. 13 Displacement in frequency domain

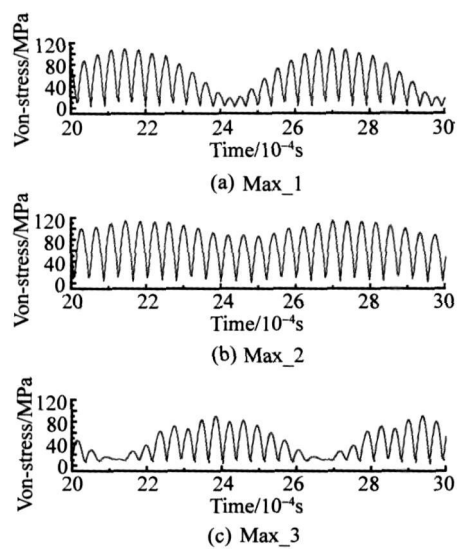


图 14 叶身关键点等效应力曲线

Fig. 14 Von stress history curves of key points

位为 Max_2 处(叶片前缘根部). 由于叶身应力考核点的等效应力值呈现类似于“拍振”波形的特征, 因此在一个振动周期内, 若不考虑波形的对称性, 叶片结构将出现多级应力作用下的高周疲劳损伤积累各一次. Max_2 位置在一个周期内的应力均值和应力幅值如表 2 所示.

表 2 Max_2 的等效应力变化表

Table 2 Vibration stress parameters of Max_2

应力等级	最大应力/ MPa	最小应力/ MPa	平均应力/ MPa	振动幅值/ MPa
1	100.63	7.64	54.13	46.49
2	93.98	6.30	50.14	43.84
3	86.07	11.06	48.57	37.50
4	85.218	6.71	45.96	39.24
5	84.84	7.08	45.96	38.87
6	83.23	8.83	46.03	37.20
7	94.24	2.27	48.25	45.98
8	100.07	3.04	51.56	48.51
9	101.06	10.27	55.67	45.39
10	110.62	0.96	55.79	54.83
11	111.22	12.80	62.01	49.20
12	109.33	3.03	56.18	53.14
13	108.47	14.17	61.32	47.15
14	102.61	4.16	53.39	49.22

应用表 2 结果即可以进一步采用名义应力法对叶片的高周疲劳寿命进行评估.

4 结论及展望

- 1) 采用双向顺序耦合法进行气流激励下叶片的动力响应分析, 从物理过程上, 能够更贴切的模拟叶片由瞬态过渡到稳态的振动历程, 流固耦合系统, 最终表现为叶片结构的稳态响应和流场的周期性变化.
- 2) 由某型静叶的动力响应分析结果, 叶片所承受的气流激励具有多频性, 并且叶片的振动响应呈现拍振波形, 因此即使在定转速下, 叶片的损伤仍体现为多应力级作用下的损伤积累.
- 3) 叶片在流场激励下的振动形式体现为多阶振型的叠加, 因此在时域内, 位移最大点和等效应力最大点的出现位置是变化的, 并曾现周期性变化.

由于双向顺序耦合法可求得叶片在时域内的动力响应, 因此分析结果可以更方便的应用于叶片的高周疲劳寿命评估.

参考文献:

[1] 宋兆泓, 陈光, 张景武, 等. 航空发动机典型故障分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1993.

[2] Srinivasan A V. Flutter and resonant vibration characteristic of engine blades[J]. Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 119: 742-775

[3] 李其汉, 王延荣, 王建军. 航空发动机叶片高循环疲劳失效研究[J]. 航空发动机, 2003, 29(4): 16-18

LI Qihan, WANG Yanrong, WANG Jianjun. Investigation of high cycle fatigue failures for the aero engine blades [J]. Aeroengine, 2003, 29(4): 16-18 (in Chinese)

[4] Shipman W C, Palazotto A N. The consideration of high cycle fatigue in a turbine blade[R]. AIAA Paper 2002-1537

[5] Hirt C W, Amsden A A, Cook J L. An arbitrary Lagrangian Eulerian computing method for all flow speeds [J]. J. of Comp. Phys. , 1974, 14: 227-253

[6] Ramakrishnan K, Lawless P B, Fleeter S. Finite element simulation of turbomachine blade row viscous interactions vane vibratory stress predictions[R]. AIAA 2004-0193

[7] 弓三伟, 任丽芸, 刘火星, 等. 汽轮机末级转子叶片流固耦合计算[J]. 热力透平, 2007, 36(3): 154-157

GONG Sanwei, REN Liyun, LIU Huoxing, et al. Fluid solid interaction of rotor blade in last stage of steam turbine[J]. Thermal Turbine, 2007, 36(3): 154-157. (in Chinese)

[8] Lau Y L, Leung R C K, So R M C. Vortex induced vibration effect on fatigue life estimate of turbine blades[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 30(7): 698-719