

DOI: 10.7652/xjtuxb201611022

低频桨-轴-壳体耦合振动声辐射机理研究

楼京俊^{1,2}, 李海峰^{1,2}, 邹明松³, 祁立波³

(1. 海军工程大学船舶振动噪声重点实验室, 430033, 武汉; 2. 海军工程大学动力工程学院, 430033, 武汉;
3. 中国船舶科学研究中心, 214082, 江苏无锡)

摘要: 为揭示低频桨-轴-壳体水下结构耦合振动声辐射机理,利用三维水弹性力学理论和三维水弹性声学分析软件,从螺旋桨、推进轴系以及壳体结构传递特性出发,分析了各结构低频段模态频率与桨-轴-壳体耦合结构响应频率之间的相关关系,由此提出了桨-轴-壳体结构纵向和横向耦合振动声辐射峰值对应的优势模态。研究表明:螺旋桨桨叶对桨-轴系统的振动影响比较大,尤其是螺旋桨的全桨叶同向伞型弯曲振动对桨-轴-壳体的纵向振动声辐射贡献明显;桨-轴-壳体耦合系统的纵向声辐射声源级曲线峰值主要对应于壳体一阶纵向振动、桨-轴系统一阶纵向振动、壳体二阶纵向振动和螺旋桨全桨叶同向伞型弯曲振动,横向振动声辐射声源级曲线峰值主要对应于壳体弯曲振动及桨-轴系统弯曲振动;低频段螺旋桨纵向单位力引起的声辐射明显大于横向力作用下的声辐射。

关键词: 桨-轴-壳体;振动;声辐射;优势模态

中图分类号: TB53 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2016)11-0144-06

Research on the Vibration and Acoustic Radiation Mechanism of Propeller-Shaft-Hull Coupled Structure in Low-Frequency

LOU Jingjun^{1,2}, LI Haifeng^{1,2}, ZOU Mingsong³, QI Libo³

(1. Key Laboratory on Ship Vibration & Noise, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;
2. College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;
3. China Ship Scientific Research Center, Wuxi, Jiangsu 214082, China)

Abstract: To reveal the vibration and acoustic radiation mechanism of propeller-shaft-hull coupled system in low-frequency, the three-dimensional sono-elasticity theory and acoustic analysis software is applied to analyze the relationship between the individual structural modal frequency and the propeller-shaft-hull coupled structure response frequency by the transfer characteristics of the propeller, propulsion shafting and hull. And the dominant modes corresponding to the peaks of vibration and acoustic radiation of the propeller-shaft-hull system under the longitudinal exciting and the lateral exciting are obtained. The results show that the oscillations of the blades have a great influence on the propeller-shaft system, especially the umbrella-form bending oscillation of the blades contributed significantly to longitudinal vibration and sound radiation of the propeller-shaft-hull system. The longitudinal peaks of vibration and acoustic radiation of the propeller-shaft-hull are interrelated to the 1st and 2nd longitudinal modes of the hull, the 1st longitudinal mode of the propeller-shaft system and the 1st umbrella-form bending mode of the

收稿日期: 2016-04-27。 作者简介: 楼京俊(1976—),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51579242);国家自然科学基金青年基金资助项目(51509253)。

网络出版时间: 2016-09-08 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20160908.1103.006.html>

propeller blades. The lateral peaks of vibration and acoustic radiation of the propeller-shaft-hull are interrelated to the bending modes of the hull and the propeller-shaft system. The total acoustic power under longitudinal exciting is significantly higher than that under lateral exciting.

Keywords: propeller-shaft-hull; vibration; acoustic radiation; dominant mode

低航速工况下,螺旋桨产生的非定常力通过推进轴系激励艇体结构产生的低频振动声辐射是潜艇噪声中不可忽略的成分,对潜艇声隐身性能影响显著,因此桨-轴-壳体耦合系统低频振动声辐射成为关注和治理的重点。一直以来,国内外不少学者对螺旋桨、推进轴系以及壳体结构振动特性进行过大量研究。杨志荣等对推进轴系的纵向振动提出了有效的控制措施^[1-2]。祁立波等揭示了不同激励力下水下加肋圆柱壳体低频声辐射特征^[3]。夏齐强等从控制内壳振动和衰减壳间振动传递的角度对双层圆柱壳体进行了结构声学设计^[4]。李栋梁等研究了轴系-壳体耦合系统的振动模型,并给出了减小各向振动的控制措施^[5-6]。Merz 等研究了螺旋桨脉动力通过轴系传递到艇体的振动^[7]。冯国平等采用功率流的方法研究了从轴系到壳体的振动传递特性^[8]。上述研究仅单纯分析了螺旋桨激振力、推进轴系或艇体结构的振动声辐射,对于潜艇结构的低频辐射问题,必须将螺旋桨、推进轴系和壳体结构综合起来加以考虑。魏应三等采用 FEM+BEM 方法计算了水面舰船和 underwater 结构在螺旋桨非定常力作用下的振动声辐射,但并未对桨-轴-壳体耦合系统低频线谱的形成机理加以研究,也未给出耦合系统振动声辐射峰值对应的优势模态贡献^[9-10]。

对于桨-轴-壳体复杂水下结构的振动声辐射问题,解析法求解很难实现。吴有生将三维适航理论与结构力学理论相结合,在考虑水为不可压缩介质的情况下,提出了三维水弹性力学理论^[11]。邹明松在三维水弹性力学理论基础上研究了水下弹性体结构近场点声压和远场声辐射的计算方法,并在 Abaqus 软件的基础上二次开发了三维水弹性声学分析软件 Thafits-Acoustic^[12]。本文参照基本的潜艇结构建立了桨-轴-壳体简化模型,利用三维水弹性力学理论和 Thafits-Acoustic 软件,分别从螺旋桨、推进轴系以及壳体结构振动传递特性出发,开展了各结构低频段模态频率与桨-轴-壳体耦合结构响应频率之间的相关关系研究,以此给出桨-轴-壳体结构纵向和横向耦合振动声辐射峰值对应的优势模态,揭示耦合振动声辐射典型低频线谱的形成机理,同时比较了桨-轴-壳体结构在纵向和横向非定常单

位力激励下的振动声辐射。

1 三维声弹性力学理论

由模态叠加法,船体结构离散系统的节点位移可表示为

$$\boldsymbol{u} = \sum_{r=1}^m \boldsymbol{u}_r q_r = \sum_{r=1}^m \{u_r, v_r, w_r\} q_r \tag{1}$$

式中: $q_r(r=1,2,\cdots,m)$ 为第 r 阶干模态的主坐标分量。

假设弹性船体周围水为均匀可压、无黏的理想声介质,船舶航行诱导的扰动流场以及由结构振动诱导的声波场都是微幅线性的,总的流场速度势可表示为各阶声波辐射速度势的线性叠加,即

$$\Phi(x,y,z,t) = \sum_{r=1}^m \phi_r(x,y,z,t) \tag{2}$$

式中: (x,y,z) 为场点的坐标。

声波辐射速度势 ϕ 满足 Helmholtz 方程^[13]

$$\nabla^2 \phi - \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = 0 \tag{3}$$

船体流固湿表面边界条件为^[11]

$$\frac{\partial \phi_r}{\partial \boldsymbol{n}} = i\omega(u_r n_1 + v_r n_2 + w_r n_3) \tag{4}$$

式中: u_r, v_r, w_r 为第 r 阶干模态位移; $\boldsymbol{n}$ 为流固湿表面单位法向量。

与自由液面边界条件对应的 Green 函数为

$$G(M,N) = \frac{1}{4\pi r_1} e^{-ikr_1} - \frac{1}{4\pi r_2} e^{-ikr_2} \tag{5}$$

式中: $r_1=((x-\xi)^2+(y-\eta)^2+(z-\zeta)^2)^{1/2}$; $r_2=((x-\xi)^2+(y-\eta)^2+(z+\zeta)^2)^{1/2}$; $k=\omega/c_0$ 为流体中声波波数;场点 M 的坐标为 (x,y,z) ;源点 N 的坐标为 (ξ,η,ζ) 。

针对各阶干模态,可得到对应的简单源边界积分方程

$$\phi(M) = \frac{1}{4\pi} \oint_S \sigma(N) G(M,N) dS_N \tag{6}$$

频域内的船舶声弹耦合动力学方程为

$$[a+A]\{\ddot{q}\} + [b+B]\{\dot{q}\} + [c+C]\{q\} = \{\mathcal{E}\} \tag{7}$$

式中: $\{q\}$ 为广义位移向量; $\{\mathcal{E}\}$ 为广义力向量; $[a]$ 、 $[b]$ 、 $[c]$ 分别为干结构广义质量、阻尼和刚度矩阵;

$[A]$ 、 $[B]$ 、 $[C]$ 分别为广义流体附加质量、附加阻尼和恢复力系数矩阵,其表达式为

$$A_{rk} = \frac{1}{\omega^2} \operatorname{Re} \left[\rho \iint_S \mathbf{n} \cdot \mathbf{u}_r(i\omega) \phi_k dS \right]$$

$$B_{rk} = -\frac{1}{\omega} \operatorname{Im} \left[\rho \iint_S \mathbf{n} \cdot \mathbf{u}_r(i\omega) \phi_k dS \right] \quad (8)$$

$$C_{rk} = -\rho \iint_S (\mathbf{n} \cdot \mathbf{u}_r) g \omega_k dS \quad (9)$$

流场中辐射波声压

$$p(x, y, z, t) = -\rho \sum_{r=1}^m \frac{\partial \phi_r}{\partial t} = -\rho \sum_{r=1}^m (i\omega) \cdot \left(\frac{1}{4\pi} \left(\iint_S \sigma(N) G(M, N) dS \right)_r \right) \quad (10)$$

2 桨-轴-壳体计算模型

参照基本潜艇结构在 Abaqus 软件中建立了桨-轴-壳体简化模型以及壳体结构与流体接触的湿表面,如图 1 所示。螺旋桨为 5 叶三维桨,采用 3D 实体单元模拟;壳体和轴系分别采用 2D 壳单元和 1D 梁单元模拟;壳体上布置有环肋及纵向加强肋,均使用 1D 梁单元模拟;轴承采用弹簧单元模拟,将艉轴后轴承和艉轴前轴承简化为水平和垂直方向的弹簧,将推力轴承简化为水平、垂向和纵向的弹簧。

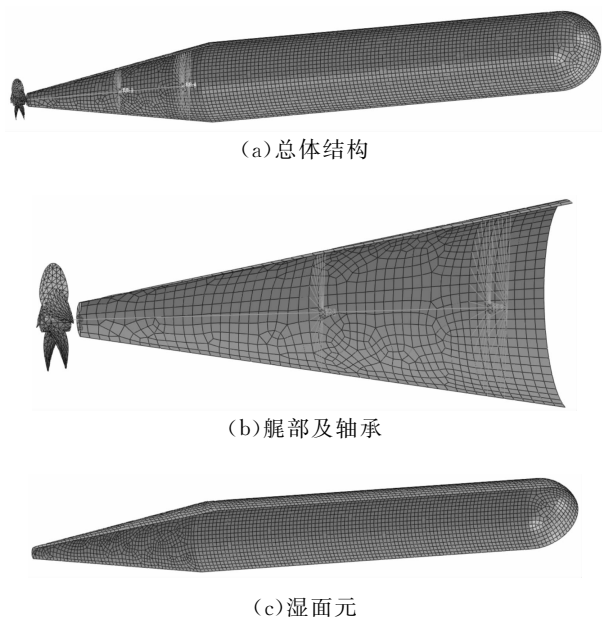


图 1 桨-轴-壳体计算模型

3 数值计算及结果分析

螺旋桨非定常力通过桨-轴系统传递,激励壳体产生振动及声辐射,因此桨-轴-壳体耦合系统的声辐射频谱特性中包含了桨-轴系统和壳体结构的振

动特性。首先分析螺旋桨从桨叶至桨毂的振动传递特性,其次考虑点质量桨-轴系统和三维桨-轴系统的振动传递特性,然后分析壳体结构的振动声辐射传递特性,最后综合考虑三维弹性桨-轴-壳体耦合结构的振动声辐射传递特性。

3.1 桨-轴-壳体耦合系统纵向振动声辐射机理

为了利用三维声弹性计算方法分析螺旋桨-轴系统的流固耦合振动特性,分别建立了点质量桨-轴系统和三维桨-轴系统模型。点质量桨-轴系统是将螺旋桨处理为集中质量点(未考虑附连水质量),并加在轴系模型的尾端,该模型仅考虑螺旋桨的质量效应;三维桨-轴系统不仅能考虑螺旋桨的质量效应,同时考虑桨叶弹性的影响。点质量桨-轴系统激励力幅值为 1 N,沿轴向作用在集中质量点上。对于三维桨-轴系统,在 5 个桨叶的根部、桨盘面 0.5R 处、叶梢这 3 个典型点分别沿轴向施加幅值为 1/20 N、1/10 N、1/20 N 的同相位简谐力,共 15 个作用点,合力幅值为 1 N,响应点均为推力轴承纵向弹簧约束端。计算得到点质量桨-轴系统和三维桨-轴系统在推力轴承处的振动加速度响应曲线如图 2 所示,其中振动加速度基准值为 $1 \times 10^{-6} \text{ m/s}^2$ 。

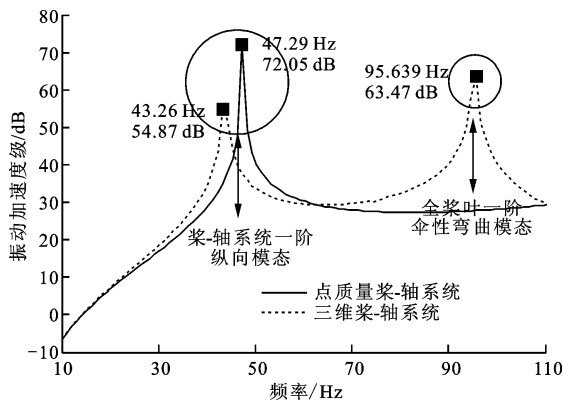


图 2 桨-轴系统振动加速度级曲线

从图中可以看出:在 10 Hz~110 Hz 频段,点质量桨-轴系统的振动传递曲线存在一个峰值,此峰值频率对应桨-轴系统一阶纵向模态频率;三维桨-轴系统振动曲线存在两个峰值,第一个峰值对应桨-轴系统的一阶纵向模态湿模态频率 43 Hz,由于流固耦合附连水质量的影响,使得峰值频率向低频移动,而第二个峰值对应于螺旋桨的全桨叶同向伞型弯曲模态,湿模态频率为 96 Hz。两个峰值对应的三维桨-轴系统模态振型如图 3 所示。

壳体作为耦合系统振动的响应体和辐射面,其自身的振动及声辐射传递特性对系统辐射噪声有重要的影响。单独分析不含桨-轴系统的壳体模型时,

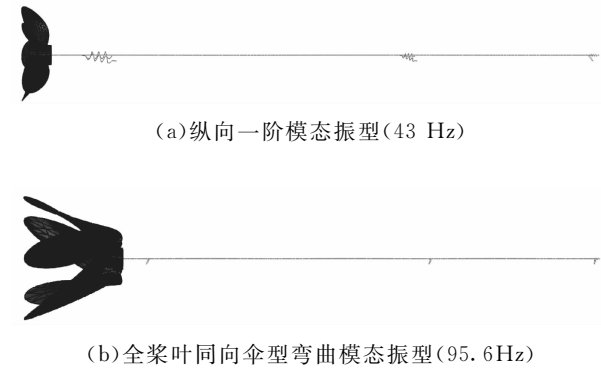


图 3 三维弹性桨-轴系模态振型图

在推力轴承位置施加单位纵向激励力下,用三维声弹性响应计算软件计算 10 Hz~110 Hz 频率范围内水下壳体结构在无限水深介质中产生的辐射声功率,再按下式换算为声源级

$$L_s = 10\lg\left(\frac{P}{4\pi P_0}\right) \tag{11}$$

式中: P 为辐射声功率,基准值 $P_0 = 0.65 \times 10^{-18}$ W/Hz。

计算得到壳体结构在 10 Hz~110 Hz 频段内的声源级曲线如图 4 所示,图中同时给出了壳体一阶和二阶纵向模态对声辐射的贡献曲线。

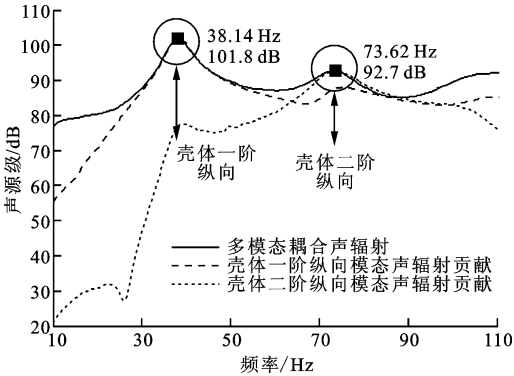


图 4 单位纵向力激励下壳体声源级曲线

从图中可以看出:壳体结构声源级曲线的第一个峰值对应于壳体一阶纵向模态,湿模态频率为 38 Hz;第二个峰值对应于壳体二阶纵向模态,湿模态频率为 74 Hz。

将桨-轴系统和壳体结构综合考虑,建立桨-轴-壳体耦合系统,并在螺旋桨位置施加单位纵向力,计算得到耦合系统在 10 Hz~110 Hz 频段内的声辐射声源级曲线,如图 5 所示。从图中可以看出,与壳体结构声辐射曲线对比,桨-轴-壳体耦合系统声辐射曲线在 47.5 Hz 和 91.2 Hz 处出现了 2 个明显的峰值,这 2 个峰值是壳体与桨-轴系统耦合作用的结果,体现了桨-轴系统的纵向振动放大特性。

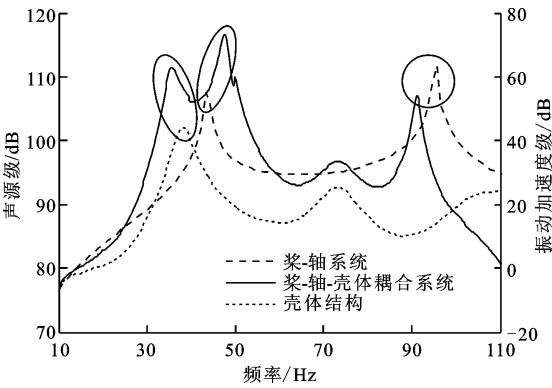


图 5 桨-轴系统、壳体结构、桨-轴-壳体耦合系统纵向振动声辐射曲线

主要模态对桨-轴-壳体耦合系统声辐射的贡献曲线如图 6 所示。从图中可以看出,桨-轴-壳体耦合系统的纵向振动声辐射典型低频线谱主要对应于桨-轴一阶纵向振动、壳体一阶纵向振动、壳体二阶纵向振动和螺旋桨全桨叶同向伞型弯曲振动。

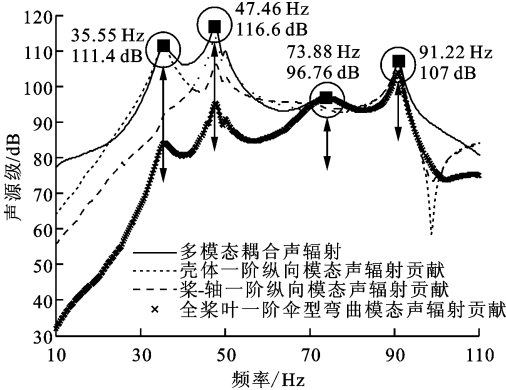


图 6 主要模态声辐射贡献

3.2 桨-轴-壳体耦合系统横向振动声辐射机理

与纵向振动相比,横向振动传递比较复杂,由于艏轴后轴承距离螺旋桨最近,受螺旋桨的影响最大,因此文中只研究艏轴后轴承位置处的振动响应。

在螺旋桨端施加横向单位力,计算得到点质量桨-轴系统和三维桨-轴系统艏轴后轴承位置处的振动加速度级曲线,如图 7 所示。从图中可以看出,点质量桨-轴系统与三维弹性桨-轴系统产生了不同的峰值频率,但这 2 个峰值频率对应的模态振型是一致的,如图 8a、8b 所示,螺旋桨桨叶没有明显变形。因此,两系统峰值频率不同并不是由于桨叶弹性引起的,而是三维弹性桨与集中点质量桨质量分布不一造成的。三维弹性桨-轴系统在 97 Hz 处产生新的峰值,对应的模态振型如图 8c 所示,此处峰值是由螺旋桨桨叶弹性引起的,但不同于图 3b 的全桨叶一阶同向伞型弯曲模态振型。

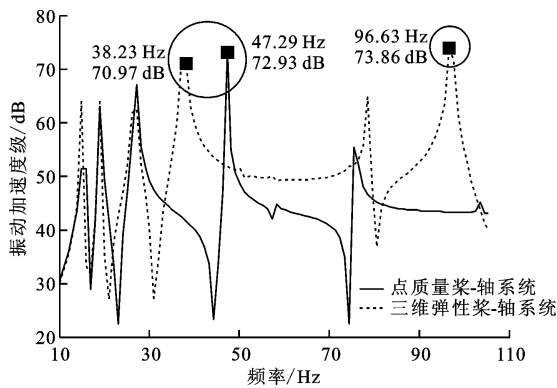


图 7 艮轴后轴承振动加速度级响应曲线



(a)点质量桨-轴系统模态振型图(47 Hz)



(b)三维弹性桨-轴系统模态振型图(38 Hz)



(c)三维弹性桨-轴系统模态振型图(97 Hz)

图 8 桨-轴系统模态振型图

在不含桨-轴系统的壳体模型末端艮轴后轴承位置处施加单位横向激励力,计算得到壳体结构在 10 Hz~110 Hz 频段内的声辐射声源级曲线,如图 9 所示。从图中可以看出,壳体受单位横向激励时的声辐射曲线峰值主要与结构的弯曲模态相对应。

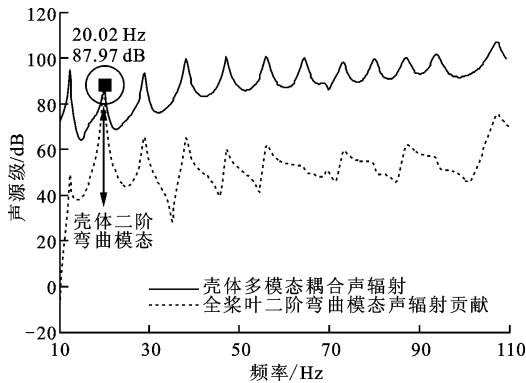


图 9 单位横向力激励下壳体声源级曲线

在螺旋桨位置施加单位横向力,给出 10 Hz~100 Hz 频段内的声辐射声源级曲线,如图 10 所示。与桨-轴系统和壳体结构的振动声辐射曲线对比可以看出,桨-轴-壳体耦合系统在 10 Hz~100 Hz 频段内的横向振动声辐射谱成分更加复杂,主要对应壳体与桨-轴系统的弯曲振动,尤其 10 Hz~50 Hz 频段内对应壳体二阶弯曲振动、壳体三阶弯曲振动、桨-轴系统二阶弯曲振动和桨-轴系统三阶弯曲振动,因此在横向激励下壳体与桨-轴系统也出现了明显的耦合作用。

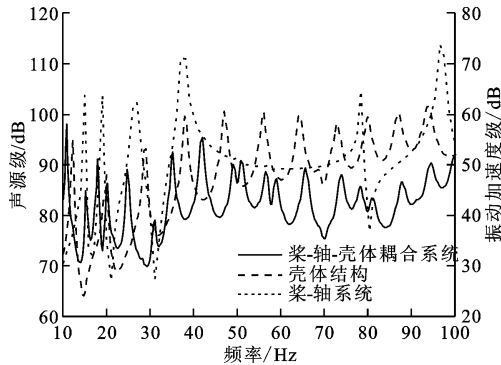


图 10 桨-轴系统、壳体结构、桨-轴-壳体耦合系统横向振动声辐射曲线

3.3 桨-轴-壳体耦合系统纵、横向振动声辐射比较

螺旋桨纵、横向单位力作用下桨-轴-壳体耦合系统的振动声辐射声源级曲线如图 11 所示。从图中可以看出,在 10 Hz~110 Hz 频段内横向激励下耦合系统的峰值成分比纵向激励时多,但峰值幅值比纵向激励时小。纵向单位力引起的桨-轴-壳体耦合系统声辐射在 10 Hz~110 Hz 频段的总声级比横向单位力引起的声辐射大 18.7 dB。

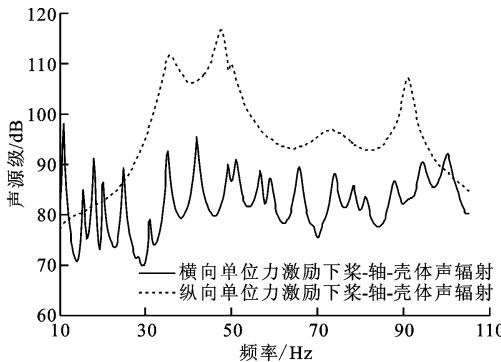


图 11 耦合系统两种激励声辐射声源级曲线

4 总 结

(1)螺旋桨桨叶弹性对桨-轴系统的振动影响比较大,使振动响应曲线产生新的峰值,尤其是螺旋桨

的全桨叶同向伞型弯曲振动对桨-轴-壳体的纵向振动声辐射贡献作用明显。

(2) 桨-轴-壳体耦合系统的纵向声辐射声源级曲线峰值主要对应于壳体一阶纵向振动、桨-轴系统一阶纵向振动、壳体二阶纵向振动和螺旋桨全桨叶同向伞型弯曲振动, 横向振动声辐射声源级曲线峰值主要对应于壳体弯曲振动以及桨-轴系统弯曲振动。

(3) 低频段螺旋桨纵向单位力引起的声辐射明显大于横向力作用下的声辐射。

参考文献:

- [1] 杨志荣, 秦春云, 饶柱石. 船舶推进轴系纵振动力吸振器设计及参数影响规律研究 [J]. 振动与冲击, 2007, 26(8): 101-103.
YANG Zhirong, QIN Chunyun, RAO Zhushi. Design and analysis of a dynamic absorber for reducing axial vibration of ship shafting [J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(8): 101-103.
- [2] 张赣波, 赵耀, 胡昌成. 舰船轴系纵向减振用共振转换器的滤波特性分析 [J]. 工程力学, 2014, 31(6): 231-237.
ZHANG Ganbo, ZHAO Yao, HU Changcheng. Filtering characteristic of resonance changer used for longitudinal vibration control of marine shafting [J]. Engineering Mechanics, 2014, 31(6): 231-237.
- [3] 祁立波, 邹明松. 加肋圆柱体水下低频辐射声特性研究 [J]. 船舶力学, 2015, 19(7): 874-883.
QI Libo, ZOU Mingsong. Research on acoustic radiation of stiffened cylinder in low-frequency [J]. Journal of Ship Mechanics, 2015, 19(7): 874-883.
- [4] 夏齐强, 陈志坚. 降低加肋双层圆柱壳辐射噪声线谱的结构声学设计 [J]. 声学学报, 2014, 39(5): 613-623.
XIA Jiqiang, CHEN Zhijian. Structural-acoustic design to depress line spectrum of radiation noise from double cylindrical ring stiffened shell [J]. Acta Acustica, 2014, 39(5): 613-623.
- [5] 李栋梁. 轴系-艇体耦合系统振动声辐射分析与实验研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2012: 63-70.
- [6] 曹贻鹏. 推进轴系引起的艇体结构振动与辐射噪声控制研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2008: 51-78.
- [7] MERZ S, KINNS R, KESSISSOGLOU N. Structural

and acoustic responses of a submarine hull due to propeller forces [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 325: 266-286.

- [8] FENG G P, ZHANG Z Y, CHEN Y. Research on transmission paths of a coupled beam-cylindrical shell system by power flow analysis [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2009, 23: 2138-2148.
- [9] WEI Y S, WANG Y S, DING K. Submarine underwater structure-borne noise and flow noise due to propeller excitation [J]. Acoustics Australia, 2012, 40(2): 122-127.
- [10] 付建, 王永生, 丁科. 螺旋桨激振力作用下船体振动及水下辐射噪声研究 [J]. 船舶力学, 2015, 19(4): 470-475.
FU Jian, WANG Yongsheng, DING Ke. Research on vibration and underwater radiated noise of ship by propeller excitation [J]. Journal of Ship Mechanics, 2015, 19(4): 470-475.
- [11] WU Y S. Hydroelasticity of floating bodies [D]. London, UK: Brunel University, 1984: 255-270.
- [12] ZOU M S, WU Y S, YE Y L. Three-dimensional hydroelasticity analysis of acoustic responses of ship structures [J]. Journal of Hydrodynamics: B, 2010, 22(5): 844-851.
- [13] ZHOU Q, JOSEPH P F. A numerical method for the calculation of dynamic response and acoustic radiation from an underwater structure [J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 283: 853-873.

[本刊相关文献链接]

- 宋保维, 李玉凯, 程博. 集成电机推进器用无刷直流电机齿槽转矩削减新方法. 2016, 50(5): 151-156. [doi: 10.7652/xjtuxb201605023]
- 严惠云, 张浩磊, 刘小民. 一种仿生鱼体自主游动的水动力学特性分析. 2016, 50(2): 138-144. [doi: 10.7652/xjtuxb201602023]
- 张明宇, 王永生, 靳栓宝, 等. 喷水推进泵压力脉动特性数值计算及分析. 2014, 48(11): 51-57. [doi: 10.7652/xjtuxb201411009]
- 曹玉良, 王永生, 靳栓宝. 浸没式喷水推进泵设计及装船后性能预报. 2014, 48(5): 96-101. [doi: 10.7652/xjtuxb201405017]

(编辑 苗凌)