

# 船舶桨轴舵及船体艉部耦合振动噪声数值研究<sup>\*</sup>

徐 野, 熊 鹰, 黄 政

(海军工程大学 舰船与海洋学院, 湖北 武汉 430033)

**摘 要:** 为研究船舶桨轴舵及船体艉部耦合振动噪声特性, 将CFD整体计算得到的非定常力作为激励源, 以分布载荷的形式加载于有限元模型上, 并结合模态叠加法和声学边界元法建立了桨轴舵及船体艉部耦合振动噪声的数值计算方法。通过分析振动响应计算结果, 发现频率较低时耦合系统振动响应受工况影响比频率较高时更加明显; 振动响应最大幅值所在频率受结构特性和激励源的共同影响; 在桨-轴系统中, 桨叶的振动传递损失最大。通过对比不同模型的桨叶振动计算结果, 发现桨-轴系统模型的计算值与桨-轴-船系统模型更为接近且不复杂, 比单桨模型更为实用。通过分析振动噪声计算结果, 发现振动响应频谱和声场分布均可反映结构的固有特性; 船体振动贡献的总声压在耦合系统中占90%以上, 而桨叶振动仅为1%左右, 在预报螺旋桨引起的振动噪声时, 需要将船体振动噪声考虑在内。

**关键词:** 螺旋桨; 振动; 噪声; CFD; 有限元; 模态叠加法; 边界元

**中图分类号:** U661.31      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1001-4055 (2020) 04-0942-09

**DOI:** 10.13675/j.cnki. tjjs. 190328

## Numerical Study on Ship Propeller-Shaft-Rudder-Stern Coupled Vibration Noise

XU Ye, XIONG Ying, HUANG Zheng

(College of Naval Architecture and Ocean, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

**Abstract:** To study characteristics of ship propeller-shaft-rudder-stern coupled vibration noise, unsteady force derived from integral CFD calculation was used as excitation force, and loaded to finite element model in the form of distributed load. Combined with modal superposition and acoustic boundary element method, a numerical method to calculate propeller-shaft-rudder and stern coupled vibration noise was established. The analysis of vibration response results illustrates that the influence of working condition to vibration response is more obvious in lower-frequency spectrum than that in higher-frequency spectrum. Frequency of the maximum vibration response amplitude is influenced by structure characteristics and excitation resource. Propeller blade has the maximum vibration transmission loss in propeller-shaft system. The comparison of different model's propeller blade vibration results illustrates that propeller-shaft model is more practical than single propeller model because of its closer results to propeller-shaft-hull model and simplicity. The analysis of vibration noise results illustrates that vibration characteristics can be reflected by frequency spectrum of vibration response and sound field distribution. Total sound pressure contributed by hull vibration accounts for above 90% while that of propeller blade is only about 1%, therefore vibration noise of hull should be considered when predicting propeller induced

<sup>\*</sup> 收稿日期: 2019-05-21; 修订日期: 2019-07-15。

基金项目: 国家自然科学基金 (51179198)。

作者简介: 徐 野, 博士生, 研究领域为船舶流体动力性能。E-mail: hgxyue@163.com

通讯作者: 熊 鹰, 博士, 教授, 研究领域为船舶流体动力性能。E-mail: xiongying0920@163.com

引用格式: 徐 野, 熊 鹰, 黄 政. 船舶桨轴舵及船体艉部耦合振动噪声数值研究[J]. 推进技术, 2020, 41(4): 942-950. (XU Ye, XIONG Ying, HUANG Zheng. Numerical Study on Ship Propeller-Shaft-Rudder-Stern Coupled Vibration Noise[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(4): 942-950.)

vibration noise.

**Key words:** Propeller; Vibration; Noise; CFD; Finite element; Modal superposition method; Boundary element

## 1 引言

船舶噪声主要由机械噪声、水动力噪声和螺旋桨噪声组成。近几十年来,各种主被动控制技术的应用使得主机等机电设备的机械噪声得到了有效控制;船舶低速巡航时,水动力噪声较小,此时螺旋桨噪声问题开始凸显。长期以来,人们普遍认为由螺旋桨引起的辐射噪声就是螺旋桨直接辐射噪声,经过大量的试验与探讨,逐渐认识到螺旋桨非定常力通过轴系激励船体振动引起的水下噪声的重要性<sup>[1]</sup>。多艘实船的测试结果均表明船体艏部附近的噪声级很大,这种螺旋桨激励下桨轴舵及船体艏部耦合振动引起的水下辐射噪声问题成为制约船舶噪声进一步降低的瓶颈问题之一。对螺旋桨激励桨轴舵及艏部船体耦合振动声辐射进行预报,可以为船舶设计提供参考,有利于实现船舶减振降噪。国内外学者针对该问题开展了大量研究,文献[2-3]均建立了带有主机、轴系、螺旋桨的船体有限元模型,文献[2]综合考虑整个动力系统耦合激励,同时以螺旋桨轴承力、表面力以及主机激振力作为激励源,计算了船体的振动响应,与试验数据的对比表明,其计算精度较高;文献[3]则分别计算了主机和螺旋桨激励下船体的振动传递函数,分析了两激励源引起船体振动的差异特性。Lee等<sup>[4]</sup>使用CFD计算得到船后空泡螺旋桨在船体上的诱导脉动压力,探讨了不同脉动压力加载方式对船尾振动响应计算结果的影响,其结论为:无相位差的分布激励计算结果偏小,垂向点激励计算结果偏大,并推荐使用考虑相位差影响的分布激励载荷。文献[5-6]建立了小水线面双体船桨-轴-船体耦合系统有限元模型,分别对其振动和声辐射特性开展了研究。李清等<sup>[7]</sup>建立舰船水下噪声的耦合声场计算方法,分别以船体非定常流场数值模拟结果、螺旋桨的脉动压力及通过实测噪声数据换算得到的单极子点声源作为水动力噪声源、机械振动源和螺旋桨噪声源,计算了三类噪声源共同作用下的水下辐射噪声,并分析了各类噪声源辐射噪声的指向及频谱特性。

上述研究大多将简谐激励以集中载荷的方式加载,采用谐响应分析的方法,这与实际螺旋桨轴承力、表面力和舵力的激励特性和加载方式不尽相同,

而且对于螺旋桨、舵和船体等振动噪声的研究也缺少整体考虑,预报精度仍有进一步提高的空间。针对以上研究现状,本文以某双桨船为研究对象,对船体、螺旋桨、舵等进行整体CFD计算,得到非定常螺旋桨轴承力、脉动压力和舵力,将其作为激励源,以分布载荷的形式加载于桨轴舵及船体艏部耦合系统有限元模型上,采用模态叠加法计算了耦合系统的强迫振动响应,采用声学边界元法计算了耦合系统振动噪声,分析了振动响应和声辐射的特点及规律。

## 2 计算方法及可靠性验证

### 2.1 CFD计算

使用成熟的CFD软件CFX对船桨舵水动力性能进行整体计算。粘性流体计算基于对N-S方程的求解,船舶流场为湍流流场,湍流模拟采用非定常雷诺时均N-S(URANS)方法。为求解湍流方程,需选择合适的湍流模型以解决方程的封闭性问题,本文使用的湍流模型为剪切应力输运(Shear-Stress Transport, SST)  $k-\omega$  模型<sup>[8]</sup>,该模型在近壁面区有较好的精度和算法稳定性,其湍流脉动动能( $k$ )方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tilde{G}_k - Y_k \quad (1)$$

湍流能量耗散率( $\omega$ )方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (2)$$

式中,  $\tilde{G}_k$  为由平均速度梯度导致的  $k$  的产生项,  $G_\omega$  为  $\omega$  的产生项,  $\Gamma_k$  和  $\Gamma_\omega$  为  $k$  和  $\omega$  的扩散率,  $Y_k$  和  $Y_\omega$  为  $k$  和  $\omega$  的扩散项,  $D_\omega$  为交叉扩散项。

本文计算域采用有限体积法进行离散,网格划分采用全结构化六面体网格,近壁面第一层网格无因次化厚度  $y^+ \leq 100$ 。为处理螺旋桨的转动问题,将计算域分为静止域和旋转域,采用滑移网格方法进行非定常计算,旋转域在相对于静止域滑动的过程中保证通过两域之间交界面的流体通量相等,交界面上的信息可通过插值互相传递。对于非定常计算的时间步长,根据文献[9]的分析比较,认为螺旋桨旋转  $4^\circ$ /步对于工程应用是合适的。

为验证本文CFD计算方法的可靠性,选取标模

KCS 船及 KP505 螺旋桨(几何参数、计算工况及试验数据见文献[10-11])进行整体计算,计算的时间步长取  $3.6^\circ/\text{步}$ ,并将船体阻力  $R$ ,螺旋桨推力系数  $K_T$ ,转矩系数  $K_Q$  的时均值计算结果与试验值进行对比,如表 1 所示,可见二者吻合较好。由于该试验只测量了力的平均值,无法验证非定常力幅值计算的准确性,因此以 4118 螺旋桨(几何、伴流场参数、计算工况及试验数据见文献[12])为对象,计算其在三周期伴流场中推力  $T$ ,转矩  $Q$  在叶频处的幅值,时间步长仍取  $3.6^\circ/\text{步}$ ,计算结果与试验值的对比如表 2 所示,表中上标“~”代表幅值,“-”代表时均值,可见二者吻合较好,可认为本文 CFD 计算方法对于非定常力的计算是可靠的。

**Table 1 Comparison between numerical and experimental result of  $R$ ,  $K_T$  and  $K_Q$**

|       | Numerical | Experimental | $\delta/\%$ |
|-------|-----------|--------------|-------------|
| $R/N$ | 87.75     | 90.00        | -2.5        |
| $K_T$ | 0.1656    | 0.1703       | -2.8        |
| $K_Q$ | 0.0290    | 0.0288       | 1.4         |

**Table 2 Comparison between numerical and experimental result of thrust and torque amplitude**

|                     | Numerical | Experimental | $\delta/\%$ |
|---------------------|-----------|--------------|-------------|
| $\tilde{T}/\bar{T}$ | 0.4616    | 0.4405       | 4.8         |
| $\tilde{Q}/\bar{Q}$ | 0.3477    | 0.3618       | -3.9        |

## 2.2 结构模态计算

使用有限元软件 Abaqus 建立桨-轴-舵-船体艏部结构以及附加流场的有限元模型,形成一个整体耦合系统,并对整个系统进行模态分析。多自由度系统结构动力学问题的基本方程为

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F \quad (3)$$

式中,  $M$  为系统质量矩阵,  $C$  为系统阻尼矩阵,  $K$  为系统刚度矩阵,  $F$  为激励力,  $u$  为系统位移向量。

其特征方程为

$$K - \omega^2 M \varphi = 0 \quad (4)$$

式中,  $\omega^2$  为特征值,  $\omega$  为角频率,  $\varphi$  为特征向量,即模态位移。

为验证本文有限元建模方法的准确性,以水下组合壳体(具体几何参数见文献[13])为对象,建立其有限元模型并进行模态分析,得到壳体的 1~5 阶弯曲、1~3 阶纵向振动固有频率,与文献[13]中解析法计算值的对比如表 3 所示,可见二者吻合较好,说明

本文方法能够较为准确地计算结构模态。

**Table 3 Comparison between numerical and analytical result of the shell's natural frequency**

| Mode             | Natural frequency/Hz |            | $\delta/\%$ |
|------------------|----------------------|------------|-------------|
|                  | Numerical            | Analytical |             |
| 1st bending      | 5.2                  | 5.1        | 1.96        |
| 2nd bending      | 12.0                 | 11.7       | 1.67        |
| 3rd bending      | 20.0                 | 19.5       | 2.56        |
| 1st longitudinal | 22.2                 | 22.5       | -1.33       |
| 4th bending      | 26.9                 | 26.5       | 1.51        |
| 5th bending      | 2.8                  | 33.0       | -0.61       |
| 2nd longitudinal | 45.7                 | 45.5       | 0.44        |
| 3rd longitudinal | 70.7                 | 68.5       | 3.21        |

## 2.3 振动响应及声辐射计算

将计算得到的激励力、结构模态导入声学软件 Virtual.lab 中,将激励力进行快速傅里叶变换(FFT)后加载于结构相应位置,可采用模态叠加法求解方程(3),得到结构的强迫振动响应,结构的位移响应向量为

$$u = \Phi \eta \quad (5)$$

式中,  $\Phi$  为模态矩阵,  $\eta$  为模态参与因子向量。

振动声辐射的本质是结构边界位移振动对声场点的流体介质进行压力传导。得到结构边界的振动响应后,将其作为边界条件,对于封闭边界,可采用直接边界元法计算声辐射。利用边界元法对 Helmholtz 方程进行离散后,可得边界元求解方程,首先对边界元网格上的每个节点进行求解,有

$$Ap = Bv_n \quad (6)$$

式中,  $A$  和  $B$  为边界元的系数矩阵,  $p$  为节点声压向量,  $v_n$  为节点法向速度向量。对于声场中不在边界元网格上的任意一点  $r$  处的声压,可由  $p$  和  $v_n$  积分得到,即

$$p(r) = C^T p + D^T v_n \quad (7)$$

式中,  $C$  和  $D$  为插值系数矩阵。

为验证本文振动声辐射计算方法的可靠性,计算了单点径向简谐激励作用下水下加肋圆柱壳(几何参数、试验设置及试验数据见文献[14])的振动声辐射,并与测量数据及文献[14]中解析法的计算值进行了对比,结果如图 1 所示,图中  $SPL$  为声压级,  $0^\circ$  为激励力作用位置的方向角。可见本文方法的计算值与试验值吻合较好,说明该方法能够较为准确地计算水下结构的振动声辐射。

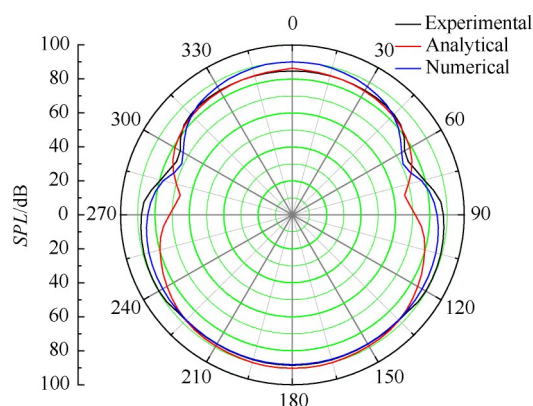


Fig. 1 Comparison of experimental, analytical and numerical result of the shell's noise

### 3 桨轴舵及船体艉部耦合振动噪声计算

#### 3.1 计算模型

##### 3.1.1 CFD 计算模型

在本文 CFD 计算方法已较为成熟,且通过标模验证了其可靠性的前提下,可认为采用类似计算设置得到的结果是可信的。针对双桨船,将计算域及边界条件设置如下:静止域前端位于艏部前  $0.5L_w$  ( $L_w$  为水线长)处,设为速度入口;后端位于艉部后  $L_w$  处,设为压力出口,出口压力设为  $0.1\text{MPa}$ ;由于自由液面对螺旋桨激振力的影响较小,因此计算中不考虑自由液面,计算域上端位于水线面处,左、右、下端均距船体  $L_w$ ,均设为自由滑移壁面,网格数量约 1440 万。在两个螺旋桨处分别设置直径为  $1.1D$  ( $D$  为螺旋桨直径)的圆柱形旋转域,其前后端面各距桨盘面  $0.2D$ ,每个旋转域网格数量约 250 万,总网格数量约 1950 万。计算域设置及网格划分如图 2 所示。

在螺旋桨上方船体表面布置 8 个脉动压力监测点,其中监测点 2 位于桨盘面中心正上方,相邻两点之间的纵、横向距离均为  $0.1D$ ,布置如图 3 所示。采用滑移网格方法对螺旋桨轴承力、螺旋桨上方船体脉动压力和舵力进行非定常计算。计算工况分为三种,分别记为工况 1,工况 2 和工况 3,从工况 1 到工况

3,螺旋桨转速和航速依次增大,但螺旋桨进速系数保持  $J=1$  不变。计算结果收敛后,将时间步长设为  $0.001\text{s}$  (约  $1^\circ/\text{步}$ ),再计算  $1\text{s}$ ,由于步长越小,计算精度越高,因此在前文  $3.6^\circ/\text{步}$  的计算精度得到验证的前提下,可认为该时间步长具有较高的计算精度。对时域计算结果进行 FFT,得到的非定常力频谱最高频率为  $500\text{Hz}$ ,频率分辨率为  $1\text{Hz}$ ,该频率范围能够满足本文所研究低频振动噪声的要求。

##### 3.1.2 振动响应及声辐射计算模型

由于本文重点研究船体艉部振动,为减少建模工作量,采用艉部三维结构与船体梁组成的混合有限元模型,该模型目前已较为成熟<sup>[15-16]</sup>,在本文有限元建模方法可靠性得到验证的前提下,可认为建立的混合有限元模型是合理的。通过调节船体梁截面形状、材料密度,使各站之间的梁段截面垂向、横向惯性矩和重量与主船体舱段基本一致。将推力轴承基座向前第一道主隔壁作为二者的分界面,采用多点约束(MPC)连接成为一个整体。

船体振动发生在水中,必须考虑周围水介质流固耦合作用的影响。对于船体梁,采用 Lewis 方法<sup>[17]</sup>估算船体梁的附连水质量,并计入总质量中;对于艉部三维结构,则是采用添加附加流场的方法,该方法对于计算高阶振动具有更好的准确性。

划分有限单元时,船体外板、甲板、舱壁、纵桁、肋板、舵叶等采用壳单元,数量约为 2.2 万;船体梁、支柱、纵骨、肋骨、加强筋、纵桁及肋板的翼板采用梁单元,数量约为 3.0 万;螺旋桨、轴系、轴支架等采用实体单元,数量约为 1.8 万;附加流场采用实体单元,数量约为 11.6 万,总单元数量约为 18.6 万。有限元网格划分如图 4 所示。

轴承采用水平方向与垂直方向上的弹簧单元模拟,其中推力轴承刚度参照文献<sup>[18]</sup>取为  $1 \times 10^{10}\text{N/m}$ 。艉轴管轴承、前后轴支架轴承刚度由赛龙轴承刚度公式计算

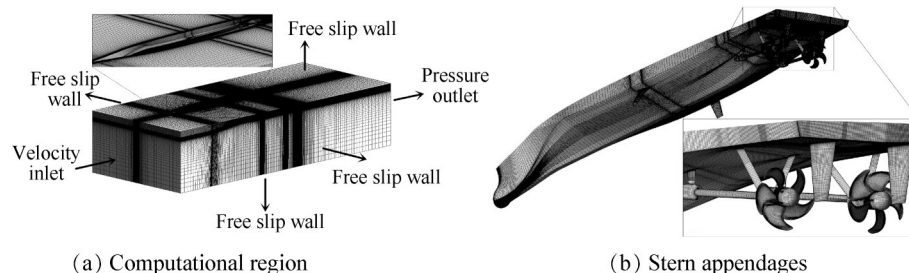


Fig. 2 Computational region and grid

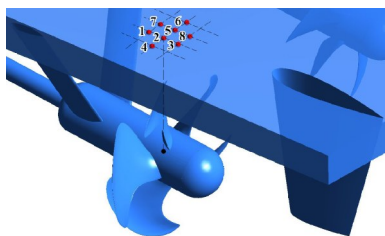


Fig. 3 Distribution of fluctuating pressure monitor point

$$K = \frac{Eld}{1000h} \quad (8)$$

式中  $E$  为材料弹性模量,  $l$  为轴承长度,  $d$  为轴承直径,  $h$  为材料厚度。艏部上层建筑、其他结构、设备、液体负荷等采用集中质量表示。对有限元模型进行模态分析,可得到耦合系统模态。

将计算得到的非定常力以分布载荷的形式加载于船体、桨叶及舵叶有限元网格表面,如图 5 所示,图中已将压力  $p$  的单位换算为 dB。采用模态叠加法计算得到耦合系统表面振动加速度后,将其作为边界条件,采用声学边界元法计算耦合系统振动声辐射。在本文振动声辐射计算方法可靠性得到验证的前提下,可认为采用相同计算设置得到的结果是可信的。划分边界元网格时,在水线面处添加对称面,模拟水面对声场的反射作用,如图 6 所示。此时边界元网格封闭,可采用直接边界元法进行计算。

### 3.2 计算结果分析

本文研究的重点是分析振动噪声规律,因此计算结果均以相对的形式给出,其中频率以工况 2 叶频 ( $f_2$ ) 的倍数形式给出;对于非定常力、振动响应、振动噪声幅值,则是给出了其坐标轴相邻刻度的差值。

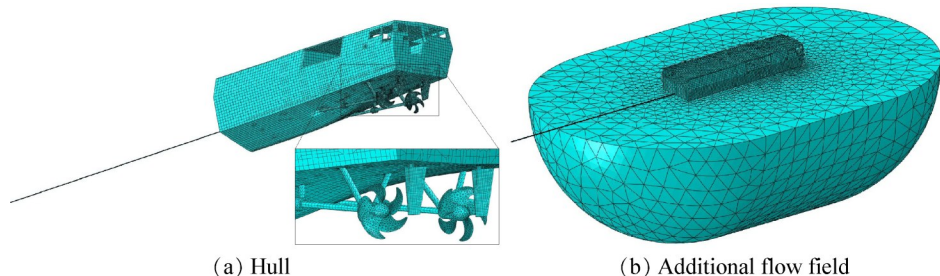


Fig. 4 Finite element mesh

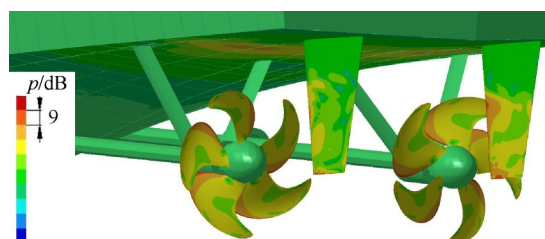


Fig. 5 Loading of excitations (working condition 2, BPF)

#### 3.2.1 非定常力

船桨舵整体 CFD 计算结果如图 3 所示,图 7(a)~(c) 为非定常力计算结果,图中  $R$  为舵阻力,从图中可以看出,非定常力均在螺旋桨叶频处具有最大幅值,螺旋桨推力及脉动压力在叶频的各阶谐频处幅值也较明显;非定常力幅值随螺旋桨转速增加而增大。图 7(d) 为工况 2 叶频处船体脉动压力分布计算结果,可见脉动压力幅值最大处位于螺旋桨前方靠近船体内侧位置,而非螺旋桨正上方。计算得到的非定常力可作为激励源,用于振动响应计算。

#### 3.2.2 振动响应

本文研究对象目前尚无公开的试验数据或其他计算结果,但采用可靠性经过验证的成熟计算方法进行对比分析,可认为得到的规律是可信的。为研究振动响应规律,在有限元网格上设置 8 个振动响应监测点,位置如表 4 及图 8 所示。其中监测点 3, 8 分别位于桨叶  $0.75r$  ( $r$  为螺旋桨半径) 弦长中点和舵叶中心,以其结果代表桨叶和舵叶的振动响应。

监测点 1 的振动响应计算结果如图 9 所示,图中  $L_a$  为加速度级,从图中可以看出,各工况振动响应的差别主要集中在  $6f_2$  以内,该频段内振动响应随螺旋桨转速增加而增大,在  $6f_2$  以上则相差不大。由于叶频与振动固有频率的不一致,振动响应最大幅值不一定出现在叶频处,而在叶频附近的一定范围内均有可能出现,说明振动响应受结构特性和激励源的共同影响。各工况振动响应在方框处均存在峰值,通过模态分析可知,该处频率为船体垂向一阶弯曲振动固有频率,工况 2 的轴频与其较为接近,导致工

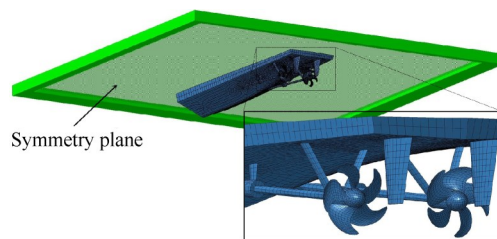


Fig. 6 Boundary element mesh

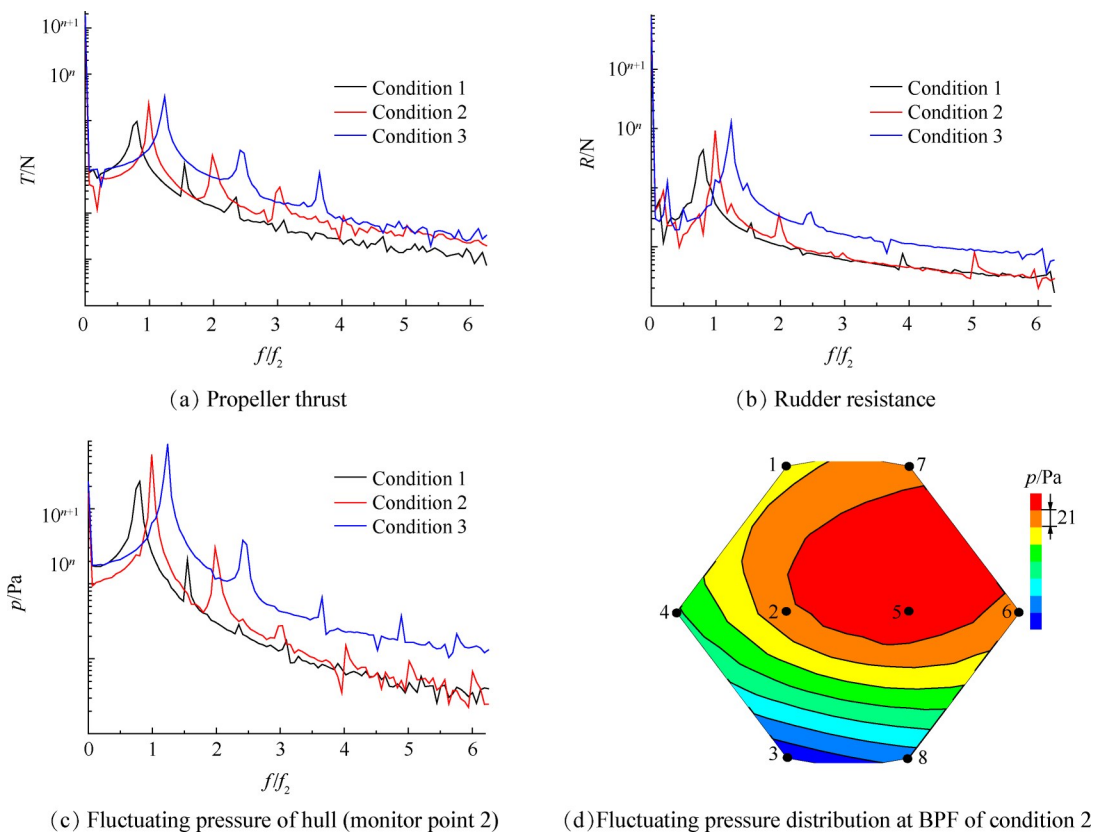


Fig. 7 Numerical results of CFD



Fig. 8 Distribution of vibration response monitor point

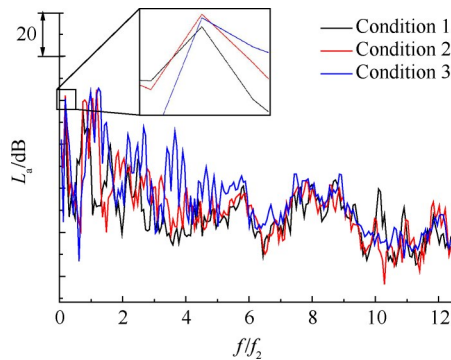


Fig. 9 Vibration response of monitor point 1

况 2 时该处峰值大于其余工况。

取工况 2 桨-轴系统(监测点 3~7)振动响应计算结果进行分析,各监测点振动响应如图 10(a)所示,可见从桨叶到推力轴承,振动响应逐渐减小。将相邻两监测点的振动响应(dB)差值作为两点间结构的振动传递损失,如图 10(b)所示,可见桨叶的传递损失最大,而轴承间的传递损失相差不大,均小于桨叶。因此可以推测,对于桨轴系统的减振研究,从桨

Table 4 Distribution of vibration response monitor point

| No. | Location                         | No. | Location                    |
|-----|----------------------------------|-----|-----------------------------|
| 1   | Front of stern                   | 5   | Front shaft bracket bearing |
| 2   | Hull above propeller             | 6   | Stern tube bearing          |
| 3   | Midpoint of blade<br>0.75r chord | 7   | Thrust bearing              |
| 4   | Rear shaft bracket bearing       | 8   | Center of rudder blade      |

叶的减振入手,如桨叶优化或采用复合材料桨叶等,可获得比轴系减振更好的效果。

为研究结构间的耦合作用,分别取单桨、桨-轴系统建立有限元模型,如图 11(a),(b)所示(图中附加流场并未给出),以及前文建立的桨-轴-船系统模型,使用桨叶载荷作为激励源进行计算。取单桨计算时将桨毂刚性固定,取桨-轴系统计算时将轴支架顶端和艉轴管轴承、推力轴承基座刚性固定。采用不同模型计算得到的桨叶振动响应如图 11(c)所示,可见在频率低于  $2f_2$  时,桨-轴系统和桨-轴-船系统模型计算得到的桨叶振动响应大于单桨模型。由于轴系、船体振动固有频率较低而桨叶振动固有频率较高,频率较低时,轴系、船体振动响应比螺旋桨更大,在桨-轴系统和桨-轴-船系统中,螺旋桨受到轴船的

耦合作用导致其桨叶振动响应计算结果更大,说明虽然螺旋桨是振动源,但在该频段内桨-轴-船的耦合作用会放大桨叶的振动响应。频率高于 $2f_2$ 时,桨叶各阶固有频率(对应模态振型已在图11(c)中给出)处振动响应呈现从桨-轴-船系统到单桨依次增大的规律,由于桨-轴-船耦合作用的影响,计算对象的规模越大,桨叶固有频率处振动响应越小。由此可知,在预报桨叶振动时,桨-轴系统模型振动响应计算值与桨-轴-船系统模型更为接近且不复杂,相比于单桨模型更为实用。

### 3.2.3 振动噪声

为研究振动声辐射规律,在船体艏部中心正下

方,距船底 $0.125L$ ( $L$ 为船体艏部长度的)、 $0.25L$ 、 $0.5L$ 、 $L$ 、 $2L$ 、 $3L$ 、 $4L$ 、 $5L$ 处设置一系列场点。 $5L$ 处声压级如图12(a)所示,可见振动噪声与图8中振动响应的频谱相类似,频率较低时,声压级随螺旋桨转速增加而增大,频率较高时,不同工况下声压级的差别不大;在船体垂向一阶弯曲振动固有频率处各工况声压级均较大,且工况2最大;各工况在叶频附近的一定范围内声压级均较大。所研究频段内总声压级的衰减规律如图12(b)所示,可见不同工况下的噪声衰减规律基本一致。

为研究模态振型、振动响应及声场分布之间的关系,取桨-轴-船系统典型模态振型、固有频率处声

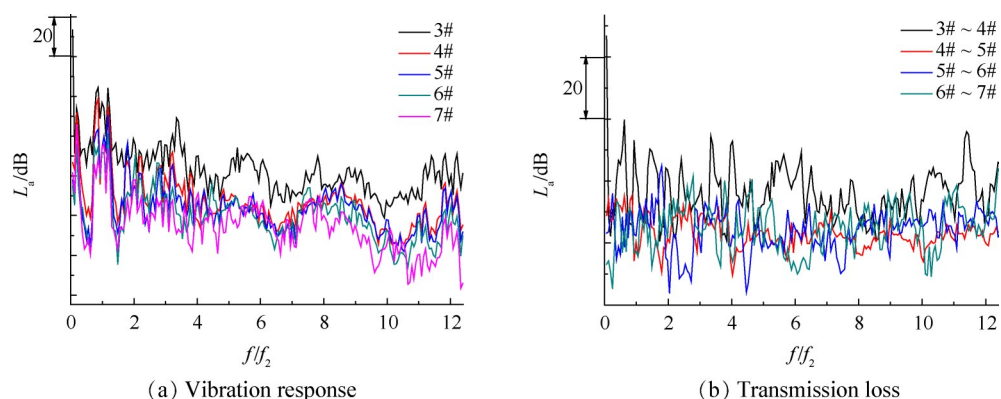


Fig. 10 Numerical results of propeller shaft vibration response

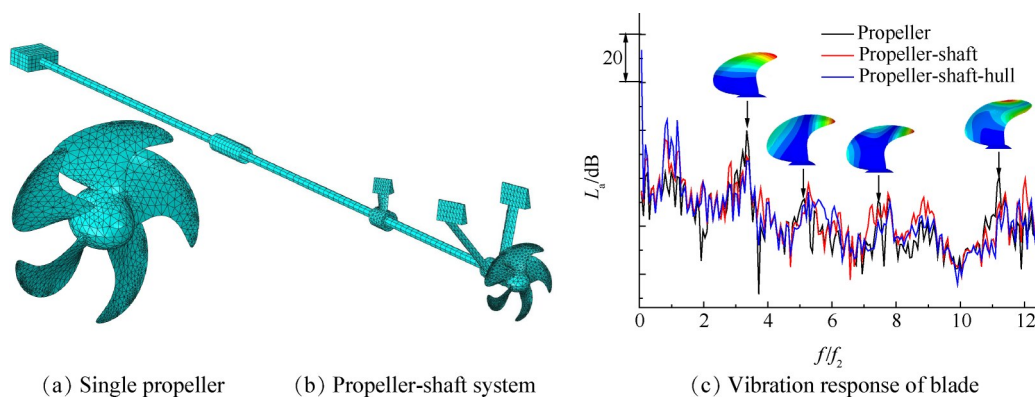


Fig. 11 Different subjects and their vibration response of blade

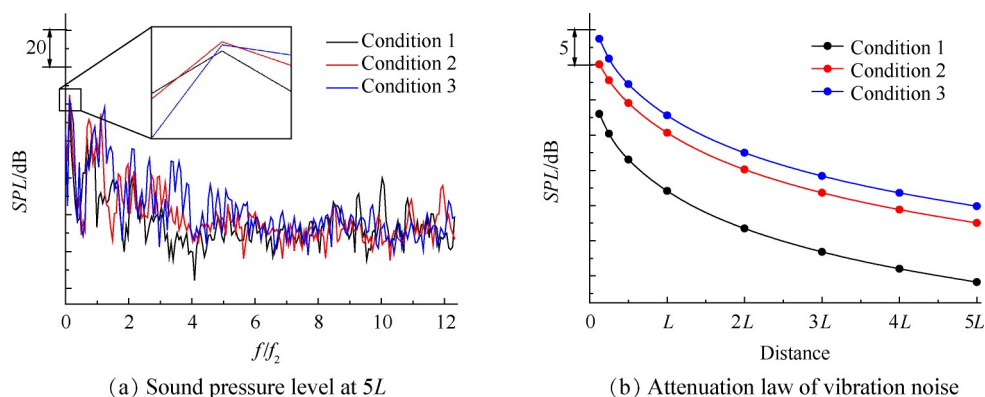


Fig. 12 Vibration noise of different working conditions

场分布及相应结构的振动响应进行对比。由于船体结构局部模态较多,只提取了较明显的前两阶垂向弯曲振动模态,分别记为 Mode 1 和 Mode 2,模态振型及声场分布如图 13(a)~(d)所示,螺旋桨上方船体(监测点 2)振动响应如图 13(i)所示;舵叶一阶弯曲振动模态记为 Mode 3,模态振型及声场分布如图 13(e),(f)所示,舵叶(监测点 8)振动响应如图 13(j)所示;桨叶一阶弯曲振动模态记为 Mode 4,模态振型及声场分布如图 13(g),(h)所示,桨叶振动响应已在图 11 中给出。从图中可以看出,在模态振型中振幅较大的位置振动噪声也较大,声场分布能够反映结构振动的固有特性,同时在振动响应频谱中也可见固有频率处的峰值。

船体、桨叶、舵叶振动噪声对 5L 处总噪声的贡献

量如图 14 所示,从图中可以看出,耦合系统的振动噪声几乎全部由船体贡献。此外,通过计算整个频段内的总声压,发现船体振动贡献的总声压在耦合系统中占 90% 以上,而桨叶振动仅为 1% 左右。虽然在桨轴系统中,桨叶的振动响应最大,但是桨叶振动最终传递到船体上,由于船体结构尺度大,能够产生较大的振幅,在整体系统耦合振动时,船体振动噪声对总噪声的贡献量最大。由此可见,相对于船体振动噪声,桨叶本身的振动噪声对总噪声的贡献量较小,因此在预报螺旋桨引起的振动噪声时,除桨叶本身的振动噪声外,还需要将船体振动噪声考虑在内。

#### 4 结 论

本文综合 CFD、有限元、模态叠加法和声学边界

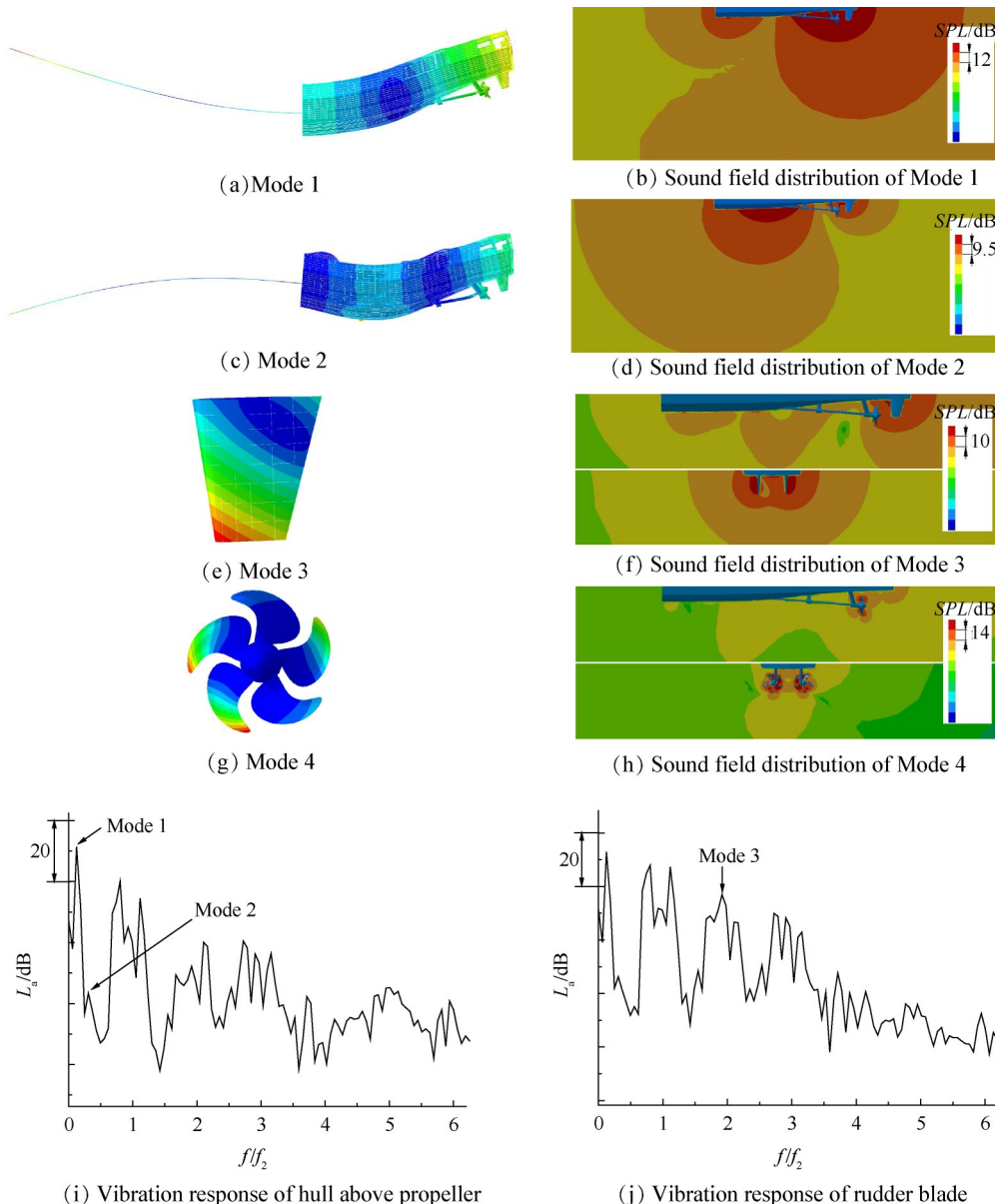


Fig. 13 Vibration mode, vibration response and sound field distribution

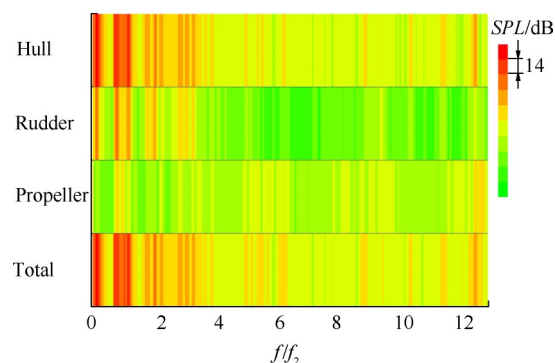


Fig. 14 Contribution to overall noise of different part

元法,建立了桨轴舵及船体艏部耦合系统振动噪声的计算方法,并通过对计算结果进行对比分析,得到如下结论:

(1)频率较低时耦合系统振动响应受工况影响比频率较高时更加明显;振动响应最大幅值所在频率受结构特性和激励源的共同影响。

(2)在桨-轴系统中,桨叶的振动传递损失最大,对于桨-轴系统的减振研究,从桨叶的减振入手,可获得比于轴系减振更好的效果。

(3)在预报桨叶振动时,桨-轴系统模型振动响应计算值与桨-轴-船系统模型更为接近且不复杂,相比于单桨模型更为实用。

(4)结构振动特性、振动响应、振动噪声之间具有对应关系,振动响应频谱和声场分布均可反映结构的固有特性。

(5)船体振动贡献的总声压在耦合系统中占90%以上,而桨叶振动仅为1%左右,相对于船体,桨叶本身对总噪声的贡献量较小,因此在预报螺旋桨引起的振动噪声时,除桨叶本身的振动噪声外,还需要将船体振动噪声考虑在内。

致 谢:感谢国家自然科学基金的资助。

## 参考文献

- [1] 谢基榕,沈顺根,吴有生. 推进器激励的艇体辐射噪声及控制技术研究现状[J]. 中国造船, 2010, 51(12): 234-241.
- [2] Besnier F, Jian L, Murawski L, et al. Evaluation of Main Engine and Propeller Excitations of Ship Hull and Superstructure Vibration[J]. *International Shipbuilding Progress*, 2008, 55(1): 3-27.
- [3] 刘义军,闫力奇,曹贻鹏. 主机与螺旋桨激励下某型散货轮船体振动差异特性研究[J]. 噪声与振动控制,

2015, 35(5): 102-106.

- [4] Lee S K, Liao M, Wang S. Propeller-Induced Hull Vibration-Analytical Methods [C]. *London: 2nd International Ship Noise and Vibration Conference*, 2006.
- [5] XIONG Chen-xi, YIN Xue-wen, DUAN Yong. Vibration Due to Propeller-Shaft-Hull Coupling of a SWATH [J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2016, 20(9): 1171-1180.
- [6] 雷智洋,苏金鹏,华宏星. 小水线面双体船桨-轴-船体耦合振动和声辐射分析[J]. 振动与冲击, 2016, 31(21): 17-21.
- [7] 李清,于 汉,杨德庆. 多类振动噪声源下舰船水下噪声的耦合声场计算方法[J]. 上海交通大学学报, 2019, 53(2): 163-169.
- [8] Menter F R. Two-Equation Eddy Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications[J]. *AIAA Journal*, 1994, 32(8): 1598-1605.
- [9] Larsson L, Stern F, Bertram V. Benchmarking of Computational Fluid Dynamics for Ship Flows: The Gothenburg 2000 Workshop [J]. *Journal of Ship Research*, 2003, 47(1): 3-81.
- [10] Fujisawa J, Ukon Y, Kume K, et al. Local Velocity Measurements Around the KCS in the SRI 400m Towing Tank [R]. *SPD Report 2000-003-02*.
- [11] Tsukada Y, Hori T, Ukon Y, et al. Surface Pressure Measurements on the KCS in the SRI 400m Towing Tank [R]. *SPD Report 2000-004-01*.
- [12] Boswell R J, Miller M L. Unsteady Propeller Loading-Measurement, Correlation with Theory and Parametric Study[R]. *AD847214*, 1968.
- [13] Caresta M, Kessissoglou N J. Acoustic Signature of a Submarine Hull under Harmonic Excitation[J]. *Applied Acoustics*, 2010, 71(1): 17-31.
- [14] Chen L H, Schweikert D G. Sound Radiation from an Arbitrary Body[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1963, 35(10): 1626-1632.
- [15] 吴 梵,郭日修. 某型船尾部振动响应的预报及试验验证[J]. 中国造船, 2002, 41(2): 78-82.
- [16] 夏利娟,吴卫国,翁长俭,等. 混合有限元模型的集成方法[J]. 上海交通大学学报, 2001, 35(4): 544-547.
- [17] 陈志坚. 舰艇振动学[M]. 北京:国防工业出版社, 2010.
- [18] CB/Z208-83, 舰艇轴系强度计算和横向振动计算规则[S].

(编辑:梅 瑛)