

考虑刷丝变形的刷式密封流场特性与 力学特性流固耦合研究

孙 丹¹, 刘宁宁¹, 胡广阳², 艾延廷¹, 王克明¹

(1. 沈阳航空航天大学 航空航天工程学部 辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室,
沈阳 110136;

2. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 应用双向流固耦合与动网格技术,建立了考虑刷丝变形的刷式密封流场与力学特性双向流固耦合瞬态三维求解模型。首先应用悬臂梁理论建立了刷丝的力学理论模型,将该流固耦合方法计算结果分别与理论模型和实验结果相互验证,在此基础上,分析了刷式密封的流场特性、刷丝的变形规律与应力特性以及刷式密封的滞后特性。研究表明:刷丝在气流量作用下会产生摆振运动,刷丝根部所受的应力也随着刷丝摆振运动而呈振荡变化;刷丝变形增大了刷丝与转子面间隙导致密封泄漏量增大,随着刷丝排数的增加,泄漏量先迅速下降,然后下降速度趋缓,最后趋于稳定;刷式密封随着末排刷丝与后挡板轴向间隙的增大,后挡板处相对压力系数逐渐降低,增加末排刷丝与后挡板的轴向间隙可有效降低滞后效应。

关 键 词: 刷式密封; 刷丝变形; 流场特性; 力学特性; 流固耦合

中图分类号: V231; TK263

文献标志码: A

Fluid-structure interaction investigation on the flow field and mechanical characteristic in brush seals with bristle deflections

SUN Dan¹, LIU Ning-ning¹, HU Guang-yang²,

AI Yan-ting¹, WANG Ke-ming¹

(1. Liaoning Key Laboratory of Advanced Measurement and Test Technology for Aviation Propulsion System, Faculty of Aerospace Engineering, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China;

2. Shenyang Engine Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Bristle deflections have important influence on the flow field characteristic and mechanical characteristic. The problems of the leakage, hysteresis and bristle fracture produced by the deflections of bristle are very prominent. The flow field characteristic and dynamic characteristic in brush seal were predicted using a three-dimensional computational model with consideration of bristle deflections depending on two-way fluid-structure interaction and moving grids techniques. Firstly, based on the cantilever beam theory, the mechanics model of bristle was analyzed. Secondly, based on the fluid solid coupling method verified with the theoretical model and experimental results, the flow field characteristic, the law of bristle deflections, the mechanical characteristic and hysteresis characteristic were predicted. The research results show that the bristle deflections caused by forward flow impact is oscill-

收稿日期: 2015-09-09

基金项目: 国家自然科学基金(51675351); 辽宁省自然科学基金(20150220113); 航空科学基金(20140454)

作者简介: 孙丹(1981—),男,辽宁丹东人,副教授,博士,主要从事旋转机械密封与滑动轴承流体激振研究。

lating gradually, and the maximum stress of the bristle root is also oscillating gradually depending on the bristle deflections. Bristle deflections increase the clearance between the bristle and the rotor surface, which leads to the increases of leakage; as the bristle row number increases, the leakage decreases rapidly, then decreases slowly, and finally tends to be a stable value. The increase of the axial clearance between the last row bristle and the back plate makes the relative pressure coefficient decrease, and the axial clearance can effectively reduce the hysteresis characteristic.

Key words: brush seal; bristle deflections; flow field characteristic; mechanical characteristic; fluid-structure interaction

刷式密封是具有优良密封性能的接触式动密封,是航空发动机等旋转机械的关键部件.近年来,随着航空发动机增压比、推质比等性能的不断提高,航空发动机压力、转速等逐渐向高参数方向发展,由刷丝变形产生的泄漏损失^[1-2]、滞后效应^[3-4]、刷丝疲劳断裂^[5]等问题较为突出,直接影响刷式密封的封严性能和使用寿命.

国内外学者对刷式密封性能做了大量的研究工作,现有文献关于刷式密封性能研究主要包括流场特性和力学特性两个方面^[6-8].在流场特性方面,国外 Dogu^[9]建立了定常稳态刷式密封多孔介质模型,对零间隙刷式密封的泄漏流动特性进行了数值研究.国内黄学民、李军等^[10-11]基于多孔介质模型,采用定常稳态求解方法,数值研究了刷式密封泄漏流动特性及影响因素.在力学特性方面,国外 Lelli 等^[12]分别建立了刷式密封流体力学和结构力学定常稳态求解模型,数值研究了刷丝在气流力作用下的变形规律. Chew 等^[5]基于多孔介质模型,合理解释了在气流力作用下由刷丝变形引起的疲劳断裂现象.国内张艾萍、迟佳栋等^[13-14]基于多孔介质模型,研究了刷式密封滞后效应及其影响因素,并对结构优化进行了分析.研究表明,刷式密封刷丝在流体的作用下会产生变形,刷丝变形进一步影响流体分布,刷丝与流体之间的相互作用是典型的瞬态双向流固耦合问题^[15-16].现有文献关于刷式密封研究大多基于多孔介质模型,且采用定常稳态求解方法,对考虑刷丝变形的刷式密封流场与力学特性的流固耦合研究较少.

本文应用双向流固耦合与动网格技术,建立了考虑刷丝变形的刷式密封流场与力学特性的瞬态三维流固耦合求解模型.分别采用理论模型得出的刷丝变形量和实验得到的泄漏量与本文双向流固耦合数值计算结果进行对比验证,在此基础

上,研究了刷丝束间隙中的流体速度和压力分布特性;比较分析了不同进出口压差和刷丝排数下,刷丝的变形规律以及刷丝变形对泄漏量及刷丝应力的影响;对比研究了不同轴向间隙对刷式密封滞后特性的影响.

1 刷丝弯曲变形理论模型

任意刷丝受力分析如图 1 所示,刷丝受气动载荷作用的弯曲变形可以简化为在均布载荷作用下的悬臂梁模型^[17-19],刷丝任意截面上的弯矩为

$$M(x) = -\frac{1}{2} q(l-x)^2 \quad (1)$$

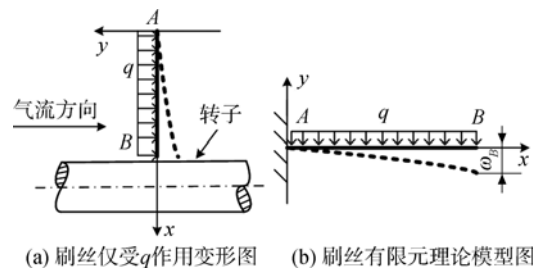


图 1 刷丝受力分析图

Fig. 1 Force analysis of a bristle

刷丝在纯弯曲情况下,弯矩与曲率间的关系为

$$\frac{1}{\sigma} = \frac{M}{EI} \quad (2)$$

式中 M , $1/\sigma$ 皆为 x 的函数; σ 为曲率半径; E 为刷丝的弹性模量; I 为刷丝的截面惯性矩, $I = \frac{\pi D^4}{64}$, D 为刷丝直径.

如图 2 所示,在弯曲变形时,刷丝梁的轴线将成为 xy 平面内的一条曲线,称为挠曲线,挠曲线上横坐标为 x 的任意点的纵坐标用 w 表示,称为挠度,它代表坐标为 x 的横截面的形心沿 y 方向的位移.弯曲变形中,刷丝梁的横截面相对原来位

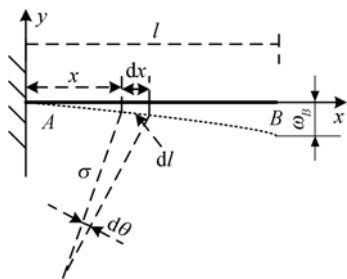


图2 刷丝弯曲变形分析图

Fig. 2 Sketch of bristle deformation

置转过的角度为 θ , 刷丝梁挠曲线的方程可以写成

$$\omega = f(x) \quad (3)$$

实际工况中刷丝的变形远小于跨度, 转角 θ 是一个非常小的角度, 并且根据曲线斜率为该点导数, 可得

$$\frac{1}{\sigma} = \frac{d\theta}{dx} = \frac{d^2\omega}{dx^2} \quad (4)$$

根据公式(1)、式(2)及式(4)可以得到刷丝梁曲线的近似挠曲线微分方程

$$EI\omega'' = -\frac{1}{2}q(l-x)^2 \quad (5)$$

式(5)积分可得刷丝转角方程式(6)与刷丝挠曲线方程式(7)

$$EI\theta = -\frac{1}{6}q(l-x)^3 + C_1 \quad (6)$$

$$EI\omega = \frac{1}{24}q(l-x)^4 + C_1x + C_2 \quad (7)$$

对于刷丝固定端 A, 转角和挠度均等于零, 可得即 $\theta_A = 0$; $\omega_A = 0$, 代入式(6)与式(7)可得刷丝梁挠曲线方程

$$\omega = \frac{q}{24EI}[(l-x)^4 + 4l^3x - l^4] \quad (8)$$

对于截面 B 的横坐标为 $x_B = l$, 代入式(8), 可得截面 B 的挠度即变形量

$$\omega_B = \frac{ql^4}{8EI} \quad (9)$$

2 刷式密封流固耦合数值模型

2.1 流固耦合建模理论

2.1.1 流体动力学模型

在本文双向流固耦合瞬态计算工况下, 满足的湍流流动守恒方程包括动量方程和连续方程^[20-21]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (10)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{U}u) = \text{div}(\Gamma \text{grad } u) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{U}v) = \text{div}(\Gamma \text{grad } v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{U}w) = \text{div}(\Gamma \text{grad } w) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \end{cases} \quad (11)$$

式中 ρ 为密度; t 为时间; p 为流体微元体上的压力; $\mathbf{U}$ 为速度矢量; u, v, w 为速度矢量 $\mathbf{U}$ 在 x, y, z 方向的分量; Γ 为扩散系数; S_u, S_v, S_w 为动量守恒方程的广义源项, 即

$$\begin{cases} S_u = F_x + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} (\lambda \text{div } \mathbf{U}) \\ S_v = F_y + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda \text{div } \mathbf{U}) \\ S_w = F_z + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda \text{div } \mathbf{U}) \end{cases} \quad (12)$$

式中 F_x, F_y, F_z 为流体微元体上的体力, 若体力只有重力, 且 z 轴竖直向上, 则 $F_x = 0, F_y = 0, F_z = -\rho g$; μ 为动力黏度; λ 是第 2 黏度, 一般可取 $\lambda = -2\mu/3$ 。

当刷丝受气动载荷作用弯曲变形时, 刷丝束间隙流道高度弯曲变形, 流场变得极其复杂。在弯曲流线的情况下, 湍流是各项异性的, 黏度是各向异性的张量, 然而标准 $k-\epsilon$ 模型中对于 Reynolds 应力的各个分量, 假定黏度是相同的, 因此标准 $k-\epsilon$ 模型用于包含有强旋流、弯曲壁面流动和弯曲流线流动的刷式密封流场时, 会产生一定的失真, 需要对标准 $k-\epsilon$ 模型进行修正^[21], 修正模型 (renormalization group) RNG $k-\epsilon$ 模型为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G - \rho \epsilon \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \epsilon)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \cdot \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + \\ &C_{\epsilon 1} G \frac{\epsilon}{\kappa} - \rho C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{\kappa} \end{aligned} \quad (14)$$

式中 $G = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$; μ_t 为湍动黏度, $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$ 。该模型的拟合常数为 $C_{\epsilon 1} = 1.44$; $C_{\epsilon 2} =$

1.92, $C_\mu=0.99$, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\epsilon=1.3$.

综合比较式(10)~式(14)可得, RNG $k-\epsilon$ 模型考虑了刷式密封流场中气体旋转等复杂流动, 并且重整化群(RNG) $k-\epsilon$ 模型不仅与流动情况有关, 而且也是空间坐标函数, 因此其可以更准确地求解刷式密封流场复杂的流体流动。

2.1.2 结构动力学模型

刷式密封刷丝在流体作用下的瞬态响应可通过求解结构动力学方程获得, 有限自由度为 n 的结构动力学方程表示为^[22]

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{P}(t) \quad (15)$$

即

$$\begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & \cdots & m_{1n} \\ m_{21} & m_{22} & \cdots & m_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ m_{n1} & m_{n2} & \cdots & m_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \vdots \\ \ddot{x}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & \cdots & c_{1n} \\ c_{21} & c_{22} & \cdots & c_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ c_{n1} & c_{n2} & \cdots & c_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \vdots \\ \dot{x}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \cdots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & \cdots & k_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ k_{n1} & k_{n2} & \cdots & k_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1(t) \\ P_2(t) \\ \vdots \\ P_n(t) \end{bmatrix} \quad (16)$$

式中 $\mathbf{M}$ 为质量矩阵, 其中元素 m_{ij} 是使刷丝仅在第 j 个坐标上产生单位加速度而相应于第 i 个坐标上所需施加的力; $\mathbf{C}$ 为阻尼矩阵, 其在工程实际中常由实验测定计算出来; $\mathbf{K}$ 为刚度矩阵, 其中元素 k_{ij} 是使刷丝仅在第 j 个坐标上产生单位位移而相应于第 i 个坐标上所需施加的力. $\ddot{\mathbf{x}}$, $\dot{\mathbf{x}}$, $\mathbf{x}$ 分别为刷丝的加速度、速度、位移矢量; $\mathbf{P}(t)$ 为作用在刷丝上由流体施加的载荷向量。

刷丝变形瞬态分析和流场的非定常计算采用相同的物理时间步长, 在每个物理时间步里, 采用顺序求解方式, 即先求解刷丝束间隙中瞬态流场, 再分析刷丝的瞬态动力特性。

2.1.3 双向流固耦合分析

本文通过 ANSYS Workbench 数据交换平台提供的 System Coupling 模块实现刷丝和流场的双向耦合。刷丝变形分析采用 ANSYS 软件中的瞬态结构动力学分析方法, 流场特性采用 CFX 中 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型进行分析。刷式密封双向流固耦合求解采用双重循环迭代方法^[23]。耦合流程如图 3, T_n 时刻循环开始, 以 T_{n+1} 时刻流场 p, v 的分布和刷丝变形的位移 x 结果信息作为初始条件, 流体域进行若干子步计算收敛后, 通过网格插值将得出流场 p, v 等分布信息传递于刷丝固体域耦合面, 刷丝固体域耦合面以其为边界条件

计算得到刷丝瞬态动力响应, 然后刷丝变形的位移 $\mathbf{x}$ 等信息再通过网格插值传递给流场耦合面, 作为流场耦合面的边界条件, 至此流体域与固体域的位移、载荷都达到收敛状态时, 则完成一次双向耦合迭代计算, 继续进入 T_{n+1} 时刻循环。在双向流固耦合方法下, 可获得任一时刻刷式密封流场压力速度分布特性和刷丝运动变形特性, 并且该方法求解方式比较灵活, 可以选择适合各物理场自身特点的计算方法进行求解, 以达到较高的计算精度。

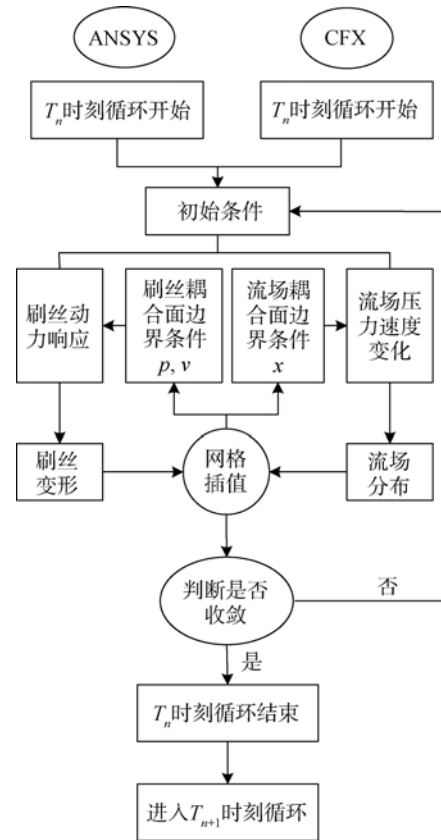


图 3 流固耦合分析图

Fig. 3 Schematic of fluid-structure interaction analysis

本文为提高数值结果的计算精度, 将刷式密封流体域网格加密, 这将引起耦合界面上流体域与固体域的网格不匹配, 不能直接进行数据的交换, 为此本文刷式密封流固耦合计算中采用守恒插值法, 将气动载荷、网格变形等信息在刷丝与流体域间传递, 即在耦合面上满足求解精度的情况下, 保证能量传递守恒。若刷丝网格位移为 $\mathbf{X}_s$, 通过传递函数 $[\mathbf{T}]$ 将刷丝网格位移转换为流场的网格位移 $\mathbf{X}_f$, 表达式如下^[24]:

$$\mathbf{X}_f = [\mathbf{T}]\mathbf{X}_s \quad (17)$$

在流体载荷的作用下, 刷丝与流体域耦合面

应满足能量传递守恒,即

$$\mathbf{F}_f^T \mathbf{X}_f = \mathbf{F}_s^T \mathbf{X}_s = \mathbf{F}_f^T [\mathbf{T}] \mathbf{X}_s \quad (18)$$

则可以得出载荷在两个物理场之间传递关系

$$\mathbf{F}_s = [\mathbf{T}]^T \mathbf{F}_f \quad (19)$$

式中 $\mathbf{F}_f$, $\mathbf{F}_s$ 分别为作用在耦合面上的流体与刷丝载荷。

2.1.4 动网格技术分析

为准确模拟刷丝在流体作用下随时间的变形情况,本文采用动网格技术建立了刷式密封瞬态求解模型。当刷丝发生变形时,刷丝周围的网格的每个边看成一个弹簧,使用基于拉伸和扭转弹簧模拟的动网格方法,将刷丝变形信息传递给与它相邻的流体域耦合面每一个节点,进而将刷丝变形信息扩散到整个流体域。考虑到守恒性,每个节点上的合力必须为零,拉伸和扭转弹簧受力平衡方程分别为

$$\mathbf{F}_l = \mathbf{K}_l^j \mathbf{q}^j \quad (20)$$

$$\mathbf{F}_t^{ijk} = (\mathbf{R}^{ijkT} \mathbf{C}^{ijk} \mathbf{R}^{ijk}) \mathbf{q}^{ijk} \quad (21)$$

式中 $\mathbf{K}_{lj}$, $(\mathbf{R}^{ijkT} \mathbf{C}^{ijk} \mathbf{R}^{ijk})$ 分别为拉伸弹簧、扭转弹簧的平衡刚度矩阵; $\mathbf{q}^j$, $\mathbf{q}^{ijk}$ 分别为拉伸弹簧与扭转弹簧的位移矢量。

2.2 刷式密封数值求解模型

2.2.1 求解模型

本文以国内某型航空发动机内流系统高压压气机出口与卸荷腔之间的刷式密封为研究对象,采用流固耦合与动网格技术,建立了考虑刷丝变形的刷式密封流场与力学特性的流固耦合三维求解模型。为了简化计算,本文选取刷式密封前挡板以下区域内的刷丝束为研究对象,图 4 给出了刷丝排数为八排的刷式密封三维模型,包括固体域和流体域。图 5 为刷丝束间隙流场模型横截面示意图,其中刷丝长度为 5 mm,直径为 0.15 mm,刷丝间距为 0.015 mm,刷丝束与后挡板的轴向距离为 0.5 mm,后挡板高度为 1.4 mm,厚度为 3.4

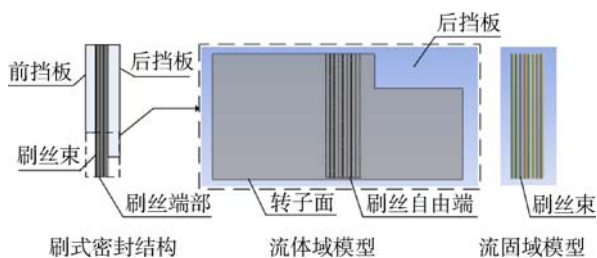


图 4 刷式密封计算区域

Fig. 4 Computation domain of brush seal

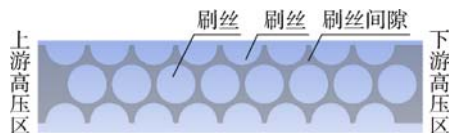


图 5 刷丝束间隙流场模型横截面示意图

Fig. 5 Sketch of bristle gap flow model

mm,刷丝端部与转子面距离为 0.1 mm。刷丝材料为镍基高温合金,弹性模量为 213.7 GPa,泊松比为 0.29。

2.2.2 网格划分

由于刷丝间隙的细长比较大,为了满足计算精度,需要细化网格。如图 6 所示刷式密封计算网格示意图,本文采用混合网格形式,流体区域几何形状比较复杂,采用精细的四面体网格,使流体的流动迹线与网格分布的脉络相适应,刷丝区域几何形状简单,采用六面体结构化网格。本文进行了网格无关性验证,考虑计算精度与计算时间等因素,最终选定流体域网格数为 40 万,固体域网格数为 10 万。

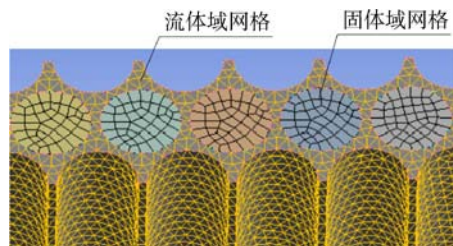


图 6 刷式密封计算网格示意图

Fig. 6 Sketch of computation grid of brush seal

2.2.3 边界条件

图 7 给出了刷式密封流固耦合建模的边界条件示意图。模型流体域进出口采用压力边界条件,入口采用总压为 0.1 MPa,为了避免出口产生回流,右侧出口采用不设置流动方向的开放式出口

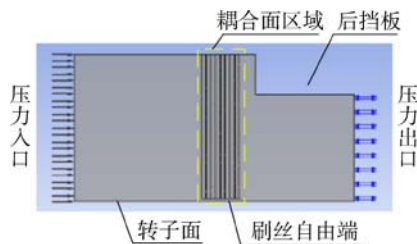


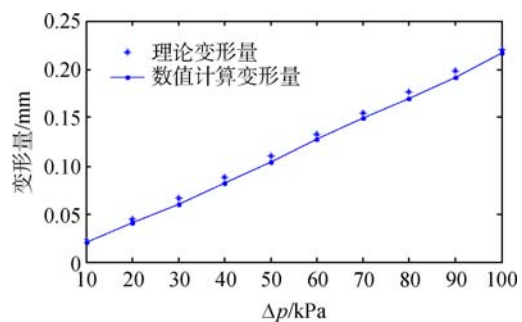
图 7 刷式密封流固耦合模型边界条件示意图

Fig. 7 Sketch of brush seal fluid-structure interaction model boundary conditions

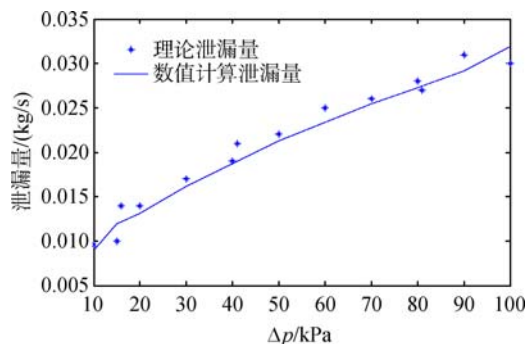
边界条件,出口压力为 0.双向流固耦合面边界如图 7 虚线框位置,包括两部分,由每排刷丝周向圆柱面和自由端面组成的固体域耦合面和与固体耦合面相邻的流体域面为流体耦合面,耦合面在瞬态多场求解器中设置为可移动边界条件.流场周向对称壁面采用不指定壁面边界条件,以便其能追随耦合面变形运动.转子面采用壁面无滑移边界条件.为了便于计算收敛,非定常求解计算以定常计算结果作为初始值.

2.3 流固耦合模型准确性验证

本文分别采用理论模型得出的刷丝变形量和实验得到的泄漏量与本文双向流固耦合计算结果进行对比分析,验证本文双向流固耦合数值方法的准确性.图 8(a)给出了双向流固耦合数值方法计算得到的单排刷丝变形量与理论模型计算结果的对比,由图中可以看出,在本文研究工况下,随着进出口压差(Δp)的增加,刷丝变形量线性增大,刷丝变形量的数值计算结果与理论计算结果的最大误差不超过 5%;图 8(b)给出了以文献[25]的刷式密封结构为研究对象,采用本文双向流固耦合数值方法计算得到的泄漏量与文献[25]实验得到泄漏量的对比,由图中可以看出,在相同



(a) 本文数值模型与理论模型计算结果对比



(b) 本文数值结果与实验结果对比

图 8 本文数值模型与理论模型、实验结果对比

Fig. 8 Comparison among numerical, theoretical, experimental models

研究工况下,泄漏量的数值计算结果与实验结果的最大误差不超过 6%。综合以上两种方法,采用理论模型与实验结果分别验证了本文双向流固耦合数值方法的准确性。

3 计算结果分析

3.1 刷式密封流场特性分析

3.1.1 压力分布特性分析

图 9 给出了刷丝排数为八排的刷式密封对称面与刷丝束横截面的压力分布图。由图可以看出,上游入口区域压力保持基本不变,当流体进入刷丝束区域后,流体受到刷丝阻碍作用产生压降,压降主要集中在刷丝束间隙区域,压力沿着轴向逐渐降低.本文模型刷丝束与后挡板有 0.5 mm 间距,由图中可以看出刷丝束与后挡板间隙区域处于同一较低压力值而不存在压差,刷丝束与后挡板间压力较小,有效降低了刷丝与后挡板间的摩擦力,可见刷丝束与后挡板的间隙可有效减弱滞后效应。

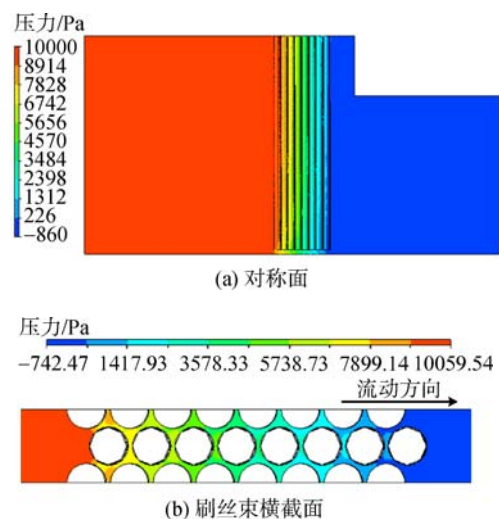


图 9 压力分布图

Fig. 9 Contours of pressure

3.1.2 速度分布特性分析

图 10 给出了刷丝排数为 8 排的刷式密封对称面与刷丝束截面速度分布图。由图可以看出,流体以相同的初始速度进入刷式密封刷丝间隙以及刷丝与转子面间隙内,在压差的作用下流向后挡板和出口,当流经刷丝束后流体的轴向速度开始逐渐增大,而径向速度在后挡板附近急剧增大.刷丝束靠近上游和根部区域的流动非常微弱,最大速度发生在刷丝与转子面间隙处,流体成射流状射出。

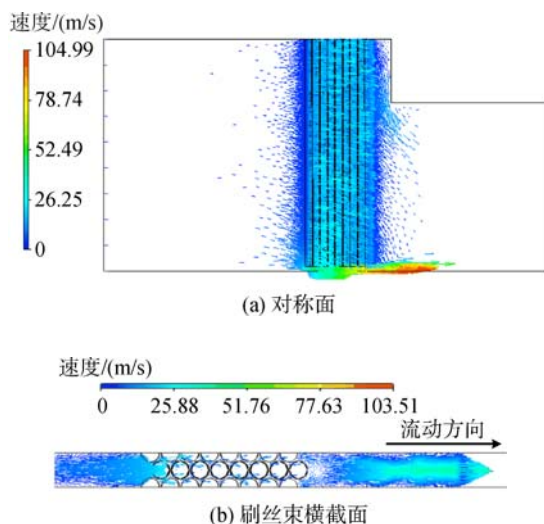


图 10 速度分布图

Fig. 10 Contours of velocity vectors

3.1.3 泄漏特性分析

为了研究刷丝变形与刷丝排数对刷式密封泄漏量的影响,本文采用考虑刷丝变形的刷式密封双向流固耦合方法和不考虑刷丝变形的稳态非耦合方法,分别建立了刷丝排数取 2~22 之间的 11 个刷式密封三维模型。

图 11 给出了在不同压差和刷丝排数下刷式密封的泄漏量变化规律。由图中可以看出,刷式密封随着进出口压差的增大,泄漏量逐渐增大;在不同进出口压差下,刷丝排数从 2 排到 8 排,泄漏量迅速下降;刷丝排数从 8 排到 18 排,泄漏量下降速度趋缓;刷丝排数大于 18 排后,泄漏量基本稳定。由此可见,在本文研究工况下,刷丝束排数取为 18 即可达到一个相对较低的泄漏量,再增加刷丝排数对刷式密封泄漏量影响不大;在相同进出口压差下,对于任意排数的刷式密封,考虑刷丝变形后,泄漏量增大,这主要是由于刷丝变形,刷丝朝下游沿轴向弯曲变形,增大了刷丝束与转子

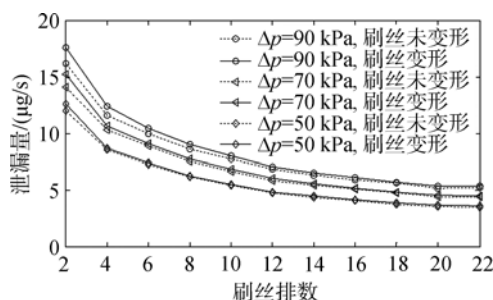


图 11 压差、刷丝排数与泄漏量的关系

Fig. 11 Relation between the differential pressure, the number of bristle and the leakage

面间隙,进而造成泄漏量增大。

同时可进一步看出,随着刷丝排数的增加,考虑刷丝变形与未考虑刷丝变形的泄漏量间差值逐渐减小,当刷丝排数增加达到一定排数后,此差值基本保持不变,这主要是由于刷丝变形而互相接触,刷丝束刚度增大,随着刷丝排数增加,变形量逐渐减小,当刷丝排数达到一定排数后,刷丝束变形量基本保持不变,因此刷丝束与转子面间隙也随着刷丝排数增加先减小再保持不变。

3.2 刷式密封力学特性分析

3.2.1 单排刷丝运动变形分析

本文以单排刷丝的刷式密封为例,采用双向流固耦合方法研究刷丝运动变形随时间的变化规律,图 12 给出了不同时刻刷丝的变形云图。本文双向流固耦合时间步长设置为 0.01ms,通过数值计算可知,在 0.01ms 时刻,流体抵达刷丝上游表面,开始对刷丝产生作用力,图 12(a)给出了刷丝在 0.01ms 时刻的变形云图,由图中可以看出刷丝自由端最大变形量为 3.02 μm。刷丝变形和流场分布信息通过耦合面双向传递,流场压力持续作用在刷丝上,使刷丝持续产生变形,图 12(b)给出了刷丝在 0.12ms 时刻的变形云图,由图中可以看出在刷丝自由端最大变形量为 348 μm。正是由此变形增加了刷丝束自由端与转子面的间隙,导致刷式密封泄漏量的增加。

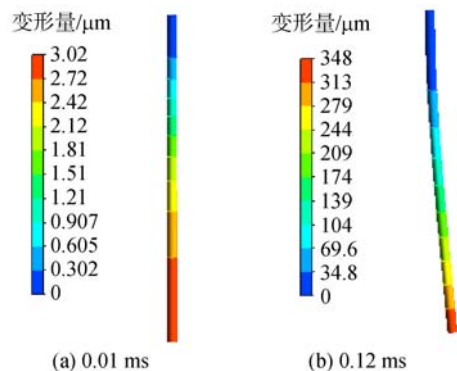


图 12 不同时刻刷丝变形

Fig. 12 Deformation of bristle in different time

图 13 给出了单排刷丝的刷式密封,刷丝最大变形量随时间变化规律。由图中可以看出,刷丝最大变形量曲线呈震荡变化趋势,刷丝产生摆振运动。刷丝摆振是由刷丝所受气流量与刷丝抗变形力不平衡引起的。如图所示,初始时刻刷丝变形量为 0 mm,刷丝抗变形力 0 Pa,刷丝在上下游压差

气流力的作用下产生变形,此时变形量达到最大,刷丝抗变形力最大,刷丝抗变形力大于刷丝气流力,刷丝变形量降低,刷丝变形进一步引起流场分布产生变化,使得刷丝所受气流力与刷丝抗变形力不平衡,刷丝变形量进一步降低,经刷丝与流体的多次往复作用,刷丝所受气流力与刷丝抗变形力达到平衡,此时刷丝变形量保持不变。刷丝在平衡位置时最大变形量为 0.185 mm。

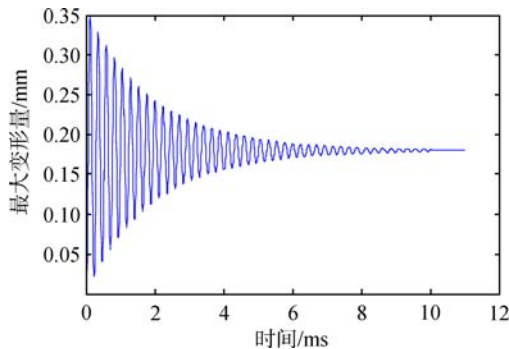


图 13 最大变形量随时间变化规律

Fig. 13 Change of maximum displacement with time

3.2.2 刷丝应力分析

图 14 给出了单排刷丝在整个摆振过程中,刷丝在初始变形和最大变形时应力分布。如图 14 (a) 所示在 0.01 ms 时刻刷丝开始出现较小的弯曲变形,刷丝固定端产生应力变化,最大应力集中在刷丝固定端位置,在 0.12 ms 时刻,刷丝变形量达到整个摆振过程中的最大值,刷丝固定端应力分布如图 14(b) 所示,由于压力波的传递及内外压力差作用,刷丝最大应力位置随之向刷丝自由端扩展,此时刻最大应力值为 894 MPa。

图 15 给出了刷丝最大应力随时间变化规律。由图中可以看出刷丝固定端最大应力呈震荡变化趋势,在 0.12 ms 时刻达到最大值 894 MPa。随着刷丝摆振运动逐渐减弱,刷丝最大应力也逐渐减小,最终处于平衡位置,在平衡位置刷丝固定端最大应力为 496 MPa。因此,在整个刷式密封双向流固耦合过程中,刷丝固定端最易发生疲劳断裂。

3.2.3 刷式密封滞后特性分析

刷丝束末排刷丝与后挡板的轴向间隙是影响刷式密封滞后效应的重要因素,本文分析了末排刷丝与后挡板轴向间隙对刷式密封滞后效应的影响规律。相对压力系数是评价刷式密封滞后效应的重要参数。研究表明,相对压力系数越大则刷式密封滞后效应越强^[15]。相对压力系数定义为

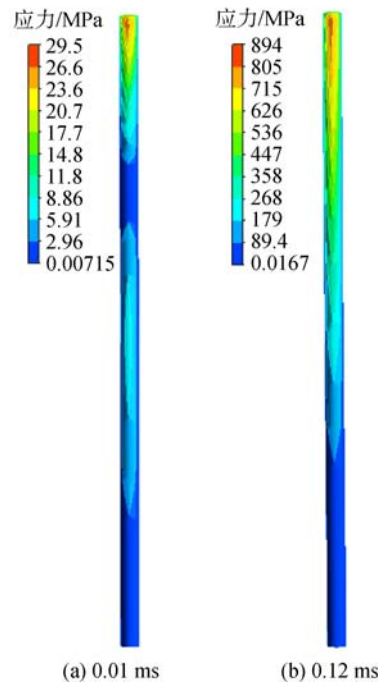


图 14 不同时刻刷丝应力分布

Fig. 14 Distribution of grain stress of bristle in different time

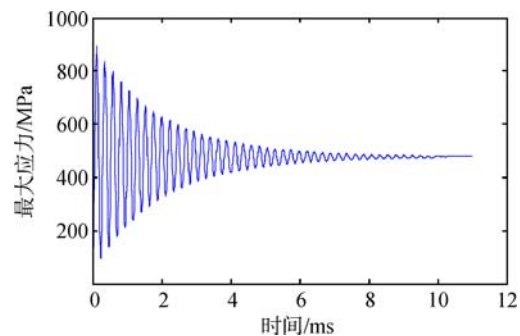


图 15 刷丝最大应力随时间变化规律

Fig. 15 Change of bristle maximum stress with time

$$p^* = (p - p_{\text{outlet}}) / (p_{\text{inlet}} - p_{\text{outlet}}) \quad (22)$$

式中 p 为后挡板处压力, p_{inlet} 为入口压力, p_{outlet} 为出口压力, r 为径向位置,以刷丝束自由端底端为起点,向上为正方向。

图 16 给出了在相同压差条件下,刷丝排数为 8 排的刷式密封,5 个不同轴向间隙对后挡板处相对压力系数的影响规律曲线。由图中可以看出,在径向位置 $0 \leq r \leq 3$ mm 范围,即后挡板保护高度内,各个轴向间隙的刷式密封相对压力系数基本在同一数据值保持恒定不变。径向位置 $3 \text{ mm} < r \leq 4 \text{ mm}$ 范围内,相对压力系数呈线性趋势逐渐增大,这主要是由于该范围是后挡板转角附近,速度、压力变化较大。径向位置 $4 \text{ mm} < r \leq 5 \text{ mm}$ 范

围内,即在后挡板保护高度以上区域,后挡板处相对压力系数随着轴向间隙的增大而减小,且减小幅度也随着轴向间隙(d)的增大而减小.以径向相对位置 $r=4.5$ mm 时为例,当轴向间隙由 0.1 mm 增大到 0.2 mm 时,相对压力系数减小值为 0.16;当轴向间隙由 0.2 mm 增大到 0.3 mm 时,相对压力系数减小值为 0.06;当轴向间隙由 0.3 mm 增大到 0.4 mm 时,相对压力系数减小值为 0.03;由此可见随着轴向间隙的增大,后挡板处相对压力系数逐渐减小,则刷式密封滞后效应逐渐减弱.因此增大刷式密封末排刷丝与后挡板的轴向间隙,可以改善刷式密封的滞后效应.

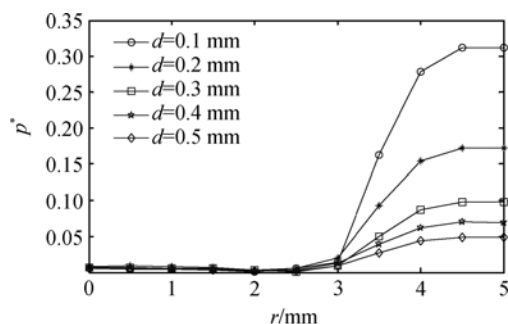


图 16 不同轴向间隙下后挡板处相对压力系数特征曲线

Fig. 16 Relative pressure coefficient curves on back plate varying with different axial clearances

4 结 论

本文应用双向流固耦合与动网格技术,建立了考虑刷丝变形的刷式密封流场与力学特性的流固耦合三维求解模型.分析了刷式密封的流场特性、刷丝的变形规律与应力特性以及刷式密封的滞后特性,得出以下结论:

1) 刷丝束上游和根部区域压降和流动非常的微弱,刷丝束间隙中的流动从上游到下游不断加强,最下游成射流状,最大压降发生在刷丝束间隙区域,最大速度刷丝束与转子面间隙区域.

2) 随着刷丝排数的增加,泄漏量先迅速下降,然后下降速度趋缓,最后趋于稳定;在一定压差下,由于刷丝变形增大了刷丝束与转子面间隙;考虑刷丝变形时,刷式密封泄漏量增加,并且随着刷丝排数的增加,泄漏量差值先减小后基本保持不变.

3) 刷式密封刷丝在气流量作用下会产生摆动,并且刷丝根部所受的应力也随着刷丝摆

振运动而呈震荡变化.

4) 在后挡板保护高度以上区域范围内,相对压力系数随着末排刷丝与后挡板轴向间隙的增大而减小.增大刷式密封末排刷丝与后挡板的轴向间隙,可以改善刷式密封的滞后效应.

参考文献:

- [1] 王之栋,梁小峰.刷式密封二维模型数值计算[J].航空动力学报,2008,23(8):1461-1465.
WANG Zhili, LIANG Xiaofeng. Two-dimensional model mathematical simulation of brush seals[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1461-1465. (in Chinese)
- [2] Franceschini G, Jones T V, Gillespie D R H. Improved understanding of blow-down in filament seals[R]. ASME Paper GT2008-51197, 2008.
- [3] 陈春新,邱波,李军,等.刷式密封滞后特性的数值研究[J].西安交通大学学报,2011,45(5):36-41.
CHEN Chunxin, QIU Bo, LI Jun, et al. Numerical investigations on the hysteresis characteristics of brush seals[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(5): 36-41. (in Chinese)
- [4] Base P. Hysteresis and bristle stiffening effects in brush seal[J]. Journal of Propulsion and Power, 2000, 10(4): 569-575.
- [5] Chew J W, Hogg S I. Porosity modeling of brush seal[J]. Journal of Tribology, 1997, 119(4): 769-775.
- [6] 邱波,李军.刷式密封流动与传热及力学特性的研究进展[J].热力透平,2013,42(3):141-149.
QIU Bo, LI Jun. A review of flow and heat transfer, mechanical characteristics of brush seals[J]. Thermal Turbine, 2013, 42(3): 141-149. (in Chinese)
- [7] 何立东,袁新.刷式密封研究进展[J].中国电机工程学报,2001,21(12):29-53.
HE Lidong, YUAN Xin. The advance in the investigation of brush seal[J]. Proceedings of the CSEE, 2001, 21(12): 29-53. (in Chinese)
- [8] 王之栋,王宗根.航空发动机刷式密封技术发展展望[J].润滑与密封,2005(5):203-209.
WANG Zhili, WANG Zonggen. Development and prospect of brush seal in aero-engine[J]. Lubrication Engineering, 2005(5): 203-209. (in Chinese)
- [9] Dogu Y. Investigation of brush seal flow characteristics using bulk porous medium approach[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(1): 136-144.
- [10] 黄学民,史伟,王洪铭.刷式密封泄漏流动的多孔介质数值模型[J].航空动力学报,2000,15(1):56-58.
HUANG Xuemin, SHI Wei, WANG Hongming. Porous medium leakage flow model of brush seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(1): 56-58. (in Chinese)
- [11] LI Jun. The effects of clearance sizes on labyrinth brush seal leakage performance using a Reynolds-averaged Navi-

- er-Stokes solver and non-darcian porous medium model [J]. Power and Energy, 2009, 223(8): 953-964.
- [12] Lelli D, Chew J W. Combined 3D fluid dynamics and mechanical of brush seal [J]. Journal of Tubomachinery, 2006, 128(1): 188-195.
- [13] 张艾萍, 张帅. 低滞后刷式密封泄漏流动数值模拟及结构优化[J]. 润滑与密封, 2015(2): 67-72.
ZHANG Aiping, ZHANG Shuai. Numerical simulation on leakage flow characteristics and optimization on structure of low hysteresis brush seal [J]. Lubrication Engineering, 2015(2): 67-72. (in Chinese)
- [14] 迟佳栋, 王之栋. 前板结构对低滞后刷式密封性能影响因素分析[J]. 航空动力学报, 2012, 27(8): 1902-1906.
CHI Jiadong, WANG Zhili. Analysis of front plates effect on low hysteresis brush seal [J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(8): 1902-1906. (in Chinese)
- [15] 宗兆科. 动压式指尖密封工作状态及其影响的流固耦合分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(9): 2156-2162.
ZONG Zhaoke. Analysis of fluid solid interaction of hydrodynamic finger seal's working state and its influence [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(9): 2156-2162. (in Chinese)
- [16] 白花蕾, 吉洪湖, 纪国剑, 等. 指尖密封泄漏特性的实验研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(3): 532-535.
BAI Hualei, JI Honghu, JI Guojian, et al. Experimental investigation on leakage characteristics of finger seal [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(3): 532-535. (in Chinese)
- [17] 陈春新, 李军, 丰镇平. 刷式密封刷丝束与转子接触力的数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(7): 23-27.
CHEN Chunxin, LI Jun, FENG Zhenping. Numerical investigation into bristle-rotor contact force of brush seals [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(7): 23-27. (in Chinese)
- [18] 刘占生, 叶建槐. 刷式密封接触动力学特性研究[J]. 航空动力学报, 2002, 17(5): 636-640.
LIU Zhansheng, YE Jianhuai, FENG Zhenping. Research on structural dynamic characteristics of brush seals [J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(5): 636-640. (in Chinese)
- [19] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社 2008.
- [20] 王福军. 计算流体动力学分析-CFD 软件的原理与应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 10-.
- [21] Yakhot V. Renormalization group analysis of turbulence: basic theory [J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 1(1): 3-51.
- [22] 张小伟, 王延荣. 涡轮机械叶片的流固耦合数值计算方法 [J]. 航空动力学报, 2009, 24(7): 1622-1626.
ZHANG Xiaowei, WANG Yanrong. Numerical method for fluid-structure interaction in turbomachinery bladings [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(7): 1622-1626. (in Chinese)
- [23] 钱若军, 董石麟. 流固耦合理论研究进展 [J]. 空间结构, 2008, 14(1): 4-15.
QIAN Ruojun, DONG Shilin. Advances in research on fluid-structure interaction theory [J]. Spatial Structures, 2008, 14(1): 4-15. (in Chinese)
- [24] 陶海亮, 朱阳历, 郭宝亭, 等. 压气机叶片流固耦合数值计算 [J]. 航空动力学报, 2012, 27(5): 1055-1060.
TAO Hailiang, ZHU Yangli, GUO Baoting, et al. Numerical simulation of aeroelastic response in compressor based on fluid-structure coupling [J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(5): 1055-1060. (in Chinese)
- [25] Turner M T, Chew J W, Long C A. Experimental investigation and mathematical modelling of clearance brush seal [R]. ASME Paper GT1997-282, 1997.

(编辑: 叶 青)