文章编号: 1000-8608(2019)02-0154-08

船用螺旋桨流固耦合振动特性分析

娄本强, 嵇春艳*

(江苏科技大学 船舶与海洋工程学院, 江苏 镇江 212003)

摘要:在船舶航行中,应避免激振力的频率与螺旋桨叶片固有频率接近而产生的共振,达到避振效果.分别使用直接耦合数值计算和瞬态激励实验方法,研究了某实桨叶片在空气中和浸入静水域中的固有流固耦合(FSI)振动特性.结果表明:数值计算与实验结果吻合较好;直接耦合法具有精度高和收敛性好的优点.根据工程实际要求,提出了螺旋桨叶片首阶振动频率的经验公式,估算精度满足要求,具有节省时间、提高效率的优点.

关键词:螺旋桨振动;流固耦合(FSI);瞬态激励实验;直接耦合数值计算;经验 公式法

中图分类号: U661. 42; U661. 44 文献标识码: A doi: 10.7511/dllgxb201902007

0 引 言

流固耦合(fluid-structure interaction, FSI) 是自然界普遍客观存在的一种复杂现象^[1]:周围 流体对结构的响应如位移、速度、应力和频率等产 生干扰的同时,结构也使得流场产生了不可忽略 的影响,共生共存,相互耦合.流固耦合问题是场 间关系问题,是流场与结构变形场的相互作用,需 要使用耦合方程组定义流场与结构变形场,利用 未知变量描述流场变化和结构响应.

流固耦合问题的研究方法主要有3种:实验方法、解析方法和数值求解方法.实验中,尺度化模型导致结果过刚,因此模型实验获得结构的响应特征有先天缺陷,需要进行分析处理;使用解析方法的局限性在于模型简化与数学推导之间有不可调和的矛盾;数值求解方法可以结合实践经验与实验结果,借助于理论近似和统计手段,使用计算机技术,得到更能说明物理现象的结果.科研工作者们将着眼点放在耦合系统对外加动力荷载响应的工程实例,如船水响应^[2-3]、近海结构对波或地震的响应、潜艇噪声振动分析、含液容器的流固耦合振动^[4-5]等.

船用螺旋桨作为全船唯一的推进系统,随着航运大型化、多样化的要求,其设计向着重载化、高速化、轻型化的方向发展,工作时长有所提高,所处工况更加恶劣.船用螺旋桨桨叶是一种厚壳结构,叶片故障占机械故障的比重较大,在运行过程中承受离心力、流体动力,振动、温差和介质等各种激振力的综合作用[6].当激振力的频率与船用螺旋桨的固有频率接近时,便会产生共振,共振会(1)降低推进效率;(2)产生疲劳损伤,减少螺旋桨使用寿命;(3)发生断桨,造成搁浅等灾难性的海事事故.因此,需要采取必要的手段预防和避免共振现象.

船用螺旋桨流固耦合振动分析属于边缘学科但又涉及诸多学科分支,是集结构动力学、流体力学、空气动力学、数值计算方法等为一体的综合性疑难课题.关于螺旋桨流固耦合振动的研究有限,自索志强开始,开辟本课题在国内研究的先河[7-9],填补国内空白;沈惠明等[10]分析了流固耦合振动的特征值解法;郑治国等[11]、熊家敏等[12]使用数值方法对螺旋桨流固耦合振动进行计算,得到了与实验结果拟合很好的计算结果;随着流固耦合数值计算的成熟,娄本强[13]首先使用

ANSYS模拟某实桨模型和周围流场,计算干模态、湿模态以及特定物面条件下的模态,并与实验结果对比,吻合程度很高. 吴思远[14]采用 CFD (FLUENT)-FEM(ANSYS)-BEM(VLA)相结合的方法研究螺旋桨 DTMB4119 振动辐射噪声. 任弘^[15]在 WORKBENCH 平台中以某散货船螺旋桨为研究对象,对其分别在空气中和水中进行模态分析,并补充性地研究了水动力荷载及离心力作用对流固耦合振动的影响. 李小军等^[16]基于流固耦合动力学方程,在 WORKBENCH 平台中计人水介质、附水质量,以及水介质阻尼的影响,研究了轴桨组合结构的振动模态.

结构在水中固有频率与许多因素有关,需要对流固耦合衰减进行分析.本文以某内河双桨渔船的实桨结构为研究对象,根据实际螺旋桨尺寸,建立相应的有限元模型和桨外无限大流场物理模型,考虑叶片结构的弹性变形与周围流体的相互作用.对螺旋桨桨叶在空气中和水中进行瞬态激励模态实验,对测量得到的振型进行识别,得到相应振型下的固有频率.

1 基础理论

1.1 流固耦合计算方程建立

在空气中,螺旋桨的模态分析(干模态)是假设结构场在弹性范围内,采用 Hamilton 原理,导出结构动力方程的过程式:

$$M\ddot{q}(t) + C\dot{q}(t) + Kq(t) = R(t)$$
 (1)
式中: M 为质量, C 为阻尼(可忽略), K 为刚度,
激振力 $R(t)$ 和位移 $q(t)$ (未知量)均为时间函数.

简谐激励作用下结构振动对外部流体产生辐射,将周围流场介质假设为可压缩、无黏性、小扰动的流体,那么流体控制方程可简化为声波方程;使用辐射声压 p(t)作为流场中的未知量,根据Bernoulli 微分方程可得

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

式中: c^2 为流体中声速的平方值;p(t)为流体声学压力,是时间函数.

对耦合系统模态分析通常有两种求解方法: 迭代耦合(弱耦合)和直接耦合(强耦合). 迭代耦合法:分别在流场和结构场中求解,对计算结果数据进行交换,然后在各个时间步之间耦合迭代,收 敛后再向前推进.本文采用的是直接耦合法:将流场和螺旋桨结构耦合构造在同一控制方程下,在单一时间步内,对所有求解变量同时求解,虽然对计算资源要求高,但具有省时,精度和收敛性好,求解容易,适应性高等优点.

对于结构及流体组成的耦合系统,在流固耦合边界上需要满足:结构及流体的速度和应力连续,法向速度和面力连续.综上所述,螺旋桨结构采用位移 q(t)来描述,周围流体介质采用压力p(t)来描述,然后利用 Galerkin 加权余量方法,忽略阻尼影响,得到螺旋桨流固耦合振动有限元计算方程:

$$\begin{pmatrix} \mathbf{M}_{s} & \mathbf{0} \\ -\rho \mathbf{Q}^{\mathrm{T}} & \mathbf{M}_{f} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{q}(t) \\ \ddot{p}(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{K}_{s} & \mathbf{Q} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_{f} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} q(t) \\ p(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R(t) \\ 0 \end{pmatrix}$$
(3)

式中:Q 为耦合阵, M_s 和 M_f 分别为结构和流体的质量阵, K_s 和 K_f 分别为结构和流体的刚度阵. 求解上述耦合动力方程即可得到螺旋桨在周围流体影响下的动力特性,即湿模态.

上述计算是基于螺旋桨静止假设情况下的分析,而当螺旋桨处于工作状态下,由于受到离心力等荷载作用,叶片会具有一个初始应力场,从而出现应力刚化现象,使得叶片的固有频率也相应增加.任弘^[15]考虑在 J=0.4 工况下,应力刚化现象对模态的影响,发现当螺旋桨叶片在水中旋转时,哥氏惯性力、离心力和预应力等对湿模态固有频率的影响小于 1.0%,因此在本文中,不考虑螺旋桨工作状态下的应力刚化现象.

1.2 水下振型分析

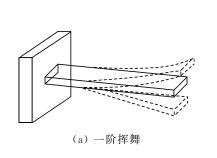
在许多工程结构中都可以见到与船用螺旋桨相类似的结构形式,如风力发电机的风轮叶片、核电汽轮机叶片、飞机的机翼、航空发动机的压气机叶片、涡轮发动机的叶片等.翼状叶片结构虽然有很多研究成果,但与研究船用螺旋桨结构相比,还有很大不同:飞行器一般来流是均匀的,而船用推进器由于船体的影响,来流是非均匀的;介质密度不同,同样的转速条件下,船用推进器承受的阻力更大;当船速较大时,会引发推进器至泡等现象.而且螺旋桨与其他叶片形状有很大的不同,船用螺旋桨几何形状十分复杂,具有大侧斜桨、三维

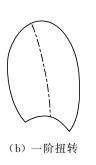
空间扭曲、厚度变化较大等特点. 桨叶切面满足机

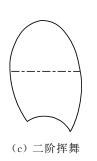
翼理论,螺旋桨设计时主要考虑其推进效率、水动力性能和避免空泡. 当驱动叶片转动,桨叶承受的推力也不是均匀分布的,而是与叶片长度成比例分布.

由于桨叶切面满足机翼理论,桨叶根部的厚度较大,最大厚度线方向在桨中颈向,厚度从桨中和桨根处向桨梢辐射减小,桨梢最薄.结合之前的

研究结果,本文认为对于船用螺旋桨结构主要应对如下 4 种基础振动模态进行流固耦合分析:基础振型(foundamental mode),一阶挥舞;一阶扭转振型(one-node torsional mode);二阶挥舞振型(one-node flexural mode);三阶挥舞或二阶扭转振型(two-node flexural or torsional mode).如图1所示.







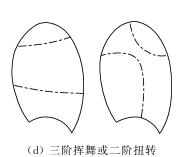


图1 螺旋桨振型示意图

Fig. 1 Diagram of propeller vibration modes

螺旋桨前 5 阶振型中,振动类型基本以颤振和扭转为主,没有摆振的振型,由此可见,螺旋桨叶片的结构振动特性之一是具有较强的抗摆能力,最先被激起的基础频率一定是一阶挥舞振型.

1.3 流固耦合边界条件

本文假设螺旋桨所在的流场为半无限大流场,分别将螺旋桨周围被包络的区域按照无穷远边界处理(无限流场);垂直于桨叶上方的边界设定为自由表面边界条件.在流固耦合交界面上,既要保证运动学条件(法向速度保持连续),又要满足力连续条件(法向力保持连续).

(1)无穷远条件(又称 Sommerfeld 辐射条件)

$$\lim_{r \to \infty} \left(\frac{\partial p(t)}{\partial r} + \frac{1}{c} \dot{p}(t) \right) = 0 \tag{4}$$

数值计算中将 10 倍于螺旋桨直径的流体边界设定为无穷远条件.

(2)自由表面边界条件

$$p(t) = 0 \tag{5}$$

2 流固耦合有限元计算

对螺旋桨结构进行流固耦合数值分析,属于 实际工程分析与应用问题,此类复杂有限元模型 计算需要足够多的有限元单元和自由度数目,才 能得到精确结果.由于桨叶的厚度变化较大,本文使用三维模型,以满足高次特征值与高精度的结果要求.在流体介质水中使用声体单元模型.

本文选用成熟的有限元计算程序 ANSYS, 对其中的单元进行组合,对流固耦合模态进行求 解.

2.1 螺旋桨有限元模型建立

本文采用的螺旋桨是国内制造的某 100 m 内河双桨渔船的实桨,主要参数为直径 D=462.50 mm,轴外径 $d_1=102.25$ mm,轴内径 $d_2=$ 30.00 mm,实桨材料为铝青铜,密度为 7.8×10^3 kg/m³,材料弹性模量为 120 GPa,泊松比为 0.34.给定的螺旋桨是四叶桨,根据上述原理和公式,采用 ANSYS 程序对螺旋桨结构进行模态分析,逆向建立的叶片计算模型几乎完全逼近真实叶片形状.螺旋桨桨叶有限元模型和实物模型比较如图 2 所示.

2.2 在空气中模态数值计算

本文首先对螺旋桨在空气中的振动模态进行分析,采用四叶桨进行结构有限元振动分析.然后使用同样的块体单元建立单片桨叶有限元模型.假设将模型放置在空气中,对螺旋桨进行模态分析.空气介质在本文中使用 FLUID 声体单元进行划分,空气的密度设为 1, 29 kg/m³,空气中的



(a) 有限元模型 1



(b) 实物模型 1



(c) 有限元模型 2



(d) 实物模型 2

图 2 螺旋桨桨叶有限元模型和实物模型 Fig 2 Propeller blade finite element model and

Fig. 2 Propeller blade finite element model and physical model

声速为 313.3 m/s. 用于比较空气中流固耦合有限元计算与结构有限元方法计算的差别.

将流场和螺旋桨结构耦合构造在同一控制方程下,在单一时间步内,对所有变量进行求解.位移自由度在流固边界上有效,除落在界面上的随结构移动的节点外,其他都是固定在空间中的.界面上的一层流体单元被定义为耦合单元,选中落在界面上的节点定义为 FSI 荷载的作用点,与流体单元共享,实现直接耦合关系.采用 ANSYS 求解器中提供的 PCG 兰索斯(Lanczos)方法,计算固有频率,计算结果见表 1.

表 1 空气中固有频率计算结果

Tab. 1 Calculation results of natural frequency in air

4≓ ≖1	固有频	偏差/%	
振型	四叶桨真空中	单叶桨空气中	''佣左//0
一阶挥舞	234.87	232.67	-1.62
一阶挥舞扭转耦合	682.61	686.12	-0.61
一阶扭转	756.79	777.57	2.48
二阶挥舞	1 275.57	1 248.38	4.19
二阶扭转	1 385.87	1 460.39	4.33

叶片固有频率的计算精度,在很大程度上说明了稳态应力场分析的精确度和单元模型选取是否合适,分析方法是否适用.

2.3 流固耦合数值计算

与空气场相似,水介质流场的流固耦合分析中,流体密度为 1.03×10³ kg/m³,水中声速为 1500 m/s.采用直接耦合法确定壳体与流体单元 之间映射关系,虽然对计算资源要求高,但是省时、精度高、收敛性好、适应性高、求解容易.求解运动方程,计算结果见表 2.

表 2 水中固有频率计算结果

Tab. 2 Calculation results of natural frequency in water

振型	固有频率/Hz		京屋本 1/0/
	单叶桨空气中	单叶桨水中	衰减率 λ/%
一阶挥舞	232.67	143.63	38. 27
一阶挥舞扭转耦合	686.12	496.15	27.69
一阶扭转	777.57	567.44	27.02
二阶挥舞	1 248.38	1 021.19	18.20
二阶扭转	1 460.39	1 141.09	21.86

3 模态实验

为对计算结果进行校核,本文分别在空气中和水中,对螺旋桨进行瞬态激励实验.整个实验过程在室温条件下进行,将叶片固定在实验台基础上,使用敲击锤 MSC-1 击打叶片产生脉冲输入信号,振动测试系统连接加速度传感器和压电式力传感器,实时记录力锤在激励时的锤击力.选取叶梢45 号实验点为响应位置,放置加速度传感器JC-6 2526,获取叶片在激励作用下的输出信号至7021 电容放大器,将采集的信号经过 306DF 信号处理器传输至分析系统 DASP,测取叶片的固有频率和模态振型,如图 3 所示.

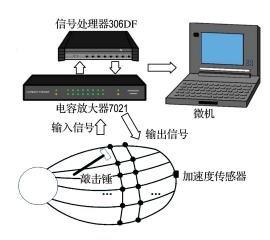


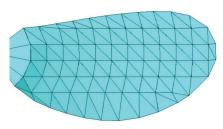
图 3 叶片振动特性实验

Fig. 3 Experiment of blade vibration characteristic

为了保证空气中叶片计算模型对实际模型的 拟真度,桨叶表面选取与计算模型相对应的 77 个 激振点,布置的实验点紧凑,所以可以采集足够多 实验点的数据(如图 4 所示).



(a) 实验点



(b) 计算节点

图 4 实验点与计算节点布置图

Fig. 4 Layout of the experimental points and computational nodes

空气中的实验,采用多点激励、单点响应的方法,固定螺旋桨轴载处,拾取各实验点信号.水中振动实验,在足够大的水域进行,采取单点敲击、单点拾振的方法进行测量.当测得螺旋桨在空气中和水中动力特性的信号后,绘制振型图,采用筛选法,确认响应的固有模态,并将各阶模态实验值列于表3中.

表 3 结构模态实验固有频率

Tab. 3 Natural frequency of structural modal experiments

振型	固有频率/Hz		衰减率 λ/%
派型	空气中	水中	及侧竿 A/ 70
一阶挥舞	232.03	146.48	36.87
一阶挥舞扭转耦合	500.49	419.92	16.10
一阶扭转	712.89	576.12	19.19
二阶挥舞	988.79	732.42	25.93
二阶扭转	1 120.60	957.80	14.53

将实验得到的测试频率与数值计算得到的有限元频率进行对比,见表 4、5.

表 4 空气中计算结果与实验结果的固有频率 Tab. 4 Natural frequency of computational and

experimental results in air

干模态振型	固有频率/Hz		误差/%
	计算结果	实验结果	· 庆左/ /0
一阶挥舞	231.61	232.03	0.18
一阶挥舞扭转耦合	668.92	500.49	-33.65
一阶扭转	752.51	712.89	-5.56
二阶挥舞	1 075.20	988.79	-8.74
二阶扭转	1 375.80	1 120.60	-22.77

表 5 水中计算结果与实验结果的固有频率 Tab. 5 Natural frequency of computational and

experimental results in water

流固耦合振型	固有频率/Hz		误差/%
	计算结果	实验结果	· 庆左//0
一阶挥舞	143.63	146.48	1.95
一阶挥舞扭转耦合	496.15	419.92	-18.15
一阶扭转	567.44	576.12	1.51
二阶挥舞	1 021.19	732.42	-39.43
二阶扭转	1 141.09	957.80	-19.14

4 经验公式估算流固耦合振动

4.1 基础频率估算公式

对有关涡轮和压缩机叶片等构件流固耦合问题的探讨,通常依赖于弹性问题的数学公式,因此并不适用于螺旋桨直接应用. 多年来也涌现一些设计方案,相对于较高纵横比的叶片有效^[17]. 针对螺旋桨桨叶结构特点, Baker 提出了螺旋桨桨叶基础频率的初始估算方法^[6]. 本文针对 Baker 提出的估算公式做出修正,得到空气中螺旋桨桨叶的基本频率经验计算公式(6)和(7). 该估算公式具有近似合理、简单易用的优点,即使不应用先进的计算设备,也可以得到较准确的基本频率值.

基于测试和计算使用的模型,一阶挥舞频率的估计公式如下:

$$f_{\rm a} = \frac{0.109}{(R - r_{\rm b})^2} \sqrt{\left(\frac{gE}{\rho}\right) \left(\frac{\bar{t}}{\bar{c}}\right) c_{\rm h} t_{\rm h}} \tag{6}$$

式中:R 为螺旋桨直径, r_h 为叶根直径,g 为重力加速度,E 为弹性模量, ρ 为材料密度, \bar{t} 为桨叶平均厚度, \bar{c} 为桨叶平均弦长, t_h 为桨叶根部厚度, c_h 为桨叶根部弦长.

基于测试和计算使用的模型,一阶扭转频率的估计公式如下:

$$f_{a}' = \frac{0.647}{(R - r_{h})} \left(\frac{t_{0.5}}{c_{0.5}}\right) \left(\frac{c_{h}}{\overline{c}}\right) \sqrt{\frac{gG}{\rho}}$$
 (7)

式中:G 为剪切模量, $t_{0.5}$ 、 $c_{0.5}$ 分别为桨叶在 0.5R 处的厚度和弦长.

根据式(6)、(7)得到给定的螺旋桨结构基础固有频率和一阶扭转频率见表 6.

表 6 空气中公式推导得到的固有频率

Tab. 6 Natural frequency derived from formula in air

振型	计算结果/Hz	实验结果/Hz	估算值/Hz
一阶挥舞	231.61	232.03	233.32
一阶扭转	752.51	712.89	746.80

4.2 流固耦合衰减系数 λ

流固耦合固有频率要低于空气中的值,叶片的振动传递到水中,从而增加了叶片动态行为所激发的水的质量,当叶片周围水的质量增加,系统的共振频率可能会降低.图 5 为部分文献对螺旋桨进行的数值计算和实验的汇总,其中横坐标为模态阶数 *i*,纵坐标为衰减系数 *\lambda*.

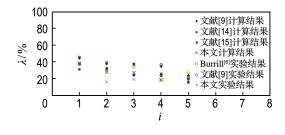


图 5 衰减系数结果汇总

Fig. 5 Summary of attenuation coefficients results

根据之前的研究成果,保留相关数据,对结果作相应的归纳总结.简化后提炼出满足工程实用的结论,得出对基础模态流固耦合衰减系数 λ 的值是 0.38.

$$\lambda = 1 - \sqrt{\frac{m_1}{m_1 + m_w}} \approx 0.38$$
 (8)

其中 m_1 为等效桨叶质量, m_w 为附连水质量.

将给定的衰减系数代入固有频率经验公式, 在流固耦合状态下,螺旋桨的流固耦合基础频率 推算公式为

$$f_{\rm w} = (1 - \lambda) f_{\rm a} \approx 0.62 f_{\rm a}$$
 (9)

在得到螺旋桨几何尺寸的情况下,可以直接结合空气中螺旋桨估算公式与衰减系数,得到一 阶流固耦合振动频率.

$$f_{\mathbf{w}}' = 0.62 \frac{0.109}{(R - r_{\mathbf{h}})^2} \sqrt{\left(\frac{gE}{\rho}\right) \left(\frac{\bar{t}}{\bar{c}}\right) c_{\mathbf{h}} t_{\mathbf{h}}} = \frac{0.067 6}{(R - r_{\mathbf{h}})^2} \sqrt{\left(\frac{gE}{\rho}\right) \left(\frac{\bar{t}}{\bar{c}}\right) c_{\mathbf{h}} t_{\mathbf{h}}}$$
(10)

在有详细几何参数的情况下,可以结合流固 耦合衰减系数 λ ,对流固耦合基础频率进行直接 计算.将包括本文方法得到的结果与部分文献的 研究结果列表对比(表 7).

表 7 水中固有频率估算结果比较

Tab. 7 Comparison of estimation results of natural frequency in water

结果 -		固有	误差/%	
		参考值 公式法计算值		
计算结果	文献[9]	315.42	352.56	10.53
	文献[14]	686.54	618.26	-11.04
	文献[15]	19.27	19.31	-1.82
	本文	143.64	144.25	0.43
实验结果	Burrill ^[6]	100.00	99.20	-0.81
	文献[9]	300.00	342.61	12.44
	本文	146.48	143.86	0.19

对比发现本文经验公式估算的螺旋桨桨叶流 固耦合基础频率结果存在一定误差,然而优点在 于快速有效,适用于初始阶段的估算.为得到更精 确的结果,有必要采用 FEM 有限元或者 FEM-BEM 相结合的方法,进一步精确计算结果.

5 结 论

(1) ANSYS 数值计算结果与实验结果趋势保持一致,一阶挥舞和一阶扭转两个模态是最主要的振型,振幅也较大,为主要的研究目标.通过比较结果发现,此两种振型的实验与数值计算之间存在误差,但是误差值不大.本文方法对水下复杂结构振动的数值计算有效,使用已有的有限元工具进行计算,不仅精度高而且成本低、消耗少.

(2)受实验条件所限,实验过程存在一定的误差:①有限元模态计算的约束条件无法与实验过程中的一致,会引入一定的约束误差.②在实验过程中,敲击锤与叶片表面的接触频率可能会导致功率谱的波动,影响测试频率的精度.③在叶梢处放置传感器,一定程度上改变了质量分布情况.④在水中的实验,受实验条件所限,只能选取最优值.总体而言,本文进行的实验与数值计算的结果

基本接近.

- (3)分析螺旋桨在空气中和半无限域水中的振动固有特性结果,螺旋桨在水中固有频率较空气中有明显降低.频率衰减与振型和模态阶数相关,低阶振动如一阶挥舞,衰减系数较高,但是随着频率增加,激振能量降低,附连水质量减少,使得衰减系数降低.所以,当螺旋桨在水中低频振动时,不能忽略周围流体对螺旋桨的频率影响.
- (4)在应用现有数值技术(如 FEM 等)和先进实验设备(如光谱测振仪等)的同时,会有其他的研究者将更新的技术加入螺旋桨设计中;然而对于螺旋桨设计的发展不仅依靠于技术的发展,还取决于工程应用的可行性.通过与本文计算结果和实验结果的对比发现:本文提出的螺旋桨在空气中和水中的一阶挥舞振动固有频率的经验估算公式和一阶扭转振动固有频率的经验估算公式满足估算要求,可以提供一定的概念和应用参考依据.

参考文献:

- [1] 邢景棠,周 盛,崔尔杰. 流固耦合力学概述 [J]. 力学进展, 1997, **27**(1):19-38.

 XING Jingtang, ZHOU Sheng, CUI Erjie. A survey on the fluid-solid interaction mechanics [J].

 Advances in Mechanics, 1997, **27**(1):19-38. (in Chinese)
- [2] 孙 洋,赵德有.流固耦合理论在船体总振动附加水质量研究中的应用 [J]. 中国海洋平台,2008,23(3):22-27.

 SUN Yang, ZHAO Deyou. The application on additional water mass of ship's overall vibration by
 - the fluid-structure coupling theory [J]. China
 Offshore Platform, 2008, 23 (3): 22-27. (in
 - Chinese)
- [3] 裴智勇,吴卫国,翁长俭. 高速船舱壁加筋板流固耦合振动分析 [J]. 工程力学, 2003, **20**(2):159-162. PEI Zhiyong, WU Weiguo, WENG Changjian. Fluid-structure interaction vibration analysis of bulkhead stiffened plate of high-speed ship [J]. Engineering Mechanics, 2003, **20**(2):159-162. (in Chinese)
- [4] 杜建镔,王勖成. 旋转周期性含液容器的流固耦合 动力特性分析(I)[J]. 清华大学学报(自然科学版), 1999, **39**(8):108-111.

- DU Jianbin, WANG Xucheng. Fluid-structure coupling dynamic characteristic analysis for rotationally periodic liquid-filled vessel (I) [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 1999, 39(8):108-111. (in Chinese)
- [5] 杜建镇,王勖成.旋转周期性含液容器的流固耦合动力特性分析(Ⅱ)[J].清华大学学报(自然科学版),1999,39(8):112-116.

 DU Jianbin, WANG Xucheng. Fluid-structure coupling dynamic characteristic analysis for rotationally periodic liquid-filled vessel(Ⅱ)[J].

 Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 1999, 39(8):112-116. (in Chinese)
- [6] CARLTON J S. Marine Propellers and Propulsion [M]. 2nd ed. Burlington: Elsevier Ltd., 2007.
- [7] 索志强. 船舶水弹性力学分析中的边界条件问题[J]. 海军工程学院学报,1989(2):32-40.

 SUO Zhiqiang. Boundary conditions in ship hydroelastic mechanics analysis [J]. Journal of Naval Academy of Engineering, 1989(2):32-40. (in Chinese)
- [8] 索志强,郭日修. 船舶尾部结构振动计算 [J]. 海军工程学院学报, 1992(4):17-22.
 SUO Zhiqiang, GUO Rixiu. The calculation for the vibration of ship stern structures [J]. Journal of Naval Academy of Engineering, 1992(4):17-22. (in Chinese)
- [9] SUO Zhiqiang, GUO Rixiu. Hydroelasticity of rotating bodies-theory and application [J]. Marine Structures, 1996, 9(6):631-646.
- [10] 沈惠明,赵德有,罗志雍. 流固耦合振动问题的特征 值解法 [J]. 大连理工大学学报,1990,30(3):369-372.
 - SHEN Huiming, ZHAO Deyou, LUO Zhiyong. Solution to eigenvalues of fluid-solid coupling vibration problem [J]. Journal of Dalian University of Technology, 1990, 30(3):369-372. (in Chinese)
- [11] 郑治国,赵德有,王镐章、螺旋桨的流固耦合动力分析 [J]. 大连理工大学学报,1996,36(2):219-223. ZHENG Zhiguo, ZHAO Deyou, WANG Gaozhang. Fluid-structure coupling kinetic analysis of propellers [J]. Journal of Dalian University of Technology, 1996,36(2):219-223. (in Chinese)
- [12] 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 Jiamin, ZHAO Deyou, MA Jun. Dynamic analysis of propeller blades [J]. **Journal of Dalian University of Technology**, 2000, **40**(6):737-740. (in Chinese)

- [13] 娄本强. 螺旋桨桨叶流固耦合动力分析与实验研究 [D]. 大连:大连理工大学,2008.
 - LOU Benqiang. Fluid-structure coupling dynamic characteristic analysis of underwater propeller based on FEM and test [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2008. (in Chinese)
- [14] 吴思远. 船用螺旋桨叶片振动噪声分析研究 [D]. 大连:大连理工大学, 2013.
 - WU Siyuan. Analysis of vibration and acoustic radiation of propeller blades [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2013. (in Chinese)
- [15] 任 弘. 螺旋桨水弹性振动及噪声分析 [D]. 大连:大连海事大学,2015.

REN Hong. Hydroelastic vibration and noise of a

- marine propeller [D]. Dalian: Dalian Maritime University, 2015. (in Chinese)
- [16] 李小军,朱汉华,许浩然,等. 水介质对船舶轴桨组合振动模态影响[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版),2017,41(6):1005-1008,1012.
 - 字与工程版), 2017, 41(6):1005-1008,1012.

 LI Xiaojun, ZHU Hanhua, XU Haoran, et al.

 Influence of aqueous medium on the vibration modality of shaft-propeller system in ship [J].

 Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering), 2017, 41(6):1005-1008, 1012. (in Chinese)
- [17] 朱文若,高忠信,陆 力,等. 离心泵叶轮水中固有 频率经验下降系数分析及优化[J]. 水利学报, 2013, **44**(12):1455-1461.

ZHU Wenruo, GAO Zhongxin, LU Li, et al. Analysis and optimization on natural frequencies depreciation coefficient of centrifugal pump impeller in water [J]. **Journal of Hydraulic Engineering**, 2013, **44**(12):1455-1461. (in Chinese)

FSI vibrations characteristics analysis of marine propeller

LOU Benqiang, Jl Chunyan*

(School of Naval Architecture & Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China)

Abstract: On the voyage of merchant vessel, it is necessary to avoid the resonance when the hydro excited force drives the propeller around a specific frequency. Strong coupling numerical simulation and transient modal experiment are used to analyze the natural fluid-structure interaction (FSI) vibration characteristics of propeller blades in air and in immersed still water field. It is discovered among the results that good agreement is achieved between FEM and experiment; furthermore, strong coupling numerical simulation has the merit of quick convergence and high precision. According to the practical demand of industry, a simple formula is brought out for the prediction of fundamental frequency, which has a great advantage of accuracy, and being time efficient for initial design.

Key words: propeller vibration; fluid-structure interaction (FSI); transient modal experiment; strong coupling numerical simulation; formula estimation methods