

基于振动时滞法的非零叶间相位角叶片颤振

杜云祥, 徐自力, 焦玉雪, 李康迪
(西安交通大学 航天航空学院 机械结构强度与振动国家重点实验室, 西安 710049)

摘 要: 发展了一种利用叶片延迟振动设置叶间相位角的振动时滞法和多通道叶片非同相振动的流固耦合颤振分析模型。模型通道数选取相邻节径线之间通道数的两倍,在循环扇区的不同通道中,令叶片的各阶振动模态位移滞后于前一叶片,结合基于虚拟弹性体的快速动态网格算法实现流场及叶片网格的高效更新。针对 Rotor 37 多通道模型,研究了不同叶间相位角对叶片气弹稳定性及通道流场特性的影响。结果表明:多通道方法与全环叶片颤振分析的计算结果基本一致,而 18 节径振动下多通道方法的计算时间是全环分析的 14.86%;节径振动形式对气动阻尼有显著影响,且在 2 节径时发生气弹失稳;叶间相位角引起流道内激波位置和强度变化和非定常激波脉动异相冲击,是影响颤振的主要原因。

关 键 词: 叶片颤振; 流固耦合; 叶间相位角; 振动时间延迟; 多通道方法

中图分类号: V232.4 **文献标志码:** A

Blades flutter of non-zero inter-blade phase angle based on vibration time-delay method

DU Yunxiang, XU Zili, JIAO Yuxue, LI Kangdi
(State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures,
School of Aerospace Engineering,
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A vibration time-delay method of setting inter-blade phase angle by means of delayed blade vibration and a fluid-structure interaction flutter analysis model for multiple passage blade non-in-phase vibration were developed. The number of passages was twice the passages between adjacent nodal lines; and in the different passages of the cyclic sector, the modal displacement of each blade lagged behind that of the previous blade, and the efficient update of the flow field and blade grids was realized using the fast dynamic mesh algorithm based on pseudo elastic solid. Based on the multiple passage model of Rotor 37, the influences of different inter-blade phase angles on the aerodynamic stability of blades and the flow field characteristics of passages were studied. The results showed that the calculation result of the multiple passage method was basically consistent with the full annulus flutter analysis, and the calculation time of the multiple passage method was 14.86% of the full annulus analysis at 18 nodal diameter. Nodal diameter pattern had a significant influence on the aerodynamic damping of blades, and flutter instability occurred at 2 nodal diameter. The inter-

收稿日期:2020-01-03
基金项目:国家自然科学基金(51675406)
作者简介:杜云祥(1996—),男,硕士生,主要从事叶轮机械气动弹性稳定性研究。E-mail:466703983@qq.com
通信作者:徐自力(1967—),男,教授,博士,主要从事透平机械结构强度与振动研究。E-mail:zlxu@mail.xjtu.edu.cn
引用格式:杜云祥,徐自力,焦玉雪,等. 基于振动时滞法的非零叶间相位角叶片颤振[J]. 航空动力学报,2020,35(8):1752-1761.
DU Yunxiang, XU Zili, JIAO Yuxue, et al. Blades flutter of non-zero inter-blade phase angle based on vibration time-delay method[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(8): 1752-1761.

blade phase angle led to the changes of the shock wave location and strength and the unsteady pulsation and impact out of phase in the passage, contributing a lot to the flutter.

Key words: blade flutter; fluid-structure interaction; inter-blade phase angle; vibration time-delay; multiple passage method

随着现代航空动力装置性能的迅猛提升,航空发动机的推质比不断增加,压气机叶片不断朝着高负荷、高效率方向发展,而高负荷导致的高逆压力梯度极易引起流动分离。加之叶片长度较长,厚度较薄,叶尖切向速度不断增高,非定常气动载荷不断增大,叶片在气动力和离心力共同作用下的气动稳定性问题更加突出,容易发生颤振,对压气机的正常工作产生极大威胁。叶轮机械颤振是一种由可变形结构与周围流场气动力相互作用而产生的自激振动。能准确有效地预测和分析叶片气动稳定性,对缩短设计和实验周期、使压气机安全稳定运行、延长工作寿命、提高经济性具有深远影响。

早期对叶轮机械气弹稳定性的研究大多采用所有叶片等幅同相振动的假设,用单个计算通道表征全环模型,而随着对气动弹性研究的深入,研究者发现叶间相位角对气动弹性起着重要作用,上述假设与实际并不完全相符^[1]。Srinivasan^[2]和 Carta 等^[3]通过实验研究了叶片颤振参数,指出叶间相位角是影响叶片气动弹性的一个相当关键的参数,对叶片颤振起着重要的作用。Pierre 等^[4]研究发现在一定的折合频率和叶间相位角下会引起压气机叶片振动局部失稳。在预测叶片颤振时考虑叶间相位角的影响,分析各节径振动工况下叶片的气弹稳定性可以更准确地判断颤振临界点。

计及叶间相位角影响的颤振分析是基于 Lane^[5]在实验基础上提出的行波模型,将叶片振动视为具有节径振动的模态,假设所有叶片以同样的频率和振幅做简谐振动,相邻叶片的振动相差一个恒定叶间相位角,可以将极为复杂的全叶轮颤振模型简化为一个或数个叶片通道的颤振模型,大大降低了分析难度,行波模型因此被广泛应用。通过计算各节径振动下的气动阻尼,绘制完整的气动阻尼曲线分析颤振边界和不稳定的叶间相位角区间。Fuhre 等^[6]通过计算末级动叶的气动阻尼预测颤振,分析了叶间相位角对叶片气动阻尼的影响。Rzadkowski 等^[7]通过计算汽轮机长叶片前 5 阶模态振型各叶间相位角对应的气动阻尼得到气弹失稳的模态和叶间相位角,并发

现叶片颤振主要以 1 阶弯曲模态产生。

目前国内外学者普遍应用的引入叶间相位角的方法主要有多通道方法和相位延迟边界条件^[8-16]。多通道方法根据振动节径确定包含相应叶间相位角的通道数,可以考虑多通道叶间流动的影响以及减少全环模拟的计算成本;相位延迟边界条件将叶片一侧边界处的流体特性加入适当相位差再应用于另一侧边界,就可以将计算区域缩减到一个叶片通道,可以降低计算成本,但是收敛速度较慢,而且初始振动周期的通道边界被视为周期边界,更降低了收敛精度和收敛速度^[8]。

在非零叶间相位角的叶轮机械转子的颤振分析方法中,流固耦合方法通过耦合求解非定常气动力和结构瞬时变形,能够模拟叶片的实际振动响应特征,提高数值模拟的精度,特别是非线性较强的跨声速区域,克服了能量法对颤振边界捕捉不准确的问题^[17-18]。Vahdati 等^[19]使用强流固耦合分析模拟跨声速叶片颤振,结果表明吸力面激波后的流动分离是引起叶片颤振的主要原因。Im 等^[11]利用全耦合方法对全环通道模型与采用相位延迟边界的单通道模型进行数值模拟,并对计算结果进行对比,较准确地预测了叶片颤振,但是单通道模拟由于无法考虑叶间流动作用而不能准确捕捉节径变化对叶尖前缘偏转的细微影响。

鉴于计及叶间相位角的流固耦合气弹分析大多采用半环^[10]或全环^[11-13]计算域,计算成本巨大,本文根据叶盘节径振动形式构建最优的多通道模型,其中叶片以不同相位振动,通过叶片各阶模态振动位移滞后某一时刻,将相位信息转换为时间差序列来表征相邻叶片间振动存在相位差的现象。将叶片振动时滞方法结合基于快速网格的高效流固耦合算法^[20-21]对叶片进行颤振分析,同时考虑了叶片与流场的耦合作用、叶间流动作用以及不同节径振动对叶片气动稳定性的影响。通过对 NASA Rotor 37 叶片在不同节径振动下的颤振分析,计算了振荡叶片的响应、气动阻尼及表面气动功,研究了叶间相位角对振荡叶栅气弹稳定性和流场特性的影响。

1 计算原理和方法

1.1 基于多通道模型计及叶间相位角的振动时滞法

转子叶片受到来自静叶栅尾流的周期性力作用产生振动时,各质点在平衡位置两侧往复振动,引起振动以行波的形式传播。在循环对称叶盘中,叶片将以相同的频率和振幅振动,但在它们之间存在振动相位差,即存在叶间相位角(inter-blade phase angle)。此时叶盘振动形式表现为节径振动。叶间相位角表征了叶盘中相邻叶片振动之间的相移。不同节径数对应的叶间相位角可以由下式表示:

$$\sigma = \frac{2\pi}{N_b} N_d \tag{1}$$

其中 σ 为叶间相位角, N_d 为转子叶片振动节径数, N_b 为转子叶片数。

计及叶间相位角影响的叶片颤振分析,即是考虑叶盘不同节径的振动。为了考虑振荡叶栅各叶片之间的相互作用,构建多通道计算模型,在节径处叶片模态位移为零,相邻两个节径线围成的扇区经历了半个周期振动,在选择计算扇区时,尽量保证在扇区内可经历一个周期的振动,因此通道数应该选取相邻两节径线之间通道数的两倍,计算所需的最少通道数(P)为

$$P = \frac{N_b}{N_d} \tag{2}$$

为了在叶间设置相位角,采用振动时滞方法直接令叶片振动在不同的时刻启动,用时间延迟处理相位延迟问题。以稳态流场计算结果作为非定常流场计算的初值,并通过赋予叶片速度较小的扰动以激励叶片初始振动,相邻叶片振动滞后时间由式(3)决定。

$$\Delta t = \frac{\sigma}{2\pi} T = \frac{\sigma}{\omega} \tag{3}$$

其中 Δt 为叶片振动滞后于相邻叶片的时间, T 为叶片振动的周期, ω 为叶片振动频率。

图 1 给出了典型的多通道叶片振动模型以及相邻叶片的振动时滞效应。多通道扇形模型壁面设为循环对称边界条件,避免了构建全环叶栅模型的巨大计算量,由于对称性,只需 P 个叶片通道就可以代表整个叶栅的振动特性。

在振动时滞法中,第一只叶片各节点的振动位移通过单叶片的模态计算得到,而后扇形通道内第 j 只叶片与第一只相差 $(j-1)\sigma$ 的相位角,

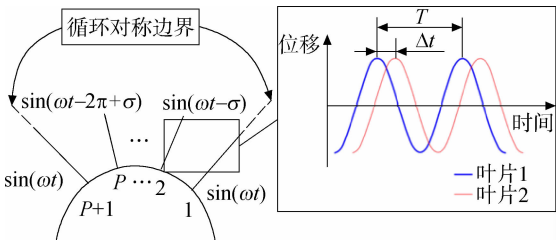


图 1 多通道叶片振动模型与相邻叶片振动时间延迟
Fig. 1 Vibration model of multiple blade passages and vibration-time delay between adjacent blades

令其以滞后于第一只叶片 $(j-1)\Delta t$ 的时间开始振动。将叶片的振动位移写为复数形式,第 j 只叶片的振动位移 u_j 可以由第一只叶片振动位移 u_1 表示

$$u_1(t) = A \exp i(\omega t - \varphi) \tag{4}$$

$$u_j(t) = A \exp i[\omega t - \varphi - (j-1)\sigma] = A \exp i[\omega t - \varphi - (j-1)\Delta t] \tag{5}$$

式中 A 为振幅, φ 为初始相位。

各叶片在不同时刻初始振动之后,其振动形式由流固耦合算法不断迭代求解。叶片振动无需预设相位延迟边界条件,也不需要设置适当周向扰动来触发节径振动,节省了计算时间。

1.2 振动时滞法在高效流固耦合算法中的实现

利用基于虚拟弹性体快速动网格的高效流固耦合算法,将多通道非定常流场区域视为虚拟弹性体,建立虚拟弹性体的静力平衡方程和结构的振动控制方程,由于流场网格与固体网格不——对应,在流固耦合交界面上需运用样条插值方法进行节点位移等数据的交换,如式(6)所示。

$$\mathbf{X}_{g-in} = \mathbf{G} \mathbf{X}_{s-in} \tag{6}$$

其中 $\mathbf{X}_{g-in}$ 、 $\mathbf{X}_{s-in}$ 分别为流固耦合面上流场和结构节点的位移向量; $\mathbf{G}$ 表示样条插值的形函数矩阵。

联立构建结构-虚拟弹性体的整体动力学方程,即式(7)。

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s^{11} & \mathbf{M}_s^{12} \\ \mathbf{M}_s^{21} & \mathbf{M}_s^{22} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{X}}_{s-n-in} \\ \ddot{\mathbf{X}}_{s-in} \\ \ddot{\mathbf{X}}_{g-n-in} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_s^{11} & \mathbf{C}_s^{12} \\ \mathbf{C}_s^{21} & \mathbf{C}_s^{22} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{X}}_{s-n-in} \\ \dot{\mathbf{X}}_{s-in} \\ \dot{\mathbf{X}}_{g-n-in} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s^{11} & \mathbf{K}_s^{12} \\ \mathbf{K}_s^{21} & \mathbf{K}_s^{22} + \mathbf{K}_g^{11} \mathbf{G} & \mathbf{K}_g^{12} \\ \mathbf{K}_g^{21} \mathbf{G} & \mathbf{K}_g^{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{X}_{s-n-in} \\ \mathbf{X}_{s-in} \\ \mathbf{X}_{g-n-in} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{F}_{in} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \tag{7}$$

其中 $\mathbf{M}_s$ 为质量矩阵; $\mathbf{C}_s$ 为阻尼矩阵; $\mathbf{K}_s$ 为刚度矩阵; $\mathbf{X}_{s-n-in}$ 为非流固耦合面上结构节点的位移向量; $\mathbf{X}_{g-n-in}$ 为非流固耦合面上流场节点的位移向量; $\mathbf{F}_{in}$ 为叶片受到的气动力。

根据文中第 1.1 节提出的叶片振动时滞方法,将结构节点的位移矩阵按叶片位置进行分块,由第一只叶片的节点振动信息,施加某一振动延迟推导出扇区内其余叶片的振动形式,如式(8)和式(9)表示。

$$\mathbf{X}_{s-n-in} = \begin{bmatrix} \mathbf{X}_{s-n-in}^1 \\ \mathbf{X}_{s-n-in}^2 \\ \vdots \\ \mathbf{X}_{s-n-in}^p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{X}_{s-n-in}^1 \\ \exp i\omega(t - \Delta t)\mathbf{X}_{s-n-in}^1 \\ \vdots \\ \exp\left\{i\omega\left[t - \left(\frac{2\pi}{\sigma} - 1\right)\Delta t\right]\right\}\mathbf{X}_{s-n-in}^1 \end{bmatrix} \quad (8)$$
$$\mathbf{X}_{s-n} = \begin{bmatrix} \mathbf{X}_{s-in}^1 \\ \mathbf{X}_{s-in}^2 \\ \vdots \\ \mathbf{X}_{s-in}^p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{X}_{s-in}^1 \\ \exp i\omega(t - \Delta t)\mathbf{X}_{s-in}^1 \\ \vdots \\ \exp\left\{i\omega\left[t - \left(\frac{2\pi}{\sigma} - 1\right)\Delta t\right]\right\}\mathbf{X}_{s-in}^1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

其中 $\mathbf{X}_{s-n-in}^j$ 、 $\mathbf{X}_{s-in}^j$ 分别为第 j 只叶片在流固耦合面及非流固耦合面的位移向量。

将该动力学系统的固有频率和正则振型分别记为 ω 和 ψ 。式(7)经坐标变换后,得到正则坐标 ξ 下的动力学方程

$$\mathbf{I}\ddot{\xi} + 2\zeta\omega\dot{\xi} + \omega^2\xi = \mathbf{Q} \quad (10)$$

其中 $\mathbf{I}$ 是单位矩阵; ζ 是阻尼比; $\mathbf{Q}$ 是正则坐标下的流体作用力。

将式(10)写为分量的形式如下:

$$\ddot{\xi}_i + 2\zeta_i\omega_i\dot{\xi}_i + \omega_i^2\xi_i = Q_i \quad (11)$$

通过 Wilson- θ 法可以求解得到各阶模态位移,而在实际问题中,高阶模态对于振动响应的影响通常较小,采用振型截断法只选取低阶模态 ($n \leq N$) 作为向量基。通过低阶模态的振型叠加快速计算出结构域及流场域网格节点位移,从而实现流场网格变形的节点位移快速计算,模态叠加公式如下:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{X}_s \\ \mathbf{X}_g \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^n \psi_i \xi_i \quad (12)$$

式中 $\mathbf{X}_s$ 为结构位移矩阵; $\mathbf{X}_g$ 为流场位移矩阵。

1.3 气动阻尼计算方法

气动阻尼是衡量系统稳定性的指标,作为判断叶片是否颤振的依据,可表示为气动功的归一化形式。当气动阻尼大于零时,表示流场从叶片振动中获取能量,叶片振动收敛,系统稳定。

一个周期内流场气动力对结构做功 W 由非定常气动压力和局部速度的积分表示

$$W = \int_0^T \left\{ \int_{\text{surface}} [\tilde{p} \cdot (\dot{\mathbf{u}} \cdot \mathbf{n})] \cdot dS \right\} dt \quad (13)$$

其中 $\tilde{p}$ 为叶片表面气动压力; $\dot{\mathbf{u}}$ 为叶片振动速度; $\mathbf{n}$ 为叶片表面网格单位法向量; S 为叶片表面积。

将气流对叶片所做的功按叶片运动一个周期的平均振动动能进行归一化,得到气动阻尼

$$\zeta_{\text{aero}} = \frac{-W}{2\bar{E}} \quad (14)$$

其中 $\bar{E} = \frac{1}{2}m\omega^2A_m^2$, $\bar{E}$ 为叶片振动一个周期的平均动能; m 为叶片的模态质量; A_m 为叶片平均振幅。

2 计算结果与分析

2.1 计算对象

研究对象为典型跨声速轴流压气机转子 NASA Rotor 37,整圈叶盘由 36 只叶片组成,叶片材料为马氏体 200,弹性模量为 195 GPa,密度为 8 000 kg/m³,泊松比为 0.3,叶片设计转速为 17 188 r/min,设计流量为 20.188 kg/s,设计压比为 2.106^[22]。

图 2 为 NASA Rotor 37 压气机全环模型。叶片表面附近为 O 型网格,其他区域为 H 型网格,单个通道网格节点数为 226 115。

本文采用商业软件 ANSYS Mechanical 模块与 Fluent 模块进行流固耦合计算,利用 ANSYS

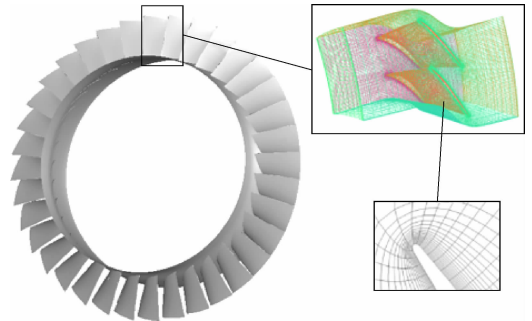


图 2 全环叶片模型及多通道网格模型

Fig. 2 Full annulus blade model and multiple passage computation mesh model

Mechanical 模块进行预应力模态分析计算叶片固有频率和振型,利用 Fluent 读取叶片振型信息,并进行三维非定常流场计算,动网格的生成使用了文献[21]发展的基于结构-虚拟弹性体的快速动网格算法。在叶片通道模型中,叶片根部固支,轮毂、轮缘以及叶片表面均设定为绝热、无滑移边界条件。进口给定总压为大气压,给定总温为 288.15 K;出口给定背压,进出口未采用无反射边界条件。多通道扇形壁面设为周期边界条件。非定常流场分析采用 shear stress transfer (SST) $k-\omega$ 湍流模型,时间步长选为 2×10^{-6} s,利用定常计算得到的稳态流场结果作为瞬态分析的初值,以提高计算效率。

计及叶间相位角的影响分析叶片颤振时,需考虑多个节径振动形式以准确预测各工况下的颤振边界,或计算该工况下最不稳定的振动节径数。

2.2 叶间相位角对叶片气弹稳定性的影响

不同节径形式的叶盘振动使得叶片之间存在与节径数对应的相位差,并对叶片的气弹稳定性产生影响。研究表明叶片以后行波运行更容易发生颤振,因此本文在近峰值效率点处对 Rotor 37 叶片的颤振模拟以后行波计算为主,即相位差传播方向与转子旋转方向相反,叶间相位角为负值。选取叶片典型节径振动形式进行流固耦合分析,其中叶片模态分析结果如表 1 所示。

表 1 叶片前 4 阶固有频率

Table 1 First 4 orders natural frequencies of the blade

模态阶数	1	2	3	4
频率/Hz	1193.7	2699.9	3598.5	4517.2

使用本文方法计算设计转速下 Rotor 37 的气动特性、实验数据^[22]以及文献[23]中使用 NUMECA 的计算结果如图 3 所示,可见本文方法计算得到的压比、效率特性与实验值较为接近,说明

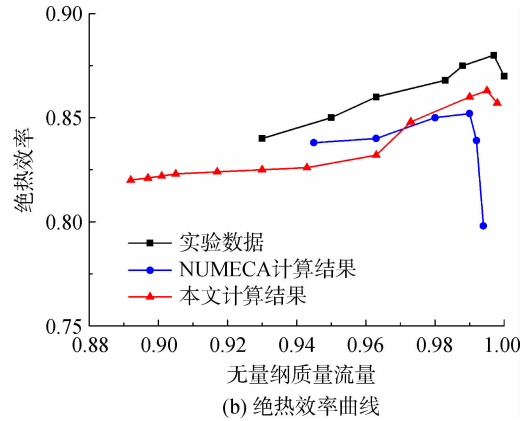
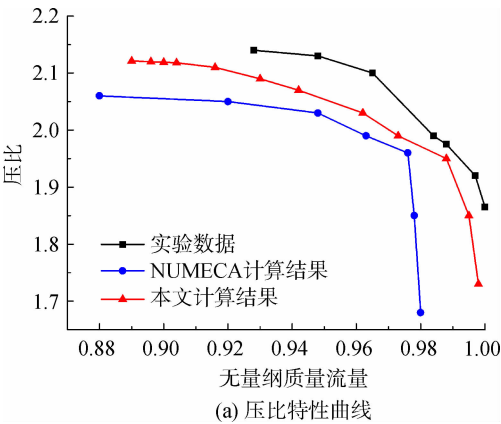


图 3 Rotor 37 气动特性图
Fig. 3 Aerodynamic characteristic curves of Rotor 37

本方法对气动特性预测的数值准确度较好。

由于气动阻尼可以反映系统气弹稳定性,选取典型节径计算在不同叶间相位角条件下的气动阻尼,以叶间相位角为横坐标绘制气动阻尼曲线可以显示叶间相位角对叶片气弹特性的显著影响,如图 4 所示。可以看出,颤振边界出现在叶间相位角为 -10° 与 -30° 的情况,即 1 节径与 3 节径振动,两节径之间气动阻尼为负值,气动力对叶片做正功,具有失稳特性。当节径数从 3 节径增大时,气动阻尼也随之增加,直至 18 节径振动达到最大气动阻尼,系统保持气弹稳定。

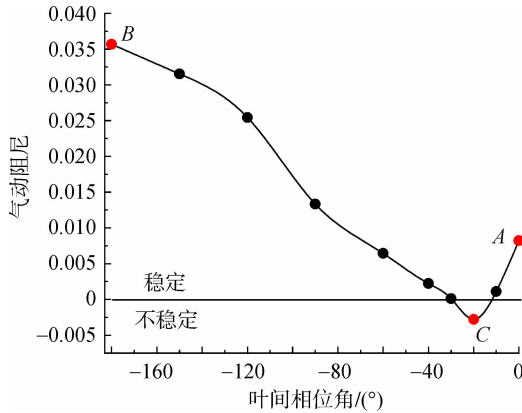


图 4 不同叶间相位角条件下的气动阻尼计算结果
Fig. 4 Aerodynamic damping versus different inter-blade phase angles

针对叶片气弹特性变化中具代表性的 3 种节径振动获取振动模态响应以分析叶片振动发展历程及稳定性,其中 A 点为不含叶间相位角的零节径振动,B 点为稳定的 18 节径振动,C 点为颤振失稳的 2 节径振动。

利用单通道模型分析设计转速下零节径振动 ($\sigma=0^\circ$) 叶片在近峰值效率点的前 3 阶模态位移

响应,如图 5 所示。可以看出叶片的 2、3 阶模态振动位移相对于 1 阶振动位移幅值很小,叶片振动以 1 阶模态振动为主,而且振动呈衰减趋势,气动阻尼计算结果为 0.0082,即流场内非定常气动力对叶片做负功,叶片向流场耗散能量,叶片振动趋于收敛,气弹稳定性较好。

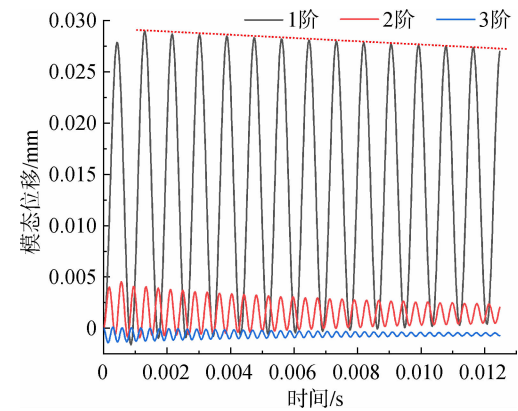
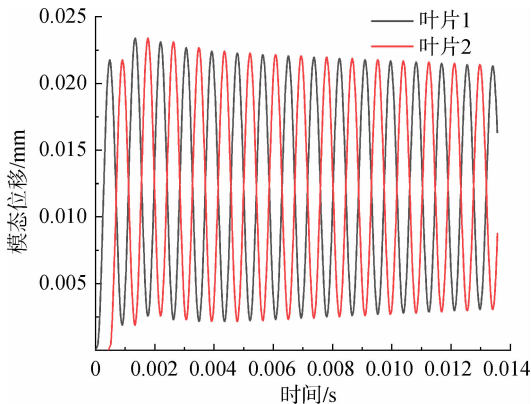
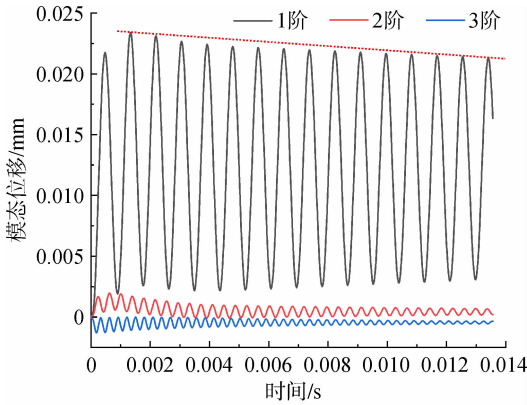


图 5 零节径振动形式叶片的模态位移响应
Fig. 5 Modal displacement response of blade at 0 nodal diameter

当叶片以 18 节径振动时,对应的叶间相位角 $\sigma = -180^\circ$,建立双通道模型以分析叶片在峰值效率点处的响应。图 6(a)显示了设置振动时间延迟的两只叶片在振动开始后的相位延迟效应,叶片 2 的振动滞后于叶片 1 的 1/2 个周期,且两只叶片呈现相同的振动趋势。提取叶片 1 的前 3 阶模态位移,如图 6(b)所示。与零节径相比,叶片振动的频率没有改变,而 3 阶模态振幅均有所减小,仍是衰减的趋势。气动阻尼计算结果为 0.0357,明显大于零节径时的气动阻尼,其原因可能是叶间存在较大叶间相位角时,相邻流道叶片振动产生的不稳定负载线性叠加使得流道内气动力对叶片主要做负功,加速振动衰减,因而此时



(a) 双通道模型叶片的1阶模态位移



(b) 叶片1的模态位移响应

图 6 18 节径振动形式叶片的模态位移响应
Fig. 6 Modal displacement response of blade at 18 nodal diameter

叶片的气弹稳定性更好。

图 7 对比了 18 节径振动($\sigma = -180^\circ$)时采用多通道模型与全环叶片模型计算的叶片振动 1 阶模态位移响应,结果显示多通道模型的计算结果与全环颤振分析结果在振动发展趋势上基本一致,在振幅上相差 3.4%,验证了多通道方法的正确性。

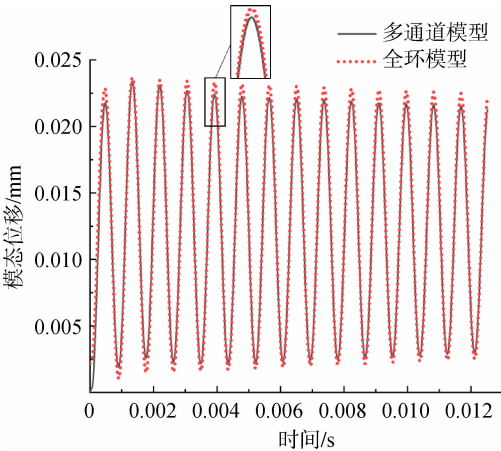


图 7 18 节径振动时多通道模型与全环叶片模型的 1 阶模态位移响应对比

Fig. 7 Comparison of first modal displacement response between multiple passage model and full annulus model at 18 nodal diameter

构建 18 通道模型分析 2 节径振动形式下叶片在近峰值效率点处的振动响应,通过设置相邻叶片滞后振动使得叶间相位角达到 -20° 。图 8(a)显示了其中每只叶片振动时域位移响应的相位延迟,其中相邻叶片振动滞后时间由式(3)决定,由叶片 1 至叶片 18 完整地构成了一个振动周期。图 8(b)提取了叶片 1 的前 3 阶模态位移,值

得注意的是,当叶片以 2 节径振动时,时域上叶片振幅逐渐增加,第 2、3 阶模态振幅相对于稳定时显著增加,振动不再收敛,叶片出现颤振失稳。此时的气动阻尼计算为 -0.0028 ,说明非定常气动力对叶片做正功,叶片从流场中吸收能量,引起振动发散。

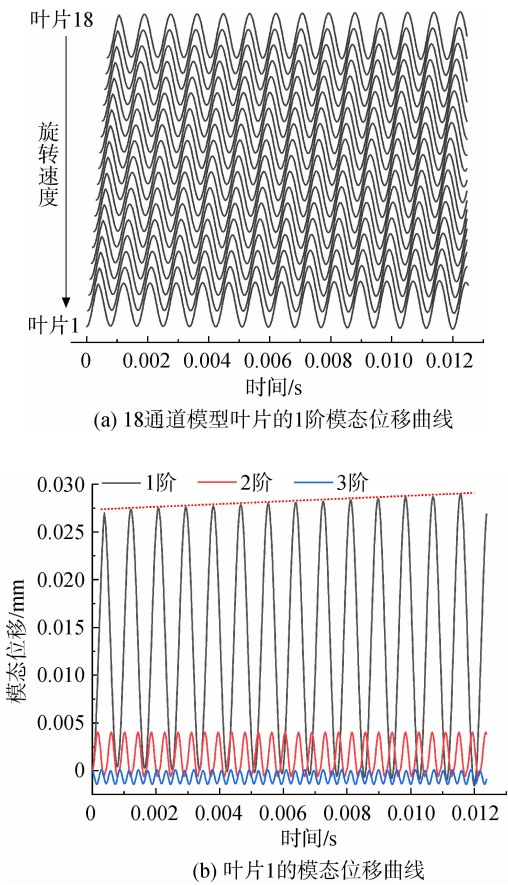


图 8 2 节径振动形式叶片的模态位移响应
Fig. 8 Modal displacement response of blade at 2 nodal diameter

2.3 不同叶间相位角下的流场特性分析

为了探究叶间相位角对流场特性如激波强度和位置的影响及叶间相位角影响气弹稳定性的机理,选取典型的稳定振动节径下的流场与气动失稳时的流场进行对比。由文中第 2.2 节分析知道叶片振动以 1 阶弯曲模态为主,因此在流场分析中主要考虑该模态。提取非定常流场分析收敛后的一个周期的流场分布,此时叶片达到稳定振荡形式,而叶片振动收敛或发散受到节径变化影响。为了展示通道间的流动效果,分别取各多通道模型中的两个通道显示其流场特性进行比较。

图 9 对比了叶片 2 节径($\sigma=-20^\circ$)、3 节径($\sigma=-30^\circ$)、4 节径($\sigma=-40^\circ$)、9 节径($\sigma=-90^\circ$)振

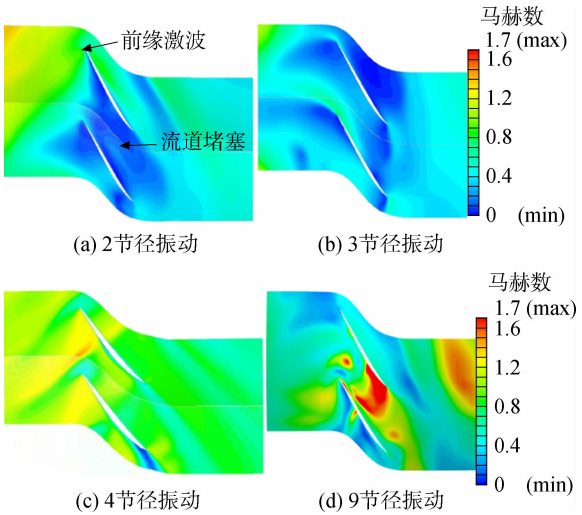


图 9 不同节径振动形式下 90%叶高流场马赫数分布
Fig. 9 Mach number distribution on the 90% span under different nodal diameter patterns

动时 90%叶高的流场马赫数分布,随着振动节径数的减小,相邻流道之间的干扰对叶片振荡的影响逐渐加剧,具体表现在叶片前缘激波脱离和通道间气流堵塞。叶片以 4 节径与 9 节径振动时,通道间流速较快,未发生堵塞,激波位于叶尖前缘附近,带来的非定常扰动作用较小,并不会引起叶片失稳;以 2 节径与 3 节径振动时,通道中的正激波逐渐脱离叶片前缘,使叶片表面的附面层逐渐增厚,激波后的高压气流充斥流道进而造成堵塞,而高压气流与叶片振动之间具有强烈的相互干扰,非定常气动力对叶片的冲击作用增大,加速叶片从流场吸收能量,导致颤振失稳。可以看出,当叶片振动节径改变时,流场出现较大差异性,原因在于:一方面由于在跨声速压气机中有激波及附面层干扰,产生强烈的非线性现象,流场内流动在气弹稳定临界点到颤振发作的过程中会出现强烈失稳,引起流场剧烈变化;另一方面,本文给出的流场分布均是在计算收敛后叶片振荡周期内提取的,流场分布也会由于非定常激波振荡而在叶片振动历程中发生变化。

为了考察激波与叶片颤振失稳之间的关联性,图 10 和图 11 分别给出了 2 节径、3 节径、4 节径振动时叶片压力面和吸力面的马赫数分布和气流对叶片所做的功分布。由图 10 可以看出,随着节径数的减小,吸力面和压力面上激波影响的区域和强度不断增大。激波集中在叶片前缘,从大约 30%叶高向上延伸至叶片顶端,随着叶高的增加,波前马赫数逐渐增加,激波的强度提高,影响区域扩大到部分叶片后缘。 -20° 叶间相位角下相同叶高截面上吸力面的波前马赫数较压力面更

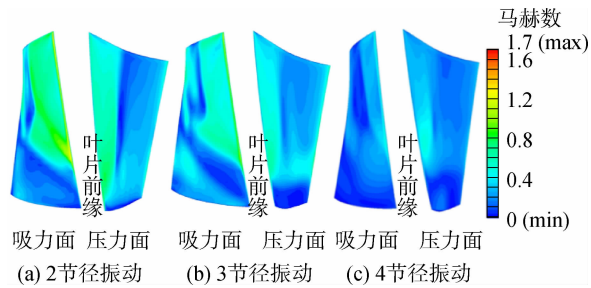


图 10 不同节径振动形式下叶片表面的马赫数分布

Fig. 10 Mach number distribution on the blade surface under different nodal diameter patterns

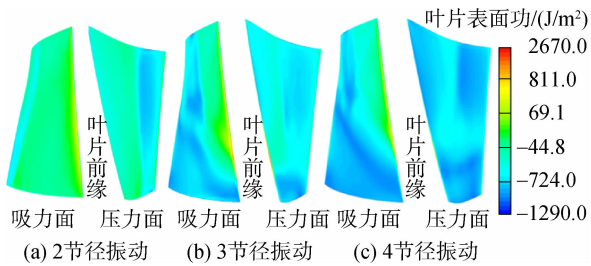


图 11 不同节径振动形式下叶片表面功分布

Fig. 11 Work distribution on the blade surface under different nodal diameter patterns

大,可见吸力面激波强度强于压力面,吸力面激波对颤振失稳的贡献更大。

从图 11 的叶片表面所受气动功分布中可以看出,吸力面上的正功分布集中在叶片前缘的一个狭长区域内,区域长度随着叶间相位角的减小而增长,最终布满整个叶高;在压力面上,正功强度随叶间相位角的减小而逐渐增大,但始终不及吸力面正功作用的强度。同时,当叶间相位角较大时,由于激波冲击位置在叶尖前缘,且强度较小,流场内激波对叶片失稳的贡献并不明显,激波脉动吸收了叶片振荡的能量,气流做功以负功为主,加速叶片振动的收敛,随着叶间相位角减小,叶片吸力面的正功积累区域及强度显著增加,并逐渐起主导作用,增加了叶片振荡的不稳定性。

吸力面和压力面上带状分布的正功区域是气流做功最集中的地方,而且多分布在激波附近,在叶片振荡过程中激波位置出现微弱变化,由此产生的非定常压力脉动推断为诱发叶片表面所受气动功集中区出现的主要原因。对于不同的叶间相位角,吸力面上非定常气动力的冲击带来的作用并不仅仅是失稳作用,对较大叶间相位角的工况在一定程度上有稳定作用,这是因为气动力对叶片所做的功不仅取决于激波脉冲,还取决于激波运动与叶片运动之间的相位关系,当叶间相位角

改变时,也改变了激波与叶片振动之间的相位。因此,仅知道非定常气流的冲击位置和冲击强度不足以确定其做功对稳定特性的影响,还需要研究激波脉动与叶片振动之间的相位关系,这种相位关系取决于工况、叶间相位角和叶片振荡频率。图 12 显示了激波脉动引起的非定常气动力与叶片振动之间的相位差,其中气动激励频率与叶片 1 阶弯曲频率十分接近,但是超前或滞后一个相位,这种相位差成为气流冲击引起叶片失稳的另一个因素。与 4 节径相比,2 节径振动下的气动力与模态位移之间的相位差显著减小,而且力的作用滞后于叶片振动,这种小的相位差引起叶片在振荡过程中不断受到与运动方向同向的激励,使叶片振幅不断增大,最终导致了颤振失稳。

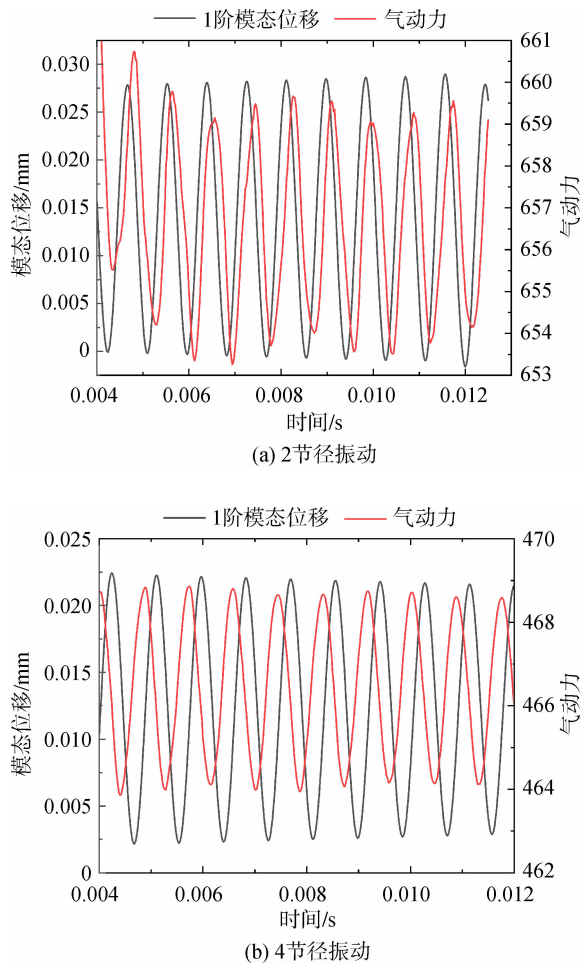


图 12 非定常气动力与叶片振动的相位关系

Fig. 12 Phase relationship between unsteady aerodynamic force and blade vibration

2.4 计算效率对比

利用本文的多通道方法与半环、全环通道模型分析进行计算效率对比,计算分析基于 Intel

Xeon E5-2620 的双 CPU 六核计算机, 叶片一个振动周期需要约 15 个计算时间步, 且模型内每个通道采用相同的网格。当计算 18 节径振动形式时, 采用本文的多通道方法仅需建立 2 通道计算域, 计算一个振动周期的平均时间为 44 min; 半环模拟采用 18 通道计算域, 计算一个振动周期的平均时间为 167 min, 全环模拟采用 36 通道计算域, 计算平均时间为 296 min。此时多通道方法的计算时间是半环模拟时间的 26.35%, 是全环模拟时间的 14.86%。

3 结 论

本文发展了一种基于振动时滞方法考虑非零叶间相位角影响的叶片流固耦合颤振分析方法, 计算了不同叶间相位角条件下的叶片模态位移响应和气动阻尼, 并研究了叶间相位角对流动特性的影响及失稳流场的激波脉动现象。所得结论如下:

1) 多通道方法相较于全环模拟在计算效率上有明显提升, 在计算叶片 18 节径振动响应时, 多通道方法的计算时间是全环计算的 14.86%。

2) 叶间相位角对叶片气弹稳定性有显著影响, 当叶片以不同节径形式振动, 即叶间存在不同叶间相位角时, 对应的振动响应与气动阻尼有明显变化; 当振动节径改变时, 存在气动阻尼为负值的工况, 即 2 节径振动($\sigma = -20^\circ$), 此时叶片发生颤振失稳。

3) 当叶间相位角随着振动节径数减小而减小时, 相邻流道之间的干扰对叶片振荡的影响逐渐加剧, 具体表现在叶片前缘激波脱离和通道间气流堵塞。在失稳的叶间相位角条件下, 叶片吸力面存在激波脉动引起的强烈的正功, 表现为对叶片的激励作用, 是导致叶片颤振的决定性因素。叶间相位角改变了非定常气动力与叶片振动之间的相位关系, 以此影响气动力对叶片做功情况。

参考文献:

- [1] 张小伟, 王延荣. 叶间相位角对叶片颤振的影响[J]. 航空动力学报, 2010, 25(2): 412-416.
ZHANG Xiaowei, WANG Yanrong. Influence of interblade phase angle on the flutter of rotor blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(2): 412-416. (in Chinese)
- [2] SRINIVASAN A V. Flutter and resonant vibration characteristics of engine blades[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 119(4): 742-775.
- [3] CARTA F O S T, HILAIRE A O. Experimentally deter-

mined stability parameters of a subsonic cascade oscillating near stall[J]. Journal of Engineering for Power, 1978, 100(1): 111-120.

- [4] PIERRE D, STÉPHANE A, QUENTIN R, et al. Effect of nodal diameter on the local blades vibration on the choke flutter instability in transonic UHBR fan[C]// Proceedings of 15th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines. Oxfordshire, UK: Oxford University, 2018: 85-96.
- [5] LANE F. System mode shapes in the flutter of compressor blade rows[J]. Journal of the Aeronautical Sciences, 1956, 23(1): 54-66.
- [6] FUHRER C, VOGT D M. On the impact of simulation approaches on the predicted aerodynamic damping of a low pressure steam turbine rotor[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition. Charlotte, US: American Society of Mechanical Engineers, 2017: 1-9.
- [7] RZADKOWSKI R, KUBITZ L, GNESIN V, et al. Flutter of long blades in a steam turbine[J]. Journal of Vibration Engineering and Technologies, 2018, 6(4): 289-296.
- [8] SRIVASTAVA R, BAKHLE M A, KEITH T G Jr., et al. Aeroelastic analysis of turbomachinery[J]. International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 2004, 14(3): 366-381.
- [9] 杨晓东, 侯安平, 李漫露, 等. 相位延迟边界条件在叶轮机械颤振分析中的应用[J]. 航空动力学报, 2014, 29(8): 1846-1854.
YANG Xiaodong, HOU Anping, LI Manlu, et al. Flutter analysis of turbomachinery based on phase lagged boundary condition[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(8): 1846-1854. (in Chinese)
- [10] IM H S, ZHA G C. Flutter prediction of a transonic fan with travelling wave using fully coupled fluid/structure interaction[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference & Exposition. San Antonio, US: American Society of Mechanical Engineers, 2013: 1-12.
- [11] IM H S, ZHA G C. Prediction of a transonic rotor fluid/structure interaction with a traveling wave using a phase-lag boundary condition[C]// Proceedings of 51st AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition. Grapevine, US: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2013: 1-20.
- [12] GNESIN V, RZADKOWSKI R. A coupled fluid-structure analysis for 3-D inviscid flutter of IV standard configuration[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 251(2): 315-327.
- [13] KUBITZ L, RZADKOWSKI R, GNESIN V, et al. Direct integration method in aeroelastic analysis of compressor and turbine rotor blades[J]. Journal of Vibration Engineering and Technologies, 2016, 4(1): 37-42.
- [14] IM H, CHEN X, ZHA G. Detached eddy simulation of transonic rotor stall flutter using a fully coupled fluid-

structure interaction[C] // Proceedings of ASME Turbo Expo; Turbine Technical Conference and Exposition. Vancouver, Canada; American Society of Mechanical Engineers, 2011; 1217-1230.

[15] VASANTHAKUMAR P. Computation of aerodynamic damping for flutter analysis of a transonic fan[C] // Proceedings of ASME Turbo Expo; Turbine Technical Conference and Exposition. Vancouver, Canada; American Society of Mechanical Engineers, 2011; 1-9.

[16] SUN T, PETRIE-REPAR P, VOGT D M, et al. Detached-eddy simulation applied to aeroelastic stability analysis in a last-stage steam turbine blade[J]. Journal of Turbomachinery, 2019, 141(9): 1-14.

[17] TANI N, AOTSUKA M, KAZAWA J. Evaluation of torsion axis position on turbine blade flutter by direct measurement experiment; rig design and numerical simulation [C] // Proceedings of ASME Turbo Expo; Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Seoul; American Society of Mechanical Engineers, 2016; 1-10.

[18] CARSTENS V, KEMME R, SCHMITT S. Coupled simulation of flow-structure interaction in turbomachinery[J]. Aerospace Science and Technology, 2003, 7(4): 298-306.

[19] VAHDATI M, SIMPSON G, IMREGUN M. Mechanisms for wide-chord fan blade flutter [C] // Proceedings of ASME Turbo Expo; Power for Land, Sea, and Air. Orlando, US; American Society of Mechanical Engineers, 2009: 585-593.

[20] ZHONG J, XU Z. A reduced mesh movement method based on pseudo elastic solid for fluid-structure interaction [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2017, 232(6): 973-986.

[21] 仲继泽, 徐自力, 陶磊. 基于虚拟弹性体的快速动网格方法 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(10): 132-138.

ZHONG Jize, XU Zili, TAO Lei. An efficient dynamic mesh method based on pseudo elastic solid [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(10): 132-138. (in Chinese)

[22] DENTON J D. Lessons from Rotor 37 [J]. Journal of Thermal Science, 1997, 6(1): 1-13.

[23] HILLEWAERT K, GARCIA-UCEDA A, HIRSCH C, et al. Internal aerodynamic test cases [M]. Cham, Switzerland; Springer International Publishing, 2015.

(编辑: 陈 越)