

文章编号:1006-1355(2009)05-0126-05

简支板辐射噪声的结构优化控制与仿真

吴卫国

(江苏大学 理学院, 江苏 镇江 212013)

摘要: 以简支矩形板为例, 利用时域声辐射模态进行噪声的结构优化控制。已有研究表明时域辐射模态能独立地辐射声功率, 并且振动结构辐射的声功率主要由第一阶辐射模态的声功率决定。在此基础上进行简支板辐射噪声的结构优化控制, 并对最优控制力源的位置进行了讨论和分析。最后设计自适应前馈控制系统对控制效果进行仿真验证。

关键词: 声学; 噪声; 时域辐射模态; 主动控制; 仿真

中图分类号: TB53 文献标识码: A

Structural Optimization for Radiation Noise Control of a Simply Supported Plate

Wu Wei-guo

(College of Science, Jiangsu University, Zhenjiang Jiangsu 212013, China)

Abstract: Structural optimization for radiation noise control of a simply supported plate is carried out using the time domain radiation modes. Recent study shows that these radiation modes in the time domain can radiate sound power individually, and the first order radiation mode is the dominant one. Based on these findings the design of Active Structural Acoustic Control system is presented to cancel the first radiation mode's amplitude by filter x-LMS algorithm. And the optimization of arrangement of controlling force sources is analyzed and discussed. Finally, the validity of the proposed method is verified by a numerical example.

Key words: acoustics; noise; time-domain radiation mode; active control; simulation

结构辐射噪声的有源控制是当前噪声控制领域中的研究热点之一, 国内外众多学者, 从不同的角度进行了大量的研究, 取得了丰硕的研究成果^[1-3]。而上世纪九十年代声辐射模态概念的提出, 使得噪声主动控制进入新的领域^[4-7]。声辐射模态是振动辐射物体的固有属性, 反映了辐射物体的辐射性质, 利用声辐射模态来研究外部声辐射问题的优点在于消除结构模态中复杂的耦合项, 使得计算和控制声辐射更为简单^[8]。特别是通过对时域声辐射模态的研究表明, 结构辐射的声功率主要由第一阶辐射模态辐射的声功率所决定, 从而使得瞬时声功率的计算和控制大为简化^[9,10]。本文在此

基础上探讨了利用时域声辐射模态建立简支板辐射噪声的结构优化控制系统, 并进一步分析了最优控制力源的位置。

1 结构辐射噪声的主动控制

1.1 时域声辐射模态

在无穷大障板上, 放置平板 S , 板的法向振动加速度为 $a(x, y, t), x, y \in S, X(x, y)$ 为平板上任一点。

设板位于 $z=0$ 平面, 坐标原点 X_0 位于板中心, 沿 z 方向, 向半无穷大空间辐射声, 声场介质为 ρ , 声速为 $c, Y(x, y, z)$ 为声场中任一点。如图 1 所示。

根据时域瑞利积分公式, 声场中任一点 Y 的声压可表示为

$$p(Y, t) = \frac{\rho}{2\pi} \iint_S \frac{1}{r(X, Y)} a(X, t - \frac{r(X, Y)}{c}) dS \quad (1)$$

式中 $r(X, Y)$ 为板上任一点 X 到声场任一点 Y 的距离

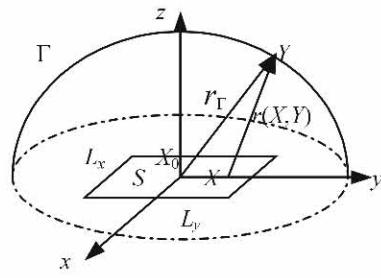


图1 平板声场示意图

Fig. 1 Schematic of sound field of a panel

在声场中选一个包围板的半球面 Γ , 其半径 r_Γ 足够大, 使得半球面位于远场, 如图 1 所示, 则板辐射的瞬时声功率为

$$W(t) = \frac{1}{\rho c} \iint_{\Gamma} p(Y, t) p(Y, t) d\Gamma \quad (2)$$

把式(1)代入式(2), 则声功率可写成

$$W(t) =$$

$$\frac{\rho}{4\pi^2 c} \iint_{\Gamma} \iint_S \iint_S \frac{1}{r(X, Y) r(Z, Y)} a\left(X, t - \frac{r(X, Y)}{c}\right) \times \\ a\left(Z, t - \frac{r(Z, Y)}{c}\right) dS(X) dS(Z) d\Gamma \quad (3)$$

式中 $Z(x, y)$ 为辐射表面 S 上任一点。将平板 S 分为 N 个面积相等的小单元 S_n , $n = 1, 2 \dots N$, 由文献 [9], (3) 式可写成矩阵形式

$$W(t) = a^T(t - \tau) \mathbf{M} a(t - \tau) \quad (4)$$

式中

$$M(m, n) =$$

$$\frac{S_n S_m \rho}{(2\pi)^2 c} \iint_{\Gamma} \frac{1}{r(X_n, Y) r(X_m, Y)} d\Gamma \quad (5)$$

T 为转置; $a(t - \tau)$ 为 $a_n(t - \tau)$ 构成的列向量, $\tau = r_\Gamma/c$, 因 \mathbf{M} 为实对称正定矩阵, 对 \mathbf{M} 阵进行特征值分解

$$\mathbf{M} = \mathbf{Q} \Lambda \mathbf{Q}^T \quad (6)$$

式中: Λ 为 \mathbf{M} 阵的正特征值 λ_i 构成的对角矩阵; \mathbf{Q} 为 \mathbf{M} 阵的特征向量 \mathbf{Q}_i 构成的正交矩阵; 矩阵 \mathbf{Q} 的每一列 \mathbf{Q}_i 对应为特征值 λ_i 的特征向量。令: $y(t - \tau) = \mathbf{Q}^T a(t - \tau)$, 则声功率式(4)可以写成

$$W(t) = y(t - \tau)^T \Lambda y(t - \tau) = \\ \sum_{i=1}^N \lambda_i |y_i(t - \tau)|^2 \quad (7)$$

式中 $y_i(t - \tau) = \mathbf{Q}_i^T a(t - \tau)$ 为第 i 阶声辐射模态伴随系数。由于特征向量 \mathbf{Q}_i 相互正交, 因此 \mathbf{Q}_i 就表示了振动体表面一种可能的加速度分布形式, 代表了一种固有的辐射形式, 称之为时域声辐射模态^[9], 由于正交性, 时域声辐射模态辐射的声功率相互独

立, 总声功率可表示为各阶模态辐射声功率的线性之和, 从而避免了结构模态中复杂的耦合项, 使得计算和控制瞬时声功率大为简化。

针对平板的研究表明, 在加速度随时间的变化率不大情况下, 起主要作用的是第一阶辐射模态, 因此可对计算瞬时声功率的表达式(7)进行截断

$$W(t) \approx \lambda_1 |y_1(t - \tau)|^2 \quad (8)$$

这样, 瞬时声功率主要由第一阶时域声辐射模态所决定, 使得计算和控制声功率进一步简化。

1.2 控制策略

设平板受到外部扰动力 $f^p(k)$ 和控制点力 $f^c(k)$ 的激励, 把板分为 M 个面积相等的单元, 则由扰动力和控制力引起的加速度响应可分别表示成

$$\mathbf{a}^p(k) = \sum_{i=0}^k f^p(i) \mathbf{h}^p(k-i) \quad (9)$$

$$\mathbf{a}^c(k) = \sum_{i=0}^k f^c(i) \mathbf{h}^c(k-i) \quad (10)$$

式中

$$\mathbf{h}^p(k-i) = \\ T \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_{m,n} \Phi_{m,n}(x_p, y_p) g_{m,n}(k-i) \quad (11)$$

$$\mathbf{h}^c(k-i) = \\ T \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_{m,n} \Phi_{m,n}(x_c, y_c) g_{m,n}(k-i) \quad (12)$$

式中 $\Phi_{m,n}(x, y)$ 为平板的第 (m, n) 阶结构模态; (x_p, y_p) 为扰动力的位置; $g_{m,n}(k)$ 为平板的第 m, n 阶结构模态下的单位脉冲响应函数, T 为采样周期。 (x_c, y_c) 为激励力的位置; $\mathbf{a}^p(k)$ 和 $\mathbf{a}^c(k)$ 分别为 $a_n^p(k)$ 和 $a_n^c(k)$ 构成的列向量; $\Phi_{m,n}$ 为第 (m, n) 阶振型函数离散后构成的列向量。根据叠加原理, 加入控制力后, 板的加速度响应为: $\mathbf{a}(k) = \mathbf{a}^p(k) + \mathbf{a}^c(k)$ 。根据式(8)可知, 声功率主要由第一阶辐射模态所决定, 因此只要使得第一阶模态的伴随系数 $y_1(t)$ 为零, 则第一阶辐射模态的瞬时声功率也为零

$$y_1(k) = \mathbf{Q}_1^T \cdot \mathbf{a}(k) = \mathbf{Q}_1^T (\mathbf{a}^c(k)) = 0 \quad (13)$$

把式(10)带入式(13)可解得最优控制力为

$$f^c(k) = -(\mathbf{Q}_1^T \mathbf{h}^c(0))^{-1} (\mathbf{Q}_1^T (\mathbf{a}^p(k) + \\ \sum_{i=0}^{k-1} f^c(i) \mathbf{h}^c(k-i))) \quad (14)$$

由式(14)可知, 只需一个控制力就能抵消第一阶辐射模态的声功率。

1.3 控制力位置对控制效果的影响

主动结构声学控制中的一个重要问题是确定作动器的数目和位置, 从而可以最少的作动器的数目、最佳的位置实现控制目标。通过优化控制力源

的位置,能以同样数目的控制力达到最佳的控制效果。因此我们进一步研究了不同控制力位置对控制效果的影响。令扰动力源在平板上位置为 $f_p(0, 11, 0.1)$,幅值为1 N。设有4个不同位置的控制力源: $f_{c0}(0, 11, -0.0487), f_{c1}(0, 0, 0), f_{c2}(-0.11, 0, 0), f_{c3}(-0.11, 0.1, 0)$,如图2所示,其中 f_{c0} 到 f_p 的距离与 f_{c1} 到 f_p 的距离相等。施加控制力后简支矩形板辐射的声功率降低量 W_r 为

$$W_r = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{W^p}{W^c} \right) \quad (\text{dB}) \quad (15)$$

式中: W^p 为控制前的平均声功率; W^c 为控制后的平均声功率。

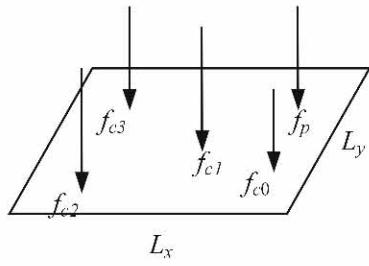


图2 激励力和控制力位置示意图

Fig. 2 the place of primary force and control force

图3比较了 f_{c1}, f_{c2}, f_{c3} 三个不同控制力位置时的控制效果。从图中看出,通过抵消第一阶声辐射模态的伴随系数,总的声功率都能得到有效减低,但不同控制力位置时的控制效果是不同的,频率在300 Hz以内,控制力位于 f_{c1} 处的控制效果要优于位于 f_{c2} 和 f_{c3} 处,而频率在300 Hz以上,则位于 f_{c3} 处的控制效果要优于位于 f_{c1} 和 f_{c2} 处,也即在低频时,控制力源越靠近扰动力源,则控制效果相对较好。图4比较了 f_{c0} 和 f_{c1} 这两个控制力源与扰动力源的距离相同,但位置不同时对控制效果的影响。从图

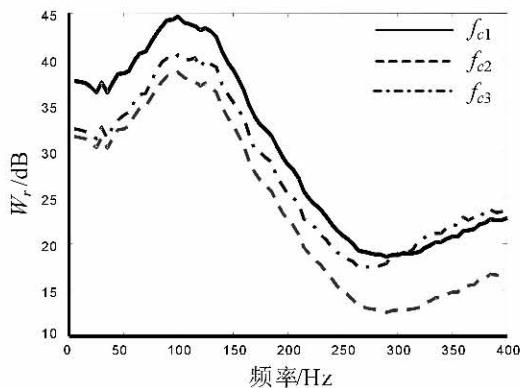


图3 不同控制力位置时的控制效果

Fig. 3 Control result on different place of control force

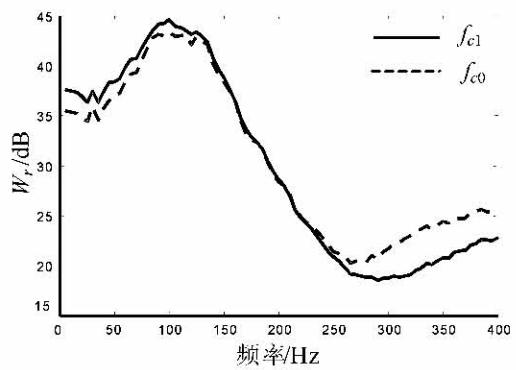


图4 与扰动力距离相等不同位置时的控制效果

Fig. 4 Control result on different place when in same distance to primary force

中可看出,在频率低于150 Hz时,控制力在平板中间位置时的控制效果相对较好,当频率在150 Hz到250 Hz时,不同位置的控制效果基本相同。而频率在250 Hz以上,控制力在平板两边时的控制效果比在中间位置时的控制效果好。

2 自适应前馈控制系统

为了进一步验证控制策略的有效性,运用基于FXLMS算法的自适应前馈控制系统,进行仿真计算,控制系统如图5所示。图中: $f^p(k)$ 为作用在平板上的外扰力, $H_p(z)$ 由式(11)得到; $H_e(z)$ 由式(12)得到; $H_r(z)$ 是对 $H_e(z)$ 的估计,在仿真中取与 $H_e(z)$ 一致即可; $a^r(k)$ 为滤波后的加速度参考信号

$$a^r(k) = \sum_{n=0}^k f^p(n) h^e(k-n) \quad (16)$$

误差信号 $e(k)$ 为扰动输出 $y_1^p(k)$ 和控制输出 $y_1^c(k)$ 两者之和。而控制器 $w(z)$ 的输出控制信号 $f^c(k)$ 为

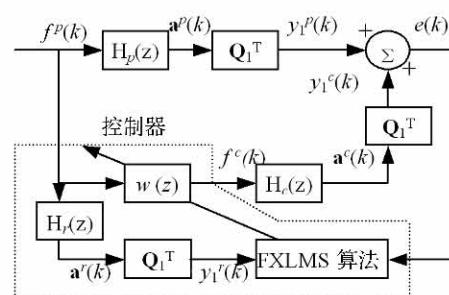


图5 SISO自适应前馈控制系统示意图

Fig. 5 Schematic of adaptive feed forward controlled system

$$f^c(k) = \sum_{i=0}^{L-1} w_i(k) f^p(k-i) = \\ w^T(k) f^p(k) \quad (17)$$

式中: L 是滤波器阶数, f^p 是扰动力采样信号 $f^p(k)$

的 $L \times 1$ 维矢量, \mathbf{w} 是滤波器加权系数 w_i 的 $L \times 1$ 维矢量。而控制器中加权函数的 FXLMS 算法为

$$\mathbf{w}(k+1) = \mathbf{w}(k) - 2\mu e(k) \mathbf{y}_1^r(k) \quad (18)$$

式中: $\mathbf{y}_1^r(k)$ 是滤波后的第一阶伴随系数参考信号 $y_{1r}(k)$ 的 $L \times 1$ 维矢量; μ 为收敛系数。

3 仿真计算

仿真对象取图 1 中的简支矩形板, 长 $L_x = 0.33$ m, 宽 $L_y = 0.3$ m, 厚 $h = 0.002$ m, 密度 $\rho = 7800$ kg/m³, 泊松比 $\nu = 0.3$, 弹性模量 2×10^{11} N/m², 阻尼系数 $\xi = 0.1$, 收敛系数 $\mu = 0.0001$, 采样频率为 1 kHz, 控制器的阶数为 $L = 64$ 。选取扰动力的频率为 200 Hz(非共振), 图 6 表示仿真效果(控制开始时间 $t = 0.02$ s)。从图中可看出, (a) 随着第一阶辐射模态的伴随系数(y_1)逐步衰减为零, (b) 总声功率也逐步减少, 最后总声功率降低了 25 dB 以上。因此通过抵消第一阶伴随系数能有效的降低结构辐射的声功率。

由于参考通道的脉冲响应函数与控制通道的脉冲响应函数相一致, 因此控制通道的特性将会影响算法的收敛速度和稳定性。取扰动力频率为 200 Hz, 收敛系数 $\mu = 0.0001$, 控制器算法的阶数为 $L = 64$, 取不同的控制力位置 ($x_c = -0.066$, $y_c = -0.06$), ($x_c = 0.11$, $y_c = -0.1$), ($x_c = 0$, $y_c = 0$)。

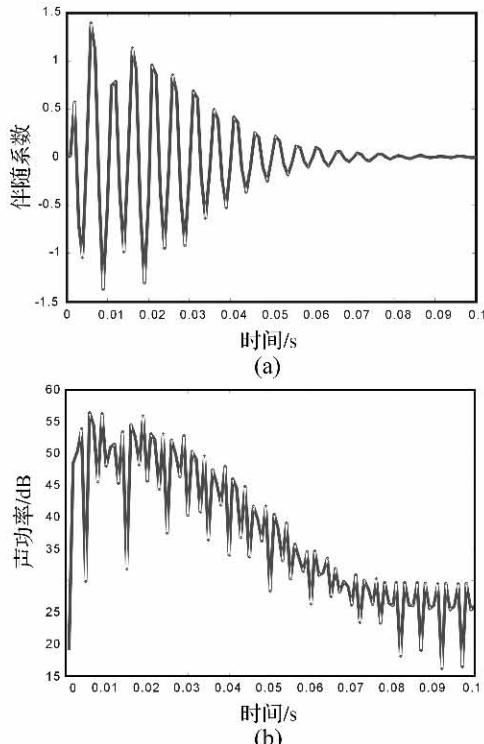


图 6 非共振时的控制结果

Fig. 6 Control result off resonance

图 7 表示了不同控制力位置时的仿真结果。从图中可看出, 不同的控制力位置对收敛速度影响很大, 其中控制力位于($x_c = 0$, $y_c = 0$)时收敛速度最快, 而控制力离扰动力越远, 则控制系统收敛越慢, 因此在实际的噪声主动控制中, 选取恰当的控制力位置能在保证算法稳定的基础上, 提高算法的收敛速度, 有利于更快的降低结构辐射声功率, 并且能取得更好的控制效果。

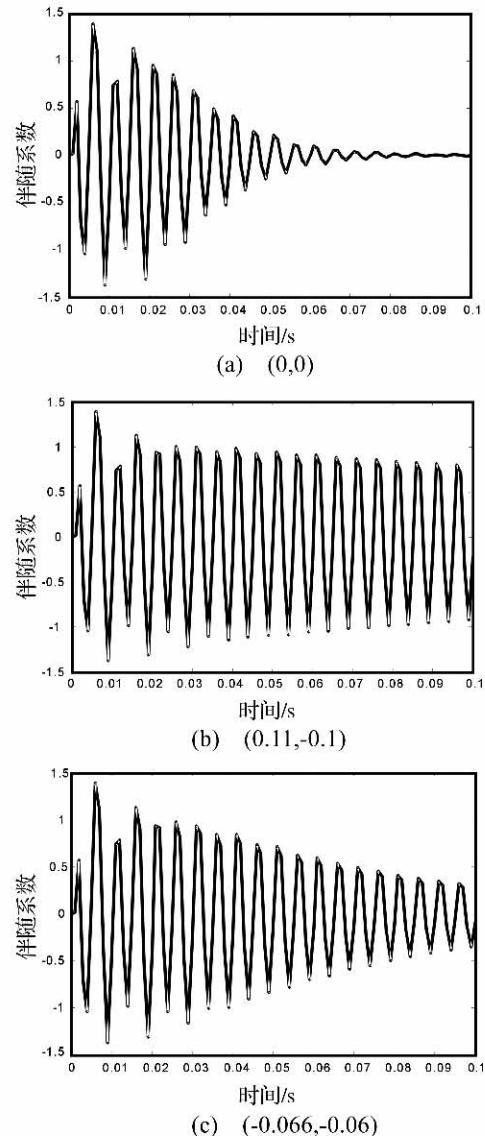


图 7 不同控制力位置时的仿真结果

Fig. 7 Simulation result on different place of control force

4 结语

本文根据时域辐射模态能独立的辐射声功率, 特别是结构辐射的声功率主要由第一阶辐射模态所决定这些特点, 应用声辐射模态进行了简支板辐射噪声的主动控制研究, 讨论了最佳控制力位置, 即在低频时, 控制力源越靠近扰动力源, 则控制效

果相对较好,仿真计算也表明恰当的控制力位置能在保证算法稳定的基础上,提高算法的收敛速度,并且能取得更好的控制效果。

参考文献:

- [1] Deffayet C and Nelson P A. Active Control of Low-frequency Harmonic Sound Radiated by a Finite Panel [J]. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1988, 84(6):2192–2199.
- [2] C. R. Fuller, Hansen C H. Active Control of Sound Radiation from a Vibrating Rectangular Panel by Sound Sources and Vibration Inputs: An Experimental Comparison [J]. *J. Sound Vib.*, 1991, 145(2), 195–215.
- [3] C. R. Fuller. Active Control of Transmission/Radiation from Elastic Plates by Vibration Input:1 Analysis [J]. *J. Sound Vib.*, 1990, 136:1–15.
- [4] Elliott S J. Radiation Modes and the Active Control of Sound Power [J]. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1993: 94(4); 2194–2204.
- [5] Cunefare K A., Currey M. N. On the Exterior Acoustic

(上接第37页)

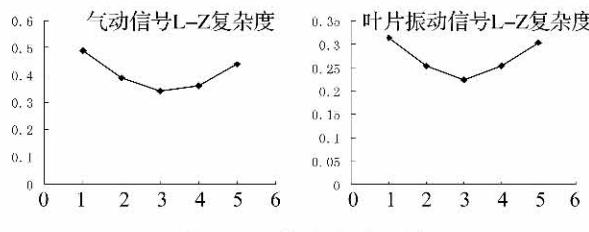


图8 L-Z 复杂度对比图

Fig8 L-Z complexity comparison

从图8二者信号L-Z复杂度对比图可以看出,级间流场气动信号和叶轮叶片振动信号的整体结构通过L-Z复杂度量化后,工况点的L-Z复杂度曲线的变化趋势一致。因此可以认为,随着风机运行工况的变化,叶轮叶片振动信号整体的结构变化趋势与级间流场气动信号结构变化趋势一致,二者具有耦合的互体现性特点。

4 结语

利用非线性动力学方法对级间流场压力脉动信号和叶轮叶片振动信号进行了深入研究。相空间重构定性地反映了叶片振动信号相空间重构图和级间气动信号相空间重构图随工况的变化具有一致性;利用关联维、近似熵、L-Z复杂性测度分析

Radiation Modes of Structure [J]. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1994, 96(4): 2302–2312.

- [6] Arthur P. Berkhoff. Broadband Radiation Modes: Estimation and Active Control [J]. *J. Acoust. Soc. Am.*, 2002, 92(4): 1998–2005.
- [7] Theeraphong C and Hitoshi Y. Application of Radiation Modes to the Problem of Low Frequency Noise from a Highway Bridge [J]. *Applied Acoustics*. 65, 2004, 109–123.
- [8] 毛崎波,姜哲.通过声辐射模态研究结构声辐射的有源控制[J].声学学报,2001.26(3):277–281.
- [9] 姜哲,吴卫国.基于时域声辐射模态的结构噪声主动控制研究[J].江苏大学学报(自然科学版),2004, 25,(5):453–456.
- [10] Wu W. G, Wang G. C. Active Control of Sound Radiation from Vibrating Structure with Time Domain Acoustic Radiation Modes [J]. *Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers*, 2006, 27 (2):229–234.

方法得到了气流脉动信号与叶片振动信号整体结构变化随工况而改变的量化数据,经分析比较,结果都证明了二者具有相同的变化趋势。因此充分证明了二者之间存在耦合关系。证明了流固耦合动力学的重要特征是两变化介质之间的交互作用:变形固体在流体载荷作用下会产生变形或运动,而变形或运动又反过来影响流场,从而改变流体载荷的分布和大小。

参考文献:

- [1] 李庆宜.通风机[M].北京:机械工业出版社,1981. 114–139.
- [2] 刘秉正,彭建华.非线性动力学[M].北京:高等教育出版社,2004. 389–430.
- [3] GB1236–2000.工业通风机用标准化风道进行性能试验[S].
- [4] 郭楚文,李意民.工程流体力学[M].江苏徐州:中国矿业大学出版社,2001. 19–42.
- [5] 谷勇霞.基于非线性理论的叶轮机械转子系统流固耦合研究[D].中国矿业大学,2007. 85–96.
- [6] 余波,李应红等.关联维数和Kolmogorov熵在航空发动机故障诊断中的应用[J].航空动力学报,2006, 1: 219–224.