

船用螺旋桨叶片振动辐射噪声数值分析

吴思远, 黎 胜

(大连理工大学 工业装备结构分析国家重点实验室 运载工程与力学学部 船舶工程学院, 辽宁 大连 116024)

摘要: 螺旋桨噪声是舰船水下噪声的重要组成部分, 它会影响舰船的隐身性能。螺旋桨水下噪声可分为流体动力噪声和叶片振动辐射噪声。本文计算研究了螺旋桨叶片振动辐射噪声, 首先采用 CFD 方法对螺旋桨敞水特征进行模拟, 提取螺旋桨表面的压力波动作为外部载荷; 再利用有限元方法对螺旋桨进行振动响应分析; 最后以振动响应作为声辐射边界条件, 利用边界元方法计算了螺旋桨的振动辐射噪声。

关键词: 船用螺旋桨; 计算流体力学; 有限元分析; 边界元分析; 流固耦合; 声辐射

中图分类号: U664.33

文献标志码: A

DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2014.12.036

Numerical analysis for noise induced by vibration of propeller blades

WU Si-yuan, LI Sheng

(State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, School of Naval Architecture, Faculty of Vehicle Engineering and Mechanics, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: The noise of a propeller is an important part of ship underwater noise, it affects the stealth performance of ships. The noise of a propeller can be divided into two kinds due to their different forming causes. One is fluid-dynamic noise, and the other is the noise induced by vibration of propeller blades. To calculate the noise induced by vibration of propeller blades, firstly the numerical simulation of propeller open-water performance was conducted by means of CFD, then the vibration response analysis of the propeller was performed with FE method, the hydrodynamic load exerted on the surface of the propeller was taken as the excitation. Finally, the response outputs from FEA were used as the boundary condition of acoustic radiation, the acoustic radiations from propeller blades were calculated with BE method.

Key words: ship propeller; CFD; FEA; BEA; fluid-structure interaction; acoustic radiation

近年来, 舰船辐射噪声一直是业界比较关注的问题, 研究舰船辐射噪声有着重大意义, 这可从舰船辐射噪声的危害看出。首先, 舰船辐射噪声破坏了舰船的隐身性能; 其次, 舰船辐射噪声有可能引爆某些水中兵器, 对自身的安全造成巨大威胁^[1]。以上所述现象, 充分说明了舰船辐射噪声的危害性, 而螺旋桨叶片振动辐射噪声是舰船辐射噪声的重要组成部分。当前, 学者对螺旋桨噪声的研究多集中在流噪声^[2]和空泡噪声^[3-4]上, 对螺旋桨叶片振动辐射噪声的研究还少有涉及。

本文从螺旋桨叶片振动本身出发进行研究和计算分析。首先基于计算流体力学(CFD)通过对 DTMB 4119 桨进行数值模拟, 计算出不同进速系数下的螺旋

桨表面脉动压力, 推力系数, 转矩系数等并将精度控制在工程误差允许的范围内^[5-6]。然后提取螺旋桨表面的脉动压力^[7], 作为边界条件导入有限元软件 ANSYS 中进行响应分析, 利用流固耦合技术, 计算分析出桨叶的位移, 速度, 加速度等响应值。最后再基于边界元理论在商用软件 Virtual. Lab. Acoustics 中利用 ANSYS 中求出的速度响应作为边界条件进行数值模拟, 计算分析出螺旋桨的振动声辐射。在此过程中, 独立编程解决了 FLUENT 计算结果导入到 ANSYS 以及 ANSYS 响应文件导入 Virtual. Lab. Acoustics 的软件间的数据接口问题。

1 理论

1.1 计算流体力学(CFD)

随着大型计算机的推广和普及以及计算方法不断更新, 计算流体力学(CFD)技术在最近几年取得了长足的发展。本文的计算选取 RANS 系列湍流模型, 对 DTMB 4119 桨进行敞水性能分析。流体数值求解的

基金项目: 辽宁省自然科学基金资助项目(201102029); 中央高校基本科研业务费资助项目(DUT13ZD(G)03)

收稿日期: 2013-04-16 修改稿收到日期: 2013-07-04

第一作者 吴思远 男, 硕士, 1987年生

连续方程和动量方程可表示为:

连续方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i \end{aligned} \quad (2)$$

若流体为不可压的,则

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (3)$$

式中, ρ 为流体密度; P 为压力时均值; μ 为流体动力粘性系数; μ_t 为湍流动力粘性系数。求解的边界条件包括速度进口边界、压力出口边界和给定压力边界。

1.2 有限元和流固耦合^[8]

有限元的思想是把分析对象的实体结构划分为若干足够小的有限个单元体,单元之间通过节点来相互连接,划分的这些单元集合的整体效果与原来的连续体的效果基本相同。

流固耦合振动问题是一个相当复杂、涉及流体动力学和结构动力学的跨学科问题。文献[9]对流体方程做出了详细的讲解,将流体的连续方程和运动方程综合考虑,得到可压缩流体中声压 p 的控制方程即波动方程:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = 0 \quad (4)$$

式中, c 为声速, t 为时间变量, ∇^2 为拉氏算符。

结构动力学的方程为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f} + \mathbf{f}_0 \quad (5)$$

式中, \mathbf{M} 为结构总质量矩阵; \mathbf{C} 为结构总阻尼矩阵; \mathbf{K} 为结构总刚度矩阵; \mathbf{u} 为结构广义位移矢量; \mathbf{f} 为流体作用在结构湿表面上的压力, \mathbf{f}_0 为除流体压力外结构受到的作用力。

将式(4)和式(5)经过离散和推导后,可得到完整的描述流固耦合的离散方程:

$$\begin{aligned} \left[\begin{array}{cc} [\mathbf{M}_s] & [\mathbf{0}] \\ [\mathbf{M}^f] & [\mathbf{M}_f] \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{c} \dot{\mathbf{U}} \\ \dot{\mathbf{P}} \end{array} \right\} + \left[\begin{array}{cc} [\mathbf{C}_s] & [\mathbf{0}] \\ [\mathbf{0}] & [\mathbf{C}_f] \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{c} \dot{\mathbf{U}} \\ \dot{\mathbf{P}} \end{array} \right\} + \\ \left[\begin{array}{cc} [\mathbf{K}_s] & [\mathbf{K}^f] \\ [\mathbf{0}] & [\mathbf{K}_f] \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{c} \mathbf{U} \\ \mathbf{P} \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{c} [\mathbf{F}_s] \\ [\mathbf{0}] \end{array} \right] \end{aligned} \quad (6)$$

式中, $[\mathbf{M}^f] = \rho[\mathbf{R}]^T$, $[\mathbf{K}^f] = -[\mathbf{R}]$, $[\mathbf{F}_s]$ 表示外力, $\{\mathbf{R}\}^T = \int_s [\mathbf{N}^T]^T [\mathbf{N}]^T \{n\} d(s)$, $\{\mathbf{N}^T\}$ 表示结构位移形函数, $\{n\}$ 为流体边界法向。

根据弹性结构和流体相互耦合的离散化矩阵方程(6)可以得到结构表面的声压和位移。

1.3 边界元法^[10]

直接边界元法的控制方程用式(7)表示,它用来求解指定频率的声学问题。

$$\mathbf{A}(\omega)p = \mathbf{B}(\omega)v_n \quad (7)$$

式中, \mathbf{A} 、 \mathbf{B} 表示相互独立的非对称影响矩阵, p 表示边界元表面的法向声压, v_n 表示边界元表面节点的法向速度。

通过表面的法向速度可以得到声场中某点的速度、声压和声强。声场中的每一点的声压都可以通过结构表面的法向速度和声压由下式求得:

$$p(x) = \int_s \left[p(y) \frac{\partial G(x,y)}{\partial n_y} - \frac{\partial p(x,y)}{\partial n_y} G(x,y) \right] dS(y) \quad (8)$$

式中, G 是格林函数(赫姆霍兹方程点声源的基本解)。

同样,也可以用间接边界元法得到声场中某点的速度、声压和声强,其系统方程如下:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{C}^T \\ \mathbf{C} & \mathbf{D} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{\sigma} \\ \boldsymbol{\mu} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f} \\ \mathbf{g} \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中,影响矩阵 \mathbf{B} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{D} 是与频率有关的对称矩阵, $\boldsymbol{\sigma}$ 和 $\boldsymbol{\mu}$ 分别表示为速度和压力的法向跳动量, \mathbf{f} 和 \mathbf{g} 是法向激励。通过表面结果可得声场中任意一点的速度和声压等。声场中任意一点的声压可用下式求得:

$$p(x) = \int_s \left[u(y) \frac{\partial G(x,y)}{\partial n_y} - \boldsymbol{\sigma}(y) G(x,y) \right] dS(y) \quad (10)$$

2 数值算例和分析

2.1 螺旋桨敞水性能的计算

本文采用DTMB 4119标准桨,DTMB 4119桨被ITC选为考证数值方法预报精度的标准螺旋桨,具有很好的参照价值。其桨模标准直径为0.3048 m,桨叶数为3,盘面比0.6,毂径比0.2,剖面为NACA66(mod)型。将螺旋桨的原始型值点数据转换为特殊格式导入建模软件中进行三维实体建模。本文采用分区网格划分方案,这样可使计算精度得到提高。外面的大域直径取为桨模直径的5倍,长度取为螺旋桨直径的10倍;内域紧贴着叶梢,直径约取为0.36 m,长为0.45 m。内外域之间通过定义interface来传递数据。湍流模型采用RNG $k-\varepsilon$ 模型,残值收敛标准定义为 $1E-8$ 。

取螺旋桨转速为600 r/min,进速系数分别 J 分别取为

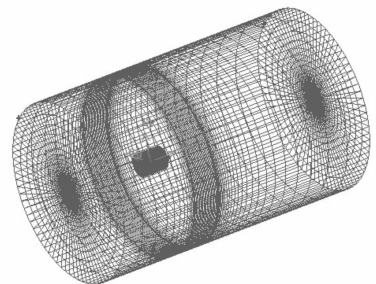


图1 螺旋桨流场的计算域
Fig.1 The computational domain

0.5, 0.6, 0.7, 0.883, 0.9, 1.1。流场入口设置为速度入口, 其速度 V_A 可根据螺旋桨的进速系数 J 换算得到。进速系数 J 、推力系数 K_T 、转矩系数 K_Q 和敞水效率 η 的相互关系如下面公式所述:

$$\text{进速系数 } J = \frac{V_A}{nD}; \text{ 推力系数 } K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}; \text{ 转矩系数}$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}; \text{ 敞水效率 } \eta = \frac{K_T J}{2\pi K_Q}$$

式中, V_A 为入口速度, n 为螺旋桨转速, D 为桨叶直径, ρ 为密度, T 为推力, Q 为扭矩。计算结果如表 1 所示。

表 1 敞水性能计算结果

Tab.1 Results of calculation in open-water

进速系数	推力系数	转矩系数	敞水效率
0.5	0.270	0.044	0.486
0.6	0.234	0.039	0.570
0.7	0.197	0.034	0.645
0.883	0.143	0.026	0.767
0.9	0.114	0.022	0.748
1.1	0.021	0.007	0.488

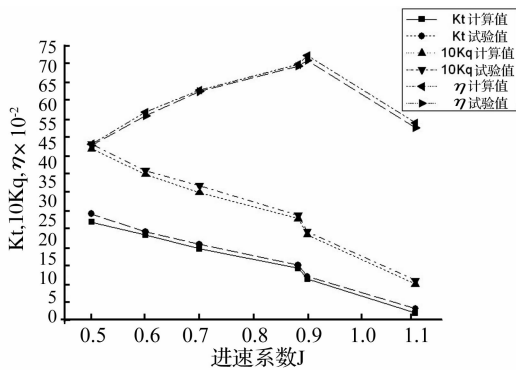


图 2 螺旋桨敞水性能曲线

Fig.2 The comparison between numerical results and experimental data for open-water performance

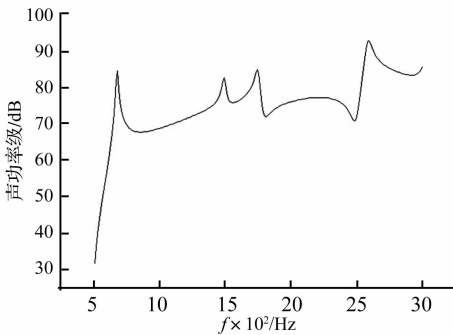


图 4 螺旋桨叶片辐射声功率级

Fig.4 Sound power level of the blade

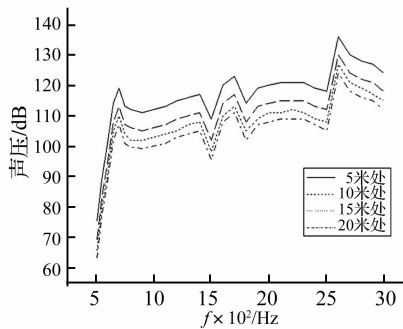


图 5 沿桨叶轴向 5、10、15、20 m 处声压级
Fig.5 Sound pressure level of the plot away from axial blade for 5、10、15 and 20 meters

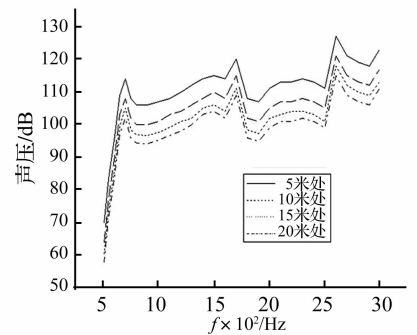


图 6 沿桨叶径向 5、10、15、20 m 处声压级
Fig.6 Sound pressure level of the plot away From radial blade for 5、10、15 and 20 meters

从图 2 可以看出计算所得的敞水效率与试验值在进速系数为 0.883 时吻合最好, 而推力系数和转矩系数与试验值的误差始终很小, 此计算结果可以接受。

2.2 螺旋桨振动响应计算分析

螺旋桨桨叶是一个变厚度、双向曲率变化很大的三围空间结构, 在桨叶的导边、随边以及叶梢部分, 其厚度很小。因此在划分有限元网格时, 为保证精度, 需要在导边、随边和叶梢处进行适当的加密处理^[11]。由于三片桨叶呈周期旋转对称分布, 故有限元计算和声辐射的计算只取其中一片在进速系数为 0.833 时进行分析。桨叶材料和力学性能如表 2 所示。

表 2 螺旋桨材料力学性能

Tab.2 Propeller material and mechanics performance

材料名称	重量密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量/ GPa	泊松比
铝青铜	8 410	127	0.33

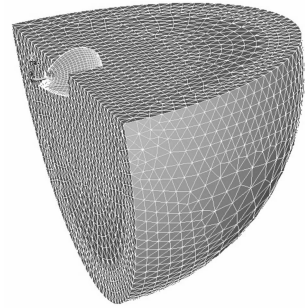


图 3 桨叶有限元网格模型

Fig.3 FEA model of the blade

表 3 螺旋桨前 5 阶固有频率计算值

Tab.3 Calculated natural frequency of propeller

固有频率	1	2	3	4	5
空气中/Hz	1 165.6	2 658.9	2 956	4 512.4	5 443.6
水中/Hz	686.5	1 501.8	1 755.0	2 587.1	3 040.4

2.3 螺旋桨声辐射计算分析

通过把在有限元软件 ANSYS 中的画好的网格模型和谐响应分析结果导入声振耦合分析软件 Virtual. Lab. Acoustics, 利用间接边界元法进行求解。本文中谐响应分析时计算的是 500 ~ 3 000 Hz, 步长为 10 Hz, 计算中声功率参考值取为 1×10^{-12} W, 声压参考值取为 1×10^{-6} Pa, 流体密度为 1 025 kg/m³, 流体声速为 1 500 m/s。结果见图 4 - 图 6。

由图 4 - 图 6 计算结果可以看出, 辐射声功率级和场点声压级在桨叶的固有频率附近达到峰值。这说明声辐射计算结果与固有频率的计算结果相一致, 也说明了本文计算方法可行。此外, 场点声压级在径向和轴向的 5 m, 10 m 和 20 m 处相差 6 dB 左右, 这与声传播损失距离相差一倍声压级相差 6 dB 的规律吻合, 说明了声辐射计算结果较为可靠。

3 结 论

本文采用计算流体力学方法、有限元法和边界元法对敞水中螺旋桨叶片振动噪声的数值进行了模拟计算。用 Fluent 软件对 DTMB 4119 桨的敞水性能进行计算, 并与文献试验结果进行了比较, 结果吻合较好, 验证了 CFD 方法的可靠性; CFD 方法为桨叶有限元模型的响应分析提供了较为详实和准确的输入载荷, 使 ANSYS 有限元计算结果更加接近真实情况; 最后, 将 ANSYS 计算的结果传递到 Virtual. Lab. Acoustics 中, 采用边界元法对桨叶振动声辐射进行了计算, 得到了螺旋桨在流场中的振动辐射噪声。本文计算过程中软件间的数据连接、传递都是通过编写程序代码来实现的, 而且数据传递精确到关键点, 使得整个计算接力过程严密可靠。

参 考 文 献

[1] 刘伯胜, 雷家煜. 水声学原理[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2009.
 [2] 龚京风, 张文平, 明平剑, 等. 螺旋桨低频流噪声模拟方法研究[J]. 中国舰船研究, 2012, 7(5): 14 - 21.
 GONG Jing-feng, ZHANG Wen-ping, MING Ping-jian, et al. Numerical analysis of the propeller low frequency flow-noise

[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2012, 7(5): 14 - 21.

- [3] 张永坤, 熊鹰. 船舶螺旋桨空泡噪声研究[J]. 舰船科学技术, 2008, 30(4): 54 - 60.
 ZHANG Yong-kun. XIONG Ying. A review of ship propeller cavitation noise[J]. Ship Science and Technology, 2008, 30(4): 54 - 60.
 [4] 王超. 螺旋桨水动力性能、空泡及噪声性能的预报研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2010.
 [5] 顾铨璋, 郑百林. 船用螺旋桨敞水性能与桨叶应力的数值分析[J]. 力学季刊, 2011, 32(3): 440 - 443.
 GU Cheng-zhang, ZHENG Bai-lin. Numerical analysis of propeller open-water performance and stress distribution in the blade of ship propeller[J]. Journal of Chinese Quarterly of Mechanics, 2011, 32(3): 440 - 443.
 [6] 王伟. 基于滑移网格与 RNG 湍流模型的螺旋桨水动力性能研究[J]. 中国海洋平台, 2008, 23(6): 8 - 12.
 WANG Wei. The hydrodynamic performance of propeller based on sliding mesh and RNG model[J]. Journal of China Offshore Platform, 2008, 23(6): 8 - 12.
 [7] 文学栋, 王永生, 李坚波. 船用螺旋桨桨叶应力数值计算[J]. 船海工程, 2010, 39(1): 27 - 30.
 WEN Xue-dong, WANG Yong-sheng, LI Jian-bo. Numerical calculation of stress distribution in the blade of ship propeller[J]. Journal of Ship and Ocean Engineering, 2010, 39(1): 27 - 30.
 [8] 汪玉, 周璞, 刘东岳, 等. 考虑流固耦合作用的舰船抗冲击仿真计算[J]. 振动与冲击, 2005, 24(1): 73 - 77.
 WANG Yu, ZHOU Pu, LIU Dong-yue, et al. Numerical simulation of anti-shock behavior of ship considering the fluid-structure interaction in FEM[J]. Journal of Vibration and Shock, 2005, 24(1): 73 - 77.
 [9] 陆鑫森, 高等结构动力学[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1992.
 [10] 李宏坤, 郭义杰, 丁健, 等. 基于面板声功率计算量分析的齿轮箱噪声控制方法研究[J]. 大连理工大学学报, 2012, 52(2): 215 - 220.
 LI Hong-kun, GUO Yi-jie, DING Jian, et al. Investigation on Gearbox noise radiation control based on panel acoustics power contribution analysis[J]. Journal of Dalian University of Technology, 2012, 52(2): 215 - 220.
 [11] 熊家敏, 赵德有, 马骏. 螺旋桨桨叶固有动力特性方法研究[J]. 大连理工大学学报, 2000, 40(6): 737 - 740.
 XIONG Jia-min, ZHAO De-you, MA Jun. Dynamic analysis of propeller blades[J]. Journal of Dalian University of Technology, 2000, 40(6): 737 - 740.

(上接第 199 页)

[14] Goodman T N T, Lee S L. Wavelets of multiplicity r [J]. Transactions of the American Mathematical Society, 1994, 342(1): 307 - 324.
 [15] Charles K C, Lian J A. A study of orthonormal multi-wavelets. Applied Numerical Mathematics [J]. 1996, 20(3): 273 - 298.
 [16] Strela V, Walden A T. Orthogonal and biorthogonal multiwavelets for signal denoising and image compression[J]. Proc. SPIE, 1998, 3391: 96 - 107.
 [17] Strela V, Multiwavelets: theory and Application [D].

Massachusetts Institute of Technology, 1996.

- [18] Fritz Keinert, Wavelets and multiwavelets [M]. Chapman&Hall, Ames, 2003.
 [19] Li K, Chen P, Wang H Q. Intelligent diagnosis method for rotating machinery using wavelet transform and ant colony optimization[J]. IEEE Sensors Journal, 2012, 12(7): 2474 - 2484.
 [20] Chen G Y, Bui T D. Multiwavelets denoising using neighboring coefficients[J]. IEEE Signal Processing Letters, 2003, 10(7): 211 - 214.