

文章编号:1007-6735(2011)01-0089-06

离心泵水动力噪声预测

谭永学, 王宏光, 杨爱玲, 王镇宇, 徐小龙

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 利用计算流体力学(CFD)方法对离心泵内的三维流动进行数值模拟,基于 CFD 结果分析流场的非定常特性,并从非定常计算中提取偶极子声源信息,再应用边界元计算方法,对比分析是否考虑结构振动两种情况下边界上的响应情况,结果表明:考虑振动时的声场分布更加合理,进而在声振耦合计算的基础上,求解泵内偶极子噪声的辐射水平。

关键词: 离心泵; 偶极子源; 声振耦合; 噪声辐射

中图分类号: TH 311 **文献标志码:** A

Numerical prediction of hydrodynamic noise for a centrifugal pump

TAN Yong-xue, WANG Hong-guang, YANG Ai-ling, WANG Zhen-yu, XU Xiao-long

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: The three-dimensional unsteady flow simulation of a centrifugal pump was carried out by solving the unsteady Navier-Stokes equations. Dipole sources were extracted in the calculation. The unsteady characteristic of flow field and the major noise source were analyzed on the basis of computational fluid dynamics results. The response solution on the boundary surface was finally calculated by using boundary element method in two cases, in which the vibration is neglected or considered. By comparison, it appears that the case of considering vibration is more reasonable. The level of dipole sources noise radiation in the pump was solved successively based on the results of vibration-acoustic coupled calculation.

Key words: centrifugal pump; dipole sources; vibration-acoustic coupled; noise radiation

离心泵是一种通用的流体机械,在工农业及日常生活中应用非常广泛,随着对环境要求的日益提高,离心泵的低噪声问题也越来越受到人们的关注。离心泵内高度的非定常流动以及流体与结构的相互作用是产生噪声的诱因。国内外众多学者分别从实

验、理论分析、模拟等方面对离心叶轮机械的噪声辐射问题进行研究,目的在于认清其产生机理,从而控制其影响。

文献[1-2]针对二维模型泵进行数值模拟,结合 Lighthill 声比拟理论,分析了离心泵内激发噪声

收稿日期: 2010-09-02

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50976072);上海市重点学科建设资助项目(J50501)

作者简介: 谭永学(1985-),女,硕士研究生。研究方向:水泵性能模拟与噪声。

王宏光(联系人),男,教授。研究方向:水泵性能模拟及噪声。E-mail: whg2005@usst.edu.cn

的单极子、偶极子和四极子源以及各自的存在形式,并且指出,单极子源在设计较好的泵内通常很微弱,偶极源占有非常重要的量级,尤其是在水利性能比较高的泵内.对于运行在典型工况下的离心泵,由非定常湍流引起的四极子源与偶极子源对总声源的贡献相比,完全可以忽略不计.文献[3-4]的研究都得到了同样的结论,偶极子源是离心泵内的主要噪声源.所谓偶极子源,就是作用于转子和静止壁面的非定常脉动力^[2].大部分水泵噪声研究的对象都是单一的水力噪声,但实际上,蜗壳和叶轮均属于弹性体,弹性体振动和流体运动之间的相互作用是一个典型的流固耦合问题.内部流动诱导的噪声通过蜗壳的振动向外辐射,同时又是一个声振耦合问题.因而,为得到更精确的模拟结果,也应将结构对噪声辐射的影响考虑进来.文献[5]应用一种称为流体-结构-声学弱耦合的模拟方法预测了5级离心泵的噪声辐射,计算得到的结构外表面的振动结果与实验值吻合度很高,表明这种方法具备一定的可行性.本文的分析思路与文献[5]相似,首先应用大涡模拟求解内部非定常流动,分析泵内的主要噪声源,同时提供流体、固体交界面的时域压力脉动(偶极子声源信息);之后,应用边界元方法求解声场,对比分析声振耦合情况下与不考虑结构振动时的边界元响应,并在声振耦合分析的基础上,求解通过结构振动传播的偶极源噪声辐射.

1 离心泵内部三维流场的数值计算

1.1 计算模型

模型泵主要参数:进口外径 $D_1 = 95$ mm;叶轮宽度 $b_2 = 20$ mm,叶轮外径 $D_2 = 172$ mm,叶片数 $Z = 6$,转速 $n = 2\ 900$ r/min,体积流量 $Q_v = 100$ m³/h,介质为水,密度 $\rho = 1\ 000$ kg/m³.主要通流部分包括进口、叶轮(6个后弯叶片沿周向均布)、蜗壳及出口区域.三维整体模型如图1所示.

计算区域分为进口及延长段、叶轮旋转区域、蜗壳及出口区域3个部分.应用Hexcore网格类型提升网格质量,叶轮及蜗舌附近区域任意断面核心处为六面体网格,外围为四面体网格.考虑到精确捕捉流场的必要性,对蜗舌壁面附近节点进行了加密控制,并在旋转叶片表面设置了边界层.网格单元总数为942 755.旋转叶轮进口和出口为动静部件交界面.整体模型的网格划分如图2所示,右下角为叶片尾缘附近网格的局部放大.

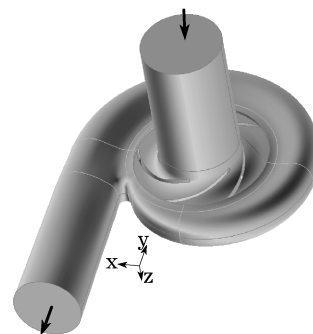


图1 离心泵三维模型

Fig.1 Geometry model of the centrifugal pump

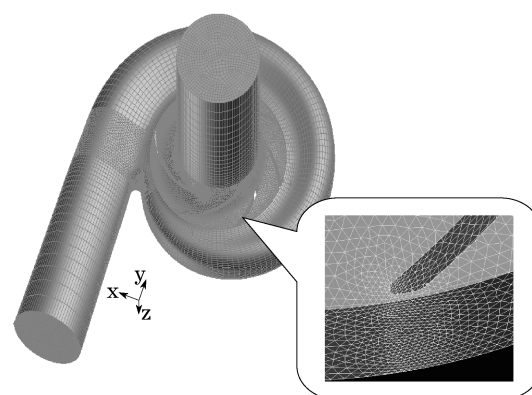


图2 离心泵计算模型

Fig.2 Mathematical model of the centrifugal pump

1.2 计算方法

应用Fluent软件模拟泵内三维流场.进口管道、叶轮、蜗壳均采用无滑移壁面边界条件;进口、出口分别设置为质量流量入口和压力出口边界条件.定常计算采用RNG $k - \epsilon$ 湍流模型封闭方程,目的在于更好地模拟旋转流动情况.近壁面取加强壁面函数,控制方程的离散方法是基于网格单元中心的有限体积法.对控制方程中的扩散项使用一阶精度的中心差分格式离散,对流项使用一阶迎风格式离散,压力与速度耦合采用SIMPLE算法,叶轮旋转区域网格使用多参考坐标系,计算过程中各参数残差最低收敛到 10^{-4} .

非定常计算采用LES大涡模拟,亚格子模型选取Smagorinsky Lilly模型,压力与速度耦合使用SIMPLEC算法,存在相对运动的流体区域交界处采用滑移网格技术.定常计算解作其初场.时间步长取 $\Delta t = 5.747 \times 10^{-5}$ s,一个完整的叶轮旋转周期由360个时间步组成,即1个时间步长内叶轮转过 1° .数值计算过程中设置固定观察点监测流场变化,当流场的周期性变化稳定之后,开始输出叶片表面的压力脉动时域信息,为后续的声学计算准备数据.

2 声场的预测方法

与有限元、Kirchhoff 积分法等相比^[6-7],边界元方法(BEM)是目前应用于封闭腔体内部或外部声辐射和散射场预测中较为广泛的方法之一,这种方法具有可将问题降维处理和计算误差较小的优势.文献[8]应用间接边界元方法预测了风扇机壳的噪声辐射.基于边界积分方程的数值解,声场内任意点的物理量都可以通过求解积分方程得到.本文也是应用边界元方法预测声场.

声场控制方程称为亥姆霍兹方程,其表达式为

$$\nabla^2 p(x, y, z) + k^2 p(x, y, z) = 0 \quad (1)$$

式中, p 为声压; k 为波数,且 $k = \omega/c = 2\pi f/c$,其中 f 和 c 分别代表频率和声速.声学问题中,通常有3类边界条件:Dirichlet 条件、Neumann 条件和混合边界条件.由于通过声振耦合计算即可得到结构表面的法向振速,因而此处应用第二类边界条件,即 Neumann 条件.

结合格林函数

$$\mathbf{G}(\vec{r}, \vec{r}_a) = e^{-jk|\vec{r} - \vec{r}_a|} / (4\pi |\vec{r} - \vec{r}_a|) \quad (2)$$

得到亥姆霍兹积分方程

$$C(\vec{r})p(\vec{r}) = \int_{\Omega} \left[p(\vec{r}_a) \frac{\partial \mathbf{G}(\vec{r}, \vec{r}_a)}{\partial n} + j\rho\omega \mathbf{G}(\vec{r}, \vec{r}_a) v_n(\vec{r}_a) \right] d\Omega(\vec{r}) \quad (3)$$

式中, $\vec{r}$ 、 $\vec{r}_a$ 分别为声场内任意点 $H(x, y, z)$ 和声学边界上某点的向径; ω 为振动圆频率; Ω 为边界元表面; v_n 为结构表面外法向振速. $C(\vec{r})$ 的值取决于点 H 的位置,且

$$C(\vec{r}) = \begin{cases} 0, & \text{点 } H \text{ 位于声学空间外部} \\ 1/2, & \text{点 } H \text{ 为边界元上的非奇异点} \\ 1, & \text{点 } H \text{ 位于声学空间内部} \end{cases}$$

求解过程中,首先将点 H 置于边界上,得到边界积分方程,应用边界元法对其进行离散,得到边界上的声压及结构的响应,以该解作为声学边界条件,再将点 H 置于水泵外部声学空间,有积分方程

$$p(\vec{r}) = \int_{\Omega} \left[p(\vec{r}_a) \frac{\partial \mathbf{G}(\vec{r}, \vec{r}_a)}{\partial n} + j\rho\omega \mathbf{G}(\vec{r}, \vec{r}_a) v_n(\vec{r}_a) \right] d\Omega(\vec{r}) \quad (4)$$

将边界上的解代入式(4)即可得到外部声学空间中任意位置处的声场分布.文中求解了以下两种情况:

a. 叶片表面的非定常脉动力经过快速傅里叶变换之后作为声学边界条件,应用声振耦合方法将其与结构振动模态耦合计算,得到边界元上的响应解.

b. 忽略蜗壳振动,即假设其为全反射壁面,应用与 a 相同的声学边界条件,得到边界元上新的响应解.

3 流场计算结果及非定常特性分析

当前研究只包括设计点工况.数值计算过程中固定观察点的相对位置如图3所示.图4(a)(见下页)给出了一个叶片周期(60个时间步长,也即叶轮转过60°所需时间)内,蜗壳壁面处部分观察点(A、C、E、G)静压(相对于大气压)随时间脉动的情况,其中 τ 是从采集时刻开始,计算时间与 Δt 的比值,为无量纲时间.由图可知,各观察点处的静压脉动随时间变化的趋势基本相同,沿介质流动方向,各观察点脉动幅值依次降低.从图4(b)可以看到,蜗壳圆周上靠近蜗舌附近的各点(A、1、2、3)脉动相对较强,其中点2处静压脉动最强,基本上处于蜗舌与叶轮垂直距离最小的地方,表明叶轮与蜗舌结构上的干涉是产生压力脉动的重要原因,此外,从图中可以看到,该点处静压出现负值区域,且极限值绝对压力低于0 Pa,从理论上讲是不真实的,原因可能在于该处存在一定的负压区,且部分区域低于水的汽化压力,因而出现汽蚀现象,这也将是泵内产生噪声的一个原因,但是模拟中并未考虑汽蚀的影响.从图4(b)中还可以看出,蜗舌顶部点3的静压脉动与其它各点的静压脉动随时间的变化趋势不同,在蜗舌顶部静压达到最大时,其它各点静压则几乎达到最小值.

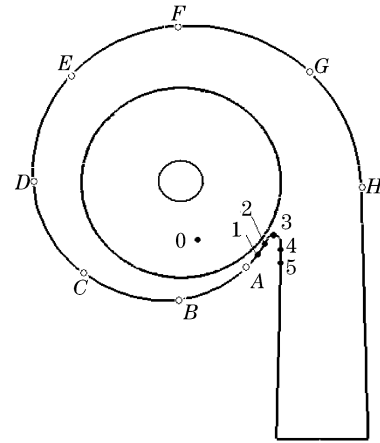


图3 监测点相对位置

Fig. 3 Relative position of the monitor points

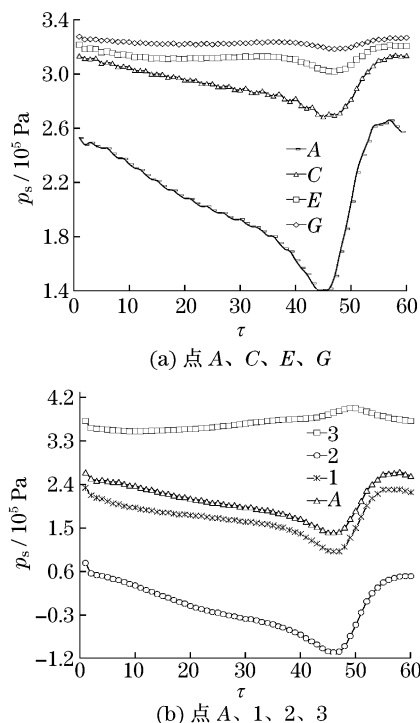


图4 蜗壳壁面处部分观察点时域静压脉动
Fig.4 Time series of static pressure fluctuation of points located at volute surface

图5为叶轮区域内所设观察点0在一个叶轮周期内静压随时间的变化情况,由图可以看出,在叶轮旋转一周的过程中,该点处的静压脉动是一个由6个小的周期脉动组成的大的脉动,与叶片数刚好相等,位于蜗壳壁面的各观察点也呈现出同样的周期性.这表明,叶轮的旋转引起流场的周期性变化,流场的周期性波动带给壁面周期性的非定常脉动力,力引起振动,而声音本质上正是振动的传播,这种非定常脉动力激发的噪声必将具有明显的离散特性.

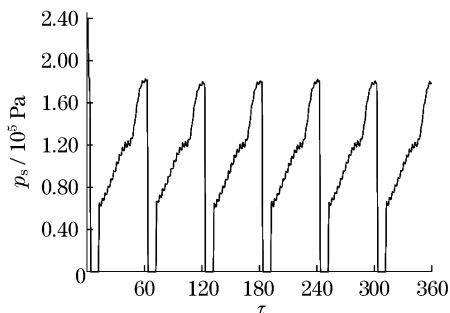


图5 叶轮区域内观察点0处时域静压脉动
Fig.5 Time series of static pressure fluctuation of point 0

对部分观察点(1、B、D)静压脉动进行快速傅里叶变换,变换结果见图6.各观察点的静压脉动在频谱图上均表现出明显的离散频谱特性,且峰值主

要对应在倍频位置上,流场结果与当前大量研究结论一致,叶片表面非定常脉动力激发的偶极子源是泵内的主要噪声源.

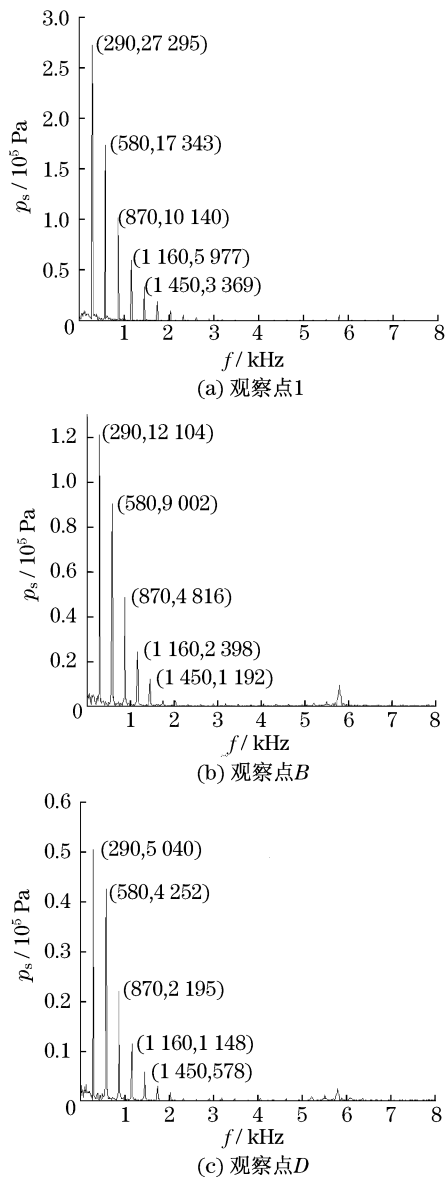
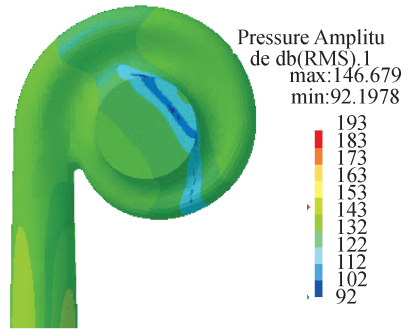


图6 部分观察点频域静压脉动
Fig.6 Static pressure fluctuation of portion points in frequency domain

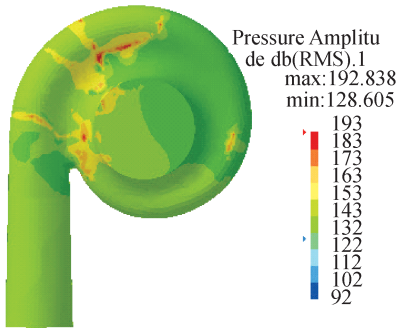
4 声场分析

LMS Virtual. lab 是一模拟流体噪声和流固耦合致声的声学分析软件.由CFD计算得到的叶片表面的偶极声源与Nastran模拟得到的结构模态一同导入声学软件进行分析.首先计算得到前述两种情况下的边界响应情况.基频290 Hz下的声压级分布如图7所示.通过对比可以看到,不考虑振动的情况

下,声压级的幅值可以达到 193 dB,均值为 140 dB 左右,明显高于实际值,而在耦合的工况下,幅值为 147 dB,大部分区域在 130 dB 左右,与实际情况更符合,从理论上讲,蜗壳会通过声波的反射和散射阻止内部水声向外传播,另外,蜗壳的振动也会耗散掉一部分声能.因而,结构振动对总的噪声辐射的影响是不能忽略的.



(a) 应用声振耦合方法考虑振动

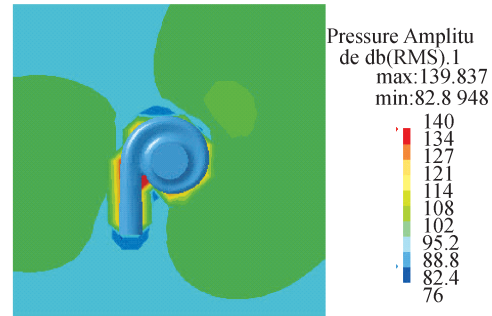


(b) 不考虑振动

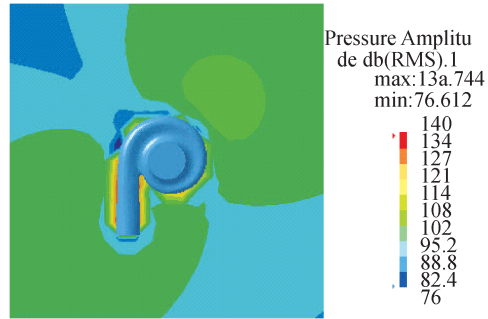
图 7 基频 290 Hz 下边界元上的声压级分布

Fig.7 Sound pressure level distribution on the boundary surface at BPF 290 Hz

在上一步计算的基础上,再考察考虑振动的情况下,水泵外部的噪声辐射情况.设置 $z=0$ 观察平面,长宽均为 1 000 mm,图 8 所示为该平面上基频及两倍频下的声场分布.由图可见,两个频率下的声场分布情况差别不大,但两倍频下的声压级 L_p 从幅值到均值都有下降.对于固定观察点 $K(200,200,0)$,其三阶叶频下的声压级量值见图 9.为便于进一步深入分析,考察声场的指向性分布.以 x 轴正向为起点,在半径 1 m 的位置绕 z 轴负向沿逆时针旋转一周,每隔 10° 布置一个点,得到全部观察点,其与蜗壳的相对位置见图 10(a).计算得到基频及两倍频下的噪声指向性分布.由图 10(b)(见下页),叶片噪声辐射具有明显的偶极子特性.极小值位于 $\pm 90^\circ$ 附近,最大值位于 150° 和 330° 附近,靠近蜗舌,表明蜗舌附近较强的压力脉动是噪声的主要来源.



(a) 基频 290 Hz 下观察面的声场分布



(b) 两倍频 580 Hz 下观察面的声场分布

图 8 $z=0$ 观察面的声场分布

Fig.8 Sound pressure level distribution on observing plane $z=0$

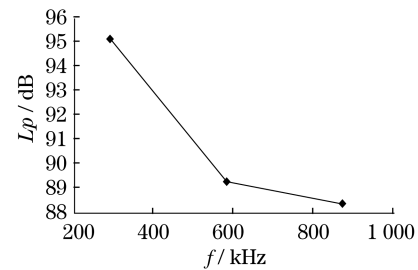
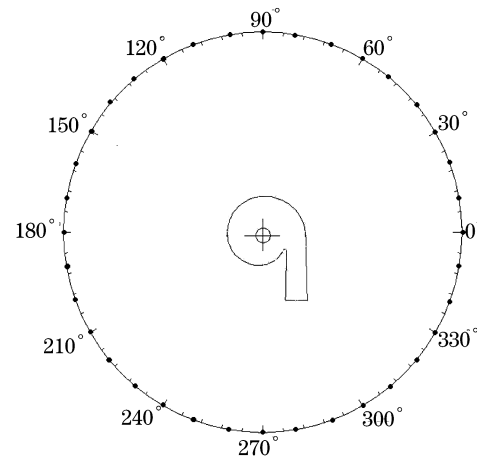
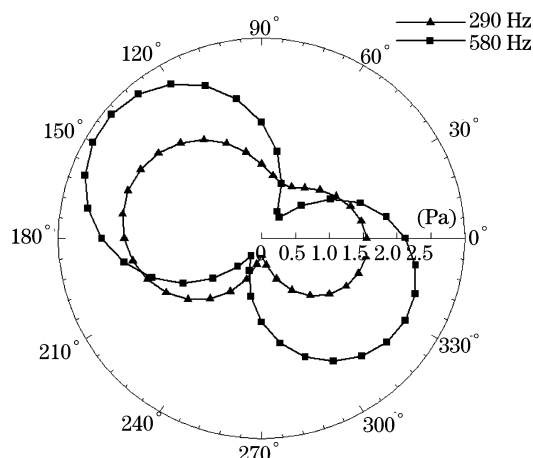


图 9 观察点 K 处前三阶叶频下的声压级

Fig.9 Sound pressure level of point K at first three BPFs



(a) 指向性观察点与蜗壳的相对位置



(b) 基频290 Hz及两倍频580 Hz下的指向性分布

图 10 观察点的指向性分布

Fig.10 Directivity distribution of the observation points

5 结 论

借助 LMS Virtual. lab 软件,结合非定常流动的数值模拟对离心泵的水动力噪声进行了预测.时域及频域的流场分析结果表明,偶极源是泵内的主要噪声源.当应用声振耦合的方法考虑振动对噪声辐射的影响时,蜗壳表面的声压级幅值要比不考虑振动时低,更接近实际情况,因而考虑振动的分析方法更合理一些.这里需要说明的几点是:

a. 由于时间限制,定常流场计算的精度仅为一阶,必然会对声场预测的准确性产生一定影响;另外结构模态计算中,假定厚度为 3 mm,非实际值,因而声压级总体量级偏高.

b. 现仅针对叶片载荷噪声进行了分析,若要得到更精确的结果,还应涵盖其它可能存在的噪声源,诸如介质非定常流动引起的四极子源、汽蚀等原因引起的噪声还在分析当中.

c. 文中定量结果的精确度有待相关实验的进一步验证,包括离心泵的水力性能,结构振动以及声场分布等,只是提供一种分析方法.

参考文献:

- [1] LANGTHJEM M A, OLHOFF N. A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump. Part I. Hydrodynamics [J]. Journal of Fluids and Structures, 2004, 19(6):349-368.
- [2] LANGTHJEM M A, OLHOFF N. A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump. Part II. Hydroacoustics [J]. Journal of Fluids and Structures, 2004, 19(6):369-386.
- [3] HOWE M S. On the estimation of sound produced by complex fluid-structure interactions, with application to a vortex interacting with a shrouded rotor [C]//Proceedings: Mathematical and Physical Sciences. London: The Royal Society, 1991:573-598.
- [4] FFOECS WILLIAMS J E, HAWKINGS D L. Theory relating to the noise of rotating machinery [J]. Journal of Sound and Vibration, 1969, 10(1):10-21.
- [5] JIANG Y Y, YOSHIMURA S, IMAI R, et al. Quantitative evaluation of flow-induced structural vibration and noise in turbomachinery by full-scale weakly coupled simulation [J]. Journal of Fluids and Structures, 2007, 23(3):531-544.
- [6] 刘晓明, 王晓宇, 陈慈慧. 流固耦合船舶舱室中低频噪声数值分析 [J]. 船舶力学, 2008, 12(5):812-818.
- [7] 杨爱玲, 陈康民. NACA 65 0012 振荡机翼远场气动噪声的预测研究 [J]. 上海理工大学学报, 2009, 31(2):145-149.
- [8] CAI J C, QI D T, LU F A. Numerical studies on fan casing vibration and noise radiation [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2009. Orlando: ASME, 2009:255-264.

(责任编辑:金虹)