

文章编号: 1007-7294(2024)07-1063-10

推进轴系弯-纵耦合非线性效应对 推力测量精度影响研究

邹冬林¹, 马相龙², 吴昊², 薛林¹, 杨宇泽¹,
塔娜¹, 饶柱石^{1,3}

(1. 上海交通大学 振动、冲击、噪声研究所; 机械系统与振动国家重点实验室, 上海 200240;
2. 上海船舶设备研究所, 上海 200031; 3. 高新船舶与深海开发装备协同创新中心, 上海 200240)

摘要: 高精度监测推进轴系推力对船舶快速性预报、船-机-桨优化匹配及轴系健康管理等具有重要意义。然而, 对于超长推进轴系, 由于其跨距大、细长比(轴系半径与长度之比)小、且承受推力大, 此时轴系将产生严重弯-纵耦合非线性变形。这将对基于应变或变形位移等形变信息来测量推力的方法产生重要影响。因此, 本文研究推进轴系弯-纵耦合非线性效应对推力测量精度的影响。考虑 Von Karman 非线性位移-应变关系, 利用 Hamilton 变分原理结合有限元方法建立推进轴系非线性力学模型, 研究弯-纵耦合效应对轴系变形位移和应变的影响规律, 以及由此引起的推力测量误差。研究结果表明: 在低转速时, 轴系弯-纵耦合效应较弱, 对推力测量影响很小; 高转速时, 忽略轴系弯-纵耦合效应将引起较大测量误差(240 r/min 时, 误差可达 13.95%); 测点越靠近螺旋桨, 弯-纵耦合效应越强, 推力测量误差越大, 因此将测点布置在轴系前端推力轴承附近可有效减少轴系弯-纵耦合效应引起的测量误差。研究结果对跨度大、细长比小的超长轴系推力测量有指导意义。

关键词: 推进轴系; 推力测量; 非线性; 弯-纵耦合; 有限元法

中图分类号: O327 O351.3 U664.21 文献标识码: A doi: 10.3969/j.issn.1007-7294.2024.07.009

Influence of bending-longitudinal coupling nonlinear effect of a propulsion shafting on the thrust measurement accuracy

ZOU Dong-lin¹, MA Xiang-long², WU Hao², XUE Lin¹, YANG Yu-ze¹,
TA Na¹, RAO Zhu-shi^{1,3}

(1. Institute of Vibration, Shock and Noise; State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China; 2. Shanghai Marine Equipment Research Institute, Shanghai 200031, China; 3. Collaborative Innovation Center for Advanced Ship and Deep-Sea Exploration, Shanghai 200240, China)

Abstract: High-precision monitoring of the thrust of the propulsion shafting is of great significance for the ship rapidity prediction, hull-engine-propeller matching, and health management of the shaft. However, for the super-long propulsion shafting, because of its large span, small slenderness ratio (ratio of the radius to the length of the shaft) and large thrust, the shaft will produce severe bending-longitudinal coupling nonlin-

收稿日期: 2024-01-09

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(12372055); 中国船舶集团有限公司-上海交通大学海洋装备前瞻创新
联合基金资助项目(GC3270001/022)

作者简介: 邹冬林(1987-), 男, 助理研究员, 博士, E-mail: zoudonglin.520@sjtu.edu.cn;

饶柱石(1962-), 男, 教授, 博士生导师, 通讯作者, E-mail: zsrhao@sjtu.edu.cn。

ear deformation, which will have an important influence on the thrust measurement based on deformation information such as strain or displacement. Therefore, the bending-longitudinal coupling nonlinear effect of the propulsion shafting on the thrust measurement accuracy was studied. Considering the Von Karman nonlinear displacement-strain relationship, a nonlinear mechanical model of the propulsion shaft was established by using the Hamilton variational principle combined with the finite element method. The bending-longitudinal coupling effect on the displacement, strain and thrust measurement errors was studied. The results show that at low rotation speeds, the bending-longitudinal coupling effect is weak and has little effect on the thrust measurement. However, at high rotational speeds, ignoring the bending-longitudinal coupling effect will cause large measurement errors (the error can reach 13.95% at 240 r/min). Besides, the closer the measuring point is to the propeller, the stronger the bending-longitudinal coupling effect will be, and the larger the thrust measurement errors will be. Therefore, arranging the measuring point near the thrust bearing at the front end of the shaft can effectively reduce the measurement errors caused by the bending-longitudinal coupling effect. The research results have guiding significance for the thrust measurement of super-long shafts with large spans and small slenderness ratios.

Key words: propulsion shaft; measurement of thrust; nonlinearity; bending-longitudinal coupling; finite element method

0 引 言

动力推进系统作为船舶的心脏,其运行稳定性和可靠性直接影响整船营运性能。为适应不同航行工况和高机动性要求,在较大转速范围、不同工况下均能提供所需推力是船舶动力推进系统的一个重要性能。为此,需高精度地监测推进系统在各种复杂工况下的推力,为船舶快速性预报、航行状态监测、船-机-桨优化匹配提供准确的数据^[1-2]。同时,船舶长期运行将使螺旋桨和船底积累附着物,进而导致螺旋桨推力下降、船舶航速降低。由于无法实时准确掌握推力变化,已经引发多起为保证航速指标而致使主机超负荷损毁事故。因此,准确监测推力可为船舶污底污桨视情维保提供有力保障^[3]。总之,准确测量推进系统推力具有非常重要的意义。

目前,国内外对螺旋桨推力的研究主要集中在理论研究上,从早期的升力线法^[4]发展到升力面法^[5],再发展到后来的面元法(边界元法)^[6],到最近被广泛采用的CFD方法,包括雷诺平均法(RANS)^[7]、大涡模拟法(LES)^[8]、分离涡法(DES)^[9]等。计算方法的进步使得螺旋桨推力预报精度越来越高,适用范围越来越广。此外,除了理论研究外,研究人员亦利用实验测量技术研究了推进轴系推力特性^[10-12]。测试方法包括在桨毂中布置测力传感器^[13]、在桨叶上布置压力传感器^[14]、在推力轴承中布置力传感器^[15]、或在轴系上布置激光位移传感器^[16]或应变片^[17-19]等。然而,对于大型船舶超长轴系,由于其跨度大(相邻轴承间长度可超十米),细长比小(指轴系截面回转半径与轴系长度之比),此时轴系弯曲变形与纵向变形间易产生非线性耦合变形,即弯-纵耦合效应。众所周知,对于线性梁,在外载荷作用下其纵向变形与弯曲变形相互独立、互不影响。然而,当梁产生弯-纵耦合非线性效应时,其力学行为与线性梁完全不同,最典型特征是弯曲力将引起梁纵向方向的非线性变形,纵向力亦将引起梁弯曲方向的非线性变形^[20]。因此,对于跨距大、细长比小的超长推进轴系,当其产生弯-纵耦合非线性效应时,基于应变或变形位移等形变信息来测量推力的方法将产生误差,因为此时螺旋桨推力产生的纵向应变信号中亦将包含螺旋桨弯曲力引起的纵向非线性应变,两者彼此耦合,相互混叠,且无法通过简单信号处理方法消除(比如上下应变信号相加)。因此,有必要研究轴系弯-纵耦合非线性效应对轴系变形位移及应变影响规律,及由此引起的推力测量误差,为高精度测试推力提供理论支撑。

近年来,国内外学者对梁或轴系产生弯-纵耦合非线性效应时的动力学特性开展了广泛研究。比

如胡义等^[21]利用有限元法研究了梁在弯-纵耦合作用下的强迫振动特性,研究表明弯-纵耦合效应将使响应中产生多频现象;Hosseini等^[22-24]利用多尺度法研究了轴系在弯-纵耦合非线性作用下的自由振动与主共振响应,揭示了响应中的跳跃现象。类似地,Khadem等^[25]亦研究了轴系产生弯-纵耦合非线性效应时的主共振响应;Ishida等^[26]研究了非对称轴系在弯-纵耦合效应下的内共振行为;吴涛等^[27]应用多尺度法研究了均匀转速、顺臂安装下悬臂梁的主参激共振与外激励1/2次亚谐共振同时作用时梁的动力学响应。上述研究均是针对梁或普通轴系,未涉及船舶推进轴系。邹冬林等^[28-30]首次建立了超长推进轴系弯-纵耦合非线性动力学模型,利用有限元法和多尺度法研究了其在叶频激励下的主共振、超谐共振行为,阐明了响应中的跳跃机制及轴系发生内共振时的能量转移规律。同时其研究指出,增加后艉轴承刚度可抑制轴系弯-纵耦合效应,增加前艉轴承以及推力轴承刚度则增强其弯-纵耦合效应,而改变中间轴承对其弯-纵耦合效应影响很小。总之,所有这些文献均充分揭示了梁或轴系发生弯-纵耦合非线性效应时,将产生与线性系统完全不同的动力学行为,比如主共振、超谐共振及亚谐共振等非线性现象。因此,不能忽略轴系弯-纵耦合效应对轴系力学特性的影响。

然而,目前尚未有文献研究大跨度超长推进轴系产生弯-纵耦合非线性效应时,纵向形变(如应变与变形位移)的变化规律,及其对以基于形变信息来监测推力方法的影响。鉴于此,本文开展了相关研究,首先考虑 Von Karman 非线性位移-应变关系,利用 Hamilton 变分原理与有限元方法建立推进轴系非线性有限元模型,推导轴系弯-纵耦合效应下的非线性刚度矩阵;其次,基于该力学模型研究弯-纵耦合非线性效应对纵向应变及纵向位移的影响规律;最后,评估弯-纵耦合效应对推力测量误差的影响。

1 有限元动力学模型

如图1所示,典型船舶推进轴系由螺旋桨、后艉轴承、前艉轴承、中间轴承和推力轴承等组成。

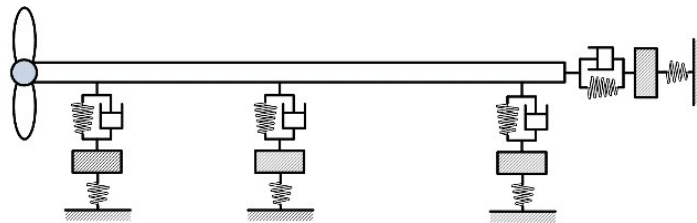
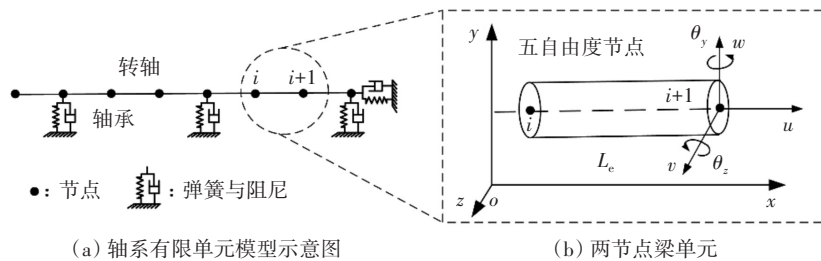


图1 船舶推进轴系简图

Fig.1 Schematic of marine propulsion shafting

将轴系简化为 Rayleigh 梁模型,利用有限元法计算轴系的弯曲与纵向变形。如图2所示,设单元长度为 L_e ,每个节点包含五个自由度 $q^e = \{u, v, -\theta_y, w, \theta_z\}$,分别代表纵向变形位移、水平变形位移及相应转角、垂直变形位移及相应转角。其中, $-\theta_y = \partial v / \partial x, \theta_z = \partial w / \partial x$ 。考虑 Von Karman 非线性位移-应变关系,推导有限元非线性刚度矩阵,下面将详细阐述。



(a) 轴系有限元模型示意图

(b) 两节点梁单元

图2 有限元模型示意图

Fig.2 Schematic of the finite element model

轴系变形如图3所示,其中 $oxyz$ 为惯性坐标系, $o'\xi\eta\varsigma$ 为局部坐标系。设原点 o 的变形向量为 \mathbf{r}_0 , 则有

$$\mathbf{r}_0 = u\mathbf{i}_x + v\mathbf{i}_y + w\mathbf{i}_z \tag{1}$$

考虑轴截面上任意点 $P(x, y, z)$, 设其变形向量为 \mathbf{r} , 由 Rayleigh 梁假设可得

$$\mathbf{r} = \mathbf{r}_0 - yv'\mathbf{i}_x - zw'\mathbf{i}_x \tag{2}$$

式中, “'”表示对 x 求导。

由式(1)和式(2)可知, \mathbf{r} 在 $oxyz$ 中的投影为

$$r_1 = u - yv' - zw', \quad r_2 = v, \quad r_3 = w \tag{3}$$

Von Karman 非线性位移-应变关系^[31]可表示为

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial r_1}{\partial x} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial r_2}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial r_3}{\partial x} \right)^2 = u' - yv'' - zw'' + \frac{1}{2} (v')^2 + \frac{1}{2} (w')^2 \tag{4}$$

进一步, 单元轴段的应变势能可写成

$$\Pi^e = \frac{EA}{2} \int_0^{L_e} u'^2 dx + \frac{EI_d}{2} \int_0^{L_e} (v''^2 + w''^2) dx + \frac{EA}{8} \int_0^{L_e} [(v')^4 + (w')^4] dx + \frac{EA}{2} \int_0^{L_e} u'(v'^2 + w'^2) dx \tag{5}$$

式中, E 为弹性模量, A 为轴段截面积, I_d 为轴段截面惯性矩, 前两项为线性应变能, 后两项为弯纵耦合效应引起的非线性应变能。

由 Hamilton 变分原理可得

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} \Pi^e dt + \int_{t_1}^{t_2} \delta W dt = 0 \tag{6}$$

式中, W 为外力导致的虚功。单元位移场可表示为

$$u = N_a \mathbf{q}^e, \quad v = N_{b1} \mathbf{q}^e, \quad -\theta_y = \frac{\partial v}{\partial x} = N'_{b1} \mathbf{q}^e, \quad w = N_{b2} \mathbf{q}^e, \quad \theta_z = \frac{\partial w}{\partial x} = N'_{b2} \mathbf{q}^e \tag{7}$$

式中: N_a 为纵向位移形函数; N_{b1} 为水平位移形函数; N_{b2} 为垂直位移形函数, 其表达式可参考文献[32]。

将式(7)代入式(5)与式(6), 基于势能最小原理可得单元的刚度矩阵 K^e 。

$$K^e = K_1^e + K_2^e + K_3^e \tag{8}$$

式中, K_1^e 为线性刚度矩阵, 由式(5)中第一、二项产生; K_2^e 为一次非线性刚度矩阵, 由式(5)中第四项产生; K_3^e 为二次非线性刚度矩阵, 由式(5)中第三项产生。其具体表达式如下:

$$K_1^e = \frac{EI_d}{L^3} \begin{bmatrix} \frac{L^2 A}{I_d} & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{L^2 A}{I_d} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 12 & 6L & 0 & 0 & 0 & -12 & 6L & 0 & 0 \\ 0 & 6L & 4L^2 & 0 & 0 & 0 & -6L & 2L^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 12 & 6L & 0 & 0 & 0 & -12 & 6L \\ 0 & 0 & 0 & 6L & 4L^2 & 0 & 0 & 0 & -6L & 2L^2 \\ -\frac{L^2 A}{I_d} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{L^2 A}{I_d} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 0 & 0 & 12 & -6L & 0 & 0 \\ 0 & 6L & 2L^2 & 0 & 0 & 0 & -6L & 4L^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -12 & -6L & 0 & 0 & 0 & 12 & -6L \\ 0 & 0 & 0 & 6L & 2L^2 & 0 & 0 & 0 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \tag{9}$$

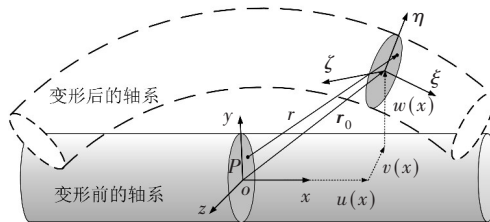


图3 轴系变形及坐标系示意图

Fig.3 Deformation of the rotating shaft, inertial and local coordinates

$$K_2^e = \frac{EA}{2L} \begin{bmatrix} 0 & a & b & c & d & 0 & -a & e & -c & f \\ a & 0 & 0 & 0 & 0 & -a & 0 & 0 & 0 & 0 \\ b & 0 & 0 & 0 & 0 & -b & 0 & 0 & 0 & 0 \\ c & 0 & 0 & 0 & 0 & -c & 0 & 0 & 0 & 0 \\ d & 0 & 0 & 0 & 0 & -d & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -a & -b & -c & -d & 0 & a & -e & c & -f \\ -a & 0 & 0 & 0 & 0 & a & 0 & 0 & 0 & 0 \\ e & 0 & 0 & 0 & 0 & -e & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c & 0 & 0 & 0 & 0 & c & 0 & 0 & 0 & 0 \\ f & 0 & 0 & 0 & 0 & -f & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中, $a = \frac{6(v_2 - v_1)}{5L} - \frac{\theta_{y1} + \theta_{y2}}{10}$, $b = \frac{v_2 - v_1}{10} + \frac{L(\theta_{y2} - 4\theta_{y1})}{30}$, $c = \frac{6(w_2 - w_1)}{5L} - \frac{\theta_{z1} + \theta_{z2}}{10}$, $d = \frac{w_2 - w_1}{10} + \frac{L(\theta_{z2} - 4\theta_{z1})}{30}$, $e = \frac{v_2 - v_1}{10} + \frac{L(\theta_{y1} - 4\theta_{y2})}{30}$, $f = \frac{w_2 - w_1}{10} + \frac{L(\theta_{z1} - 4\theta_{z2})}{30}$

$$K_3^e = \frac{EA}{4L} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \bar{a} & \bar{b} & 0 & 0 & 0 & -\bar{a} & \bar{c} & 0 & 0 \\ 0 & \bar{b} & \bar{d} & 0 & 0 & 0 & -\bar{b} & \bar{e} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{f} & \bar{g} & 0 & 0 & 0 & -\bar{f} & \bar{h} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{g} & \bar{i} & 0 & 0 & 0 & -\bar{g} & \bar{j} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\bar{a} & -\bar{b} & 0 & 0 & 0 & \bar{a} & -\bar{c} & 0 & 0 \\ 0 & \bar{c} & \bar{e} & 0 & 0 & 0 & -\bar{c} & \bar{k} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\bar{f} & -\bar{g} & 0 & 0 & 0 & \bar{f} & \bar{l} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{h} & \bar{j} & 0 & 0 & 0 & \bar{l} & \bar{m} \end{bmatrix} \quad (11)$$

式中, $\bar{a} = \frac{72(v_1 - v_2)^2}{35L^2} + \frac{18(v_1 - v_2)(\theta_{y1} + \theta_{y2})}{35L} + \frac{3(\theta_{y1}^2 + \theta_{y2}^2)}{35}$, $\bar{b} = \frac{9(v_1 - v_2)^2}{35L} + \frac{6\theta_{y1}(v_1 - v_2)}{35} + \frac{L(\theta_{y2}^2 + 2\theta_{y1}\theta_{y2} - \theta_{y1}^2)}{140}$, $\bar{c} = \frac{9(v_1 - v_2)^2}{35L} + \frac{6\theta_{y2}(v_1 - v_2)}{35} + \frac{L(\theta_{y1}^2 + 2\theta_{y1}\theta_{y2} - \theta_{y2}^2)}{140}$, $\bar{d} = \frac{L(w_1 - w_2)(\theta_{z1} + \theta_{z2})}{70} + \frac{L^2(4\theta_{z1}\theta_{z2} - 3\theta_{z1}^2 - 3\theta_{z2}^2)}{420}$, $\bar{e} = \frac{6\theta_{z2}(w_2 - w_1)}{35} - \frac{9(w_1 - w_2)^2}{35L} + \frac{L(\theta_{z2}^2 - 2\theta_{z1}\theta_{z2} - \theta_{z1}^2)}{140}$, $\bar{f} = \frac{3(v_1 - v_2)^2}{35} - \frac{L(v_1 - v_2)(\theta_{y1} - \theta_{y2})}{70} + \frac{L^2(12\theta_{y1}^2 - 3\theta_{y1}\theta_{y2} + \theta_{y2}^2)}{210}$, $\bar{g} = \frac{L(v_1 - v_2)(\theta_{y1} + \theta_{y2})}{70} + \frac{L^2(4\theta_{y1}\theta_{y2} - 3\theta_{y1}^2 - 3\theta_{y2}^2)}{420}$, $\bar{h} = \frac{72(w_1 - w_2)^2}{35L^2} + \frac{18(w_1 - w_2)(\theta_{z1} + \theta_{z2})}{35L} + \frac{3(\theta_{z1}^2 + \theta_{z2}^2)}{35}$, $\bar{i} = \frac{9(w_1 - w_2)^2}{35L} + \frac{6\theta_{z1}(w_1 - w_2)}{35} + \frac{L(\theta_{z2}^2 + 2\theta_{z1}\theta_{z2} - \theta_{z1}^2)}{140}$, $\bar{j} = \frac{3(w_1 - w_2)^2}{35} - \frac{L(w_1 - w_2)(\theta_{z1} - \theta_{z2})}{70} + \frac{L^2(12\theta_{z1}^2 - 3\theta_{z1}\theta_{z2} + \theta_{z2}^2)}{210}$, $\bar{k} = \frac{3(v_1 - v_2)^2}{35} + \frac{L(v_1 - v_2)(\theta_{y1} - \theta_{y2})}{70} + \frac{L^2(12\theta_{y2}^2 - 3\theta_{y1}\theta_{y2} + \theta_{y1}^2)}{210}$, $\bar{l} = \frac{3(w_1 - w_2)^2}{35} + \frac{L(w_1 - w_2)(\theta_{z1} - \theta_{z2})}{70} + \frac{L^2(12\theta_{z2}^2 - 3\theta_{z1}\theta_{z2} + \theta_{z1}^2)}{210}$

把单元刚度矩阵组装后,考虑支撑弹簧影响,得到轴系弯-纵耦合非线性静力学方程:

$$[\mathbf{K}(\mathbf{q})]\{\mathbf{q}\} = \{\mathbf{F}\} \quad (12)$$

式中: $[\mathbf{K}(\mathbf{q})]$ 为弯-纵耦合非线性效应下结构刚度矩阵,其中某些元素与变形位移有关; $\{\mathbf{q}\}$ 为变形位

移向量;{F}为载荷向量,包括螺旋桨水动力载荷及轴系重力。式(12)中,由于刚度矩阵[K(q)]与变形位移有关,因此其为非线性方程,本文采用牛顿-拉夫逊(Newton-Raphson)迭代方法求解。相邻两个步长间的位移迭代公式如下:

$$\{q\}^{k+1} = \{q\}^k - \left(\left[K(\{q\}^k) \right] + \frac{\partial \left[K(\{q\}^k) \right]}{\partial q} \cdot \{q\}^k \right)^{-1} \cdot \left(\left[K(\{q\}^k) \right] \cdot \{q\}^k - \{F\} \right) \tag{13}$$

式中,{q}^{k+1}与{q}^k分别为第k+1次与第k次迭代位移,(·)⁻¹代表矩阵求逆。

按式(13)计算,直至相邻两个迭代步的位移差满足收敛阈值即可。计算出变形位移后,即可求解轴系纵向应变与弯曲应变。

$$\varepsilon_{u,i} = \frac{du(x_i)}{dx} = \frac{u_{i+1} - u_i}{L_{e,i}}, \quad \varepsilon_{w,i} = -y \frac{d^2w(x_i)}{dx^2} = R_i \left(\frac{3w_i - 3w_{i+1}}{(L_{e,i})^2} + \frac{2\theta_{z,i} + \theta_{z,i+1}}{L_{e,i}} \right) \tag{14}$$

式中,ε_{u,i}为第i个节点处纵向应变,u_i为第i个节点处纵向变形,L_{e,i}为第i个单元长度,R_i为第i个节点处半径,w_i与θ_{z,i}为第i个节点处弯曲变形与转角(z表示自由度方向)。

2 仿真算例

以工程中某一实际船舶推进轴系为仿真算例,该轴系含有四个径向轴承和一个推力轴承,相邻两个轴承间跨度约为 8 m。为了方便描述轴系几何参数,假设其为均匀截面(本文建立的有限元模型可处理复杂几何轴系),详细尺寸如表 1 所示。

表 1 轴系几何与材料参数

Tab.1 Geometry and material parameters of the shaft

转轴主要参数		轴承主要参数		
轴长	30 m	轴承类型	刚度/(N·m ⁻¹)	与螺旋桨距离/m
轴截面外径	500 mm	后艉轴承	1×10 ⁸	3
轴截面内径	240 mm	前艉轴承	1×10 ⁸	11.7
杨氏模量	210 GPa	中间轴承 1	1×10 ⁸	19.8
泊松比	0.33	中间轴承 2	1×10 ⁸	27.9
密度	7800 kg/m ³	推力轴承	1×10 ⁹	27.9

螺旋桨采用 P4382 桨,其为五叶螺旋桨,侧斜角为 36°。文献[33]给出了其几何信息。假设螺旋桨直径为 5 m,在不同转速下其产生的推力可用如下公式计算:

$$F_T = K_T \cdot \rho \cdot D^4 \cdot n^2 \tag{15}$$

式中,F_T为推力(N);ρ为流体密度(kg/m³);D为螺旋桨直径(m);n为螺旋桨转速(r/s);K_T为推力系数,可查找螺旋桨敞水性能图谱获得,文献[33]指出在设计进速系数下,其值可取 0.25。表 2 给出不同转速速度下该螺旋桨产生的推力。

将表 2 中的螺旋桨推力、螺旋桨侧向力(取为静推力的 10%^[33])及重力载荷(螺旋桨质量为 11 吨)输入至式(12)中,即可求解推进轴系在弯-纵耦合非线性效应下的变形位移与应变。在轴系上选取三个监测点,监测点①位于轴系尾部(距螺旋桨位置 5 m 处),监测点②位于轴系中部(距离螺旋桨位置 15 m 处),监测点③位于轴系首部推

表 2 不同转速下 P4382 螺旋桨推力

Tab.2 Thrust force of the propeller P4382 at different rotation speeds

转速/(r·min ⁻¹)	60	120	180	240
螺旋桨推力/kN	156.3	625.0	1406.3	2500.0

力轴承附近(距离螺旋桨位置 25 m 处),分别监测这三个点的位移与应变。

图4~9为考虑弯-纵耦合效应后,三个监测点在不同转速下(即不同推力下)的纵向位移及应变情况。为了对比,本文亦采用线性模型(即忽略弯-纵耦合效应)计算三个监测点的位移与应变。其中,在计算位移时,计算位移传感器与测点间相对位移,传感器与测点布置如图11所示。

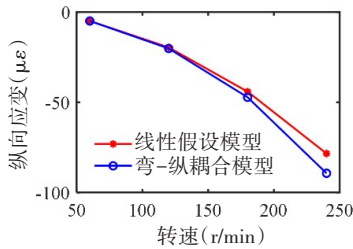


图4 监测点①处应变比较

Fig.4 Comparison of the strains at Monitoring Point 1

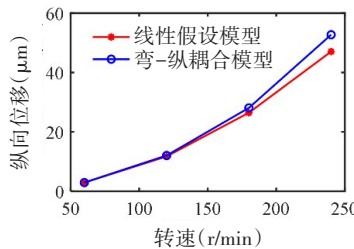


图5 监测点①处位移比较

Fig.5 Comparison of the displacements at Monitoring Point 1

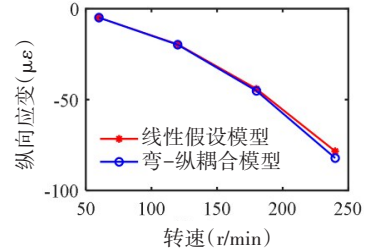


图6 监测点②处应变比较

Fig.6 Comparison of the strains at Monitoring Point 2

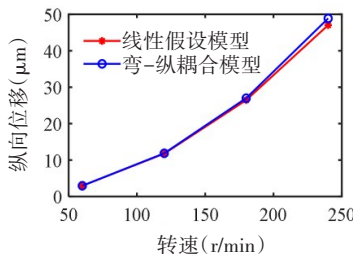


图7 监测点②处位移比较

Fig.7 Comparison of the displacements at Monitoring Point 2

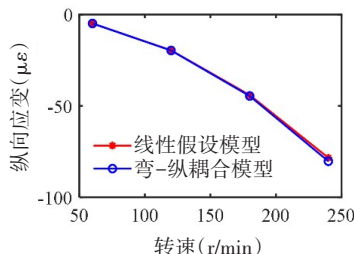


图8 监测点③处应变比较

Fig.8 Comparison of the strains at Monitoring Point 3

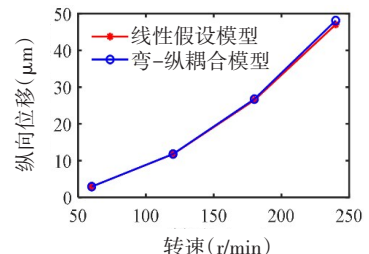


图9 监测点③处位移比较

Fig.9 Comparison of the displacements at Monitoring Point 3

从图4~9可获得如下结论:(1)在低转速下(推力很小),轴系弯-纵耦合效应较弱,非线性模型计算结果与线性模型结果相差很小,比如 60 r/min 时,监测点①的应变误差仅为 0.70%,位移误差仅为 0.58%,此时无需考虑轴系弯-纵耦合效应;(2)随着转速增加(推力增加),轴系弯-纵耦合效应变强,导致线性模型产生较大误差,比如 240 r/min 时,监测点①在线性模型下产生的应变误差为 13.95%,位移误差为 12.06%;(3)越靠近螺旋桨的监测点,轴系弯-纵耦合效应越强,因此线性模型产生的误差越大,比如 240 r/min 时,监测点③的应变误差为 2.39%,位移误差为 2.31%,远小于监测点①(分别为 13.95% 和 12.06%),这是因为靠近螺旋桨的轴段变形越大,轴系弯-纵耦合效应越强。

3 对推力测量影响

目前船舶推进轴系常用的推力测量方法中,有一类是利用轴系形变信息监测推力,具体包括基于应变测量的方法与基于位移测量的方法。而轴系弯-纵耦合效应将对这类方法的测量结果产生重要影响。为此,本章详细分析轴系弯-纵耦合效应对推力测量的影响。

图10是常见的利用应变方法测量轴系推力的示意图,采用半桥接线方式,可消除弯矩影响(需另设应变片补偿温度影响)。图11是荷兰 VAF 公司开发的通过测量位移来辨识推力的方法^[37],在轴系上布置激光位移传感器,测量激光与定位块间相对位移来获得推力。通过对称布置,可消除定位块摆动影响。

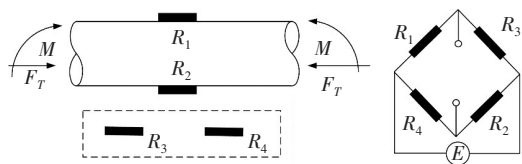


图10 轴系纵向应变测量示意图

Fig.10 Schematic diagram of the longitudinal strain measurement

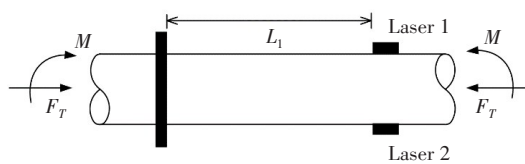


图11 轴系纵向变形测量示意图

Fig.11 Schematic diagram of the longitudinal displacement measurement

对于图10和图11,推力与测量应变及位移间关系可用如下公式表达:

$$F_T = \frac{E \cdot A \cdot (\varepsilon_1 + \varepsilon_2)}{2}, \quad F_T = \frac{E \cdot A \cdot (u_1 + u_2)}{2L_1} \tag{16}$$

式中, ε_1 与 ε_2 分别为应变片 R_1 与 R_2 测量的应变, u_1 与 u_2 分别为激光传感器测量的相对纵向位移, E 为轴系弹性模量, A 为测量点处轴系面积, L_1 为激光传感器与反光点间距离。

一旦测量出轴系应变或相对位移,即可通过式(16)求解推力。实际测量中,大跨度细长轴系将产生弯-纵耦合效应,因此,仿真分析中亦将弯-纵耦合模型的计算结果作为应变片或激光传感器的测量结果代入式(16),求取轴系推力,并与真实推力比较,从而评估测量结果的精度。表3为三个监测点处测量的推力及相对误差。

表3 三个监测点处测量的推力及相对误差

Tab.3 Measured thrust and relative error at three monitoring points

转速/(r·min ⁻¹)	基于应变测量的推力 F_T^e /kN				基于位移测量的推力 F_T^u /kN				
	60	120	180	240	60	120	180	240	
真实值 F_T /kN	156.3	625.0	1406.3	2500.0	156.3	625.0	1406.3	2500.0	
监测点 序号	①	157.4	643.5	1506.4	2848.7	157.2	641.0	1492.9	2801.6
	②	156.7	631.4	1440.9	2620.1	156.5	630.2	1434.5	2597.6
	③	156.4	627.9	1422.6	2559.8	156.4	627.8	1422.0	2557.7
相对误差 $(F_T^{e,u} - F_T)/F_T \times 100\%$	①	0.70%	2.96%	7.12%	13.95%	0.58%	2.56%	6.16%	12.06%
	②	0.26%	1.02%	2.46%	4.80%	0.13%	0.83%	2.01%	3.90%
	③	0.06%	0.46%	1.16%	2.39%	0.06%	0.45%	1.12%	2.31%

从该表可获得如下结论:(1)在低转速下,不论是基于应变方法还是基于位移方法,三个监测点的推力测量误差均很小。比如60 r/min时,基于应变方法下,三个监测点的推力测量误差分别为0.7%、0.26%和0.06%。这表明推进轴系弯-纵耦合效应对推力测量影响可忽略;(2)在高转速下,不论是基于应变方法还是基于位移方法,三个监测点的推力测量误差均变大,比如240 r/min时,基于应变方法下,三个监测点的推力测量误差分别为13.95%、4.80%和2.39%,此时推进轴系弯-纵耦合效应对推力测量影响不可忽略;(3)监测点越靠近螺旋桨,推力辨识误差越大,比如240 r/min时,基于位移方法下,监测点①处误差高达12.06%,而监测点③处误差仅为2.31%。因此,监测点布置在轴系前端的推力轴承附近可极大减小弯-纵耦合效应引起的测量误差。

4 结 论

本文考虑超长轴系易产生弯-纵耦合非线性变形的特点,利用 Von Karman 非线性位移-应变关系构建轴系非线性有限元力学模型,研究轴系弯-纵耦合非线性效应对轴系变形位移和应变的影响规律,以及由此引起的推力测量误差。研究结果对跨度大、细长比小的超长轴系推力测量具有指导意义。主要结论如下:

- (1) 低转速时,轴系弯-纵耦合效应较弱,对推力测量影响较小;
- (2) 高转速时,忽略轴系弯-纵耦合效应将引起较大的推力测量误差,比如 240 r/min 时,推力测量误差可达 13.95%;
- (3) 将测点布置在轴系前端推力轴承附近可有效减少轴系弯-纵耦合效应引起的推力测量误差。

参 考 文 献:

- [1] 李泓运,曾志波,王纬波. 基于船机桨匹配的复合材料螺旋桨的设计研究[J]. 船舶力学, 2014, 18(8): 898-905.
Li Hongyun, Zeng Zhibo, Wang Weibo. Investigation on design of composite marine propeller by considering hull-engine-propeller match[J]. Journal of Ship Mechanics, 2014, 18(8): 898-905. (in Chinese)
- [2] 王永鼎,王梦凡. 渔船机桨匹配研究进展[J]. 大连海洋大学学报, 2022, 37(6): 1076-1084.
Wang Yongding, Wang Mengfan. Research progress on matching of fishing vessel engine and propeller[J]. Journal of Dalian Ocean University, 2022, 37(6): 1076-1084. (in Chinese)
- [3] 周宏伟,张益诚,詹淑湖,等. 某型交通艇船舶污底对航行性能影响的实船试验分析[J]. 船海工程, 2020, 49(6): 56-59.
Zhou Hongwei, Zhang Yicheng, Zhan Shuhu, et al. Effect of traffic boat fouling on navigation performance based on sailing test analysis[J]. Ship & Ocean Engineering, 2020, 49(6): 56-59. (in Chinese)
- [4] Mao Y, Young Y L. Influence of skew on the added mass and damping characteristics of marine propellers[J]. Ocean Engineering, 2016, 121(15): 437-452.
- [5] 韩 聪,傅慧萍,马 宁. 基于升力面理论的螺旋桨预旋定子优化[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2018, 39(11): 1733-1739.
Han Cong, Fu Huiping, Ma Ning. Optimization of pre-swirl stator-propeller by lifting-surface method[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2018, 39(11): 1733-1739. (in Chinese)
- [6] 邹冬林,张建波,塔 娜,等. 基于面元法的船舶螺旋桨附近水质量与阻尼计算方法研究[J]. 船舶力学, 2019, 23(1): 9-19.
Zou Donglin, Zhang Jianbo, Ta Na, et al. A computational method for evaluation of added mass and damping of marine propellers based on the panel method[J]. Journal of Ship Mechanics, 2019, 23(1): 9-19. (in Chinese)
- [7] Krasilnikov V, Zhang Z, Hong F. Analysis of unsteady propeller blade forces by RANS[C]//First International Symposium on Marine Propulsors, Norway, 2009.
- [8] Dubbioso G, Muscari R, Ortolani F, et al. Analysis of propeller bearing loads by CFD. Part I: Straight ahead and steady turning maneuvers[J]. Ocean Engineering, 2017, 130(Supplement C): 241-259.
- [9] 龚 杰,郭春雨,吴铁成,等. 基于分离涡模拟方法的导管桨近尾流场及尾涡特性分析[J]. 上海交通大学学报, 2018, 52(6): 674-680.
Gong Jie, Guo Chunyu, Wu Tiecheng, et al. Detached eddy simulation of near wake field and vortex characteristics for a ducted propeller[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2018, 52(6): 674-680. (in Chinese)
- [10] 陈婷婷,窦增明. 可调螺距侧向推进器推力测量方法[J]. 船舶, 2017, 28(5): 61-64.
Chen Tingting, Dou Zengming. On thrust measurement of controllable pitch tunnel thruster[J]. Ship & Boat, 2017, 28(5): 61-64. (in Chinese)
- [11] 张 立,陈建挺,陈伟民,等. 螺旋桨模型敞水试验的不确定度分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2021, 49(4): 56-60+85.
Zhang Li, Chen Jianting, Chen Weiming, et al. Uncertainty analysis of open water tests for propeller model[J]. J. Huazhong Univ. of Sci. & Tech, 2021, 49(4): 56-60+85. (in Chinese)
- [12] 周加建,刘建国. 喷水推进装置推力直接测量台架的研究开发[J]. 船舶力学, 2018, 22(7): 783-788.
Zhou Jiajian, Liu Jianguo. Research and development on direct thrust measuring bench of waterjet propulsion unit[J]. Journal of Ship Mechanics, 2018, 22(7): 783-788. (in Chinese)
- [13] 熊紫英,陆林章,张国平,等. 船舶推进器低频宽带非定常力试验研究[J]. 船舶力学, 2021, 25(7): 843-852.
Xiong Ziyi, Lu Linzhang, Zhang Guoping, et al. Experimental investigation on the low-frequency broadband unsteady force of marine propellers[J]. Journal of Ship Mechanics, 2021, 25(7): 843-852. (in Chinese)
- [14] Jessup S D. An experimental investigation of viscous aspects of propeller blade flow[D]. Catholic University of America Mech. Eng., 1989.

- [15] 李惊东, 陈文俊, 苍晓羽. 一种舰船推力测量装置的结构和电磁兼容性设计[J]. 中国舰船研究, 2014, 9(1): 121-126.
Li Jingdong, Chen Wenjun, Cang Xiaoyu. The structure and EMC design of a marine thrust measuring device[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2014, 9(1): 121-126. (in Chinese)
- [16] 陈敏, 黄宸武. 基于光纤传感的小型风力机轴向推力测量研究[J]. 宜春学院学报, 2014, 36(12): 4-6.
Chen Min, Huang Chenwu. Study on thrust measurement of small wind turbine based on optical fiber sensor[J]. Journal of Yichun College, 2014, 36(12): 4-6. (in Chinese)
- [17] Boswell R J. Design, cavitation performance, and open-water performance of a series of research skewed propellers[R]. Washington, D.C.: NSRDC Report, 1971.
- [18] 宋磊, 任再美, 陈林, 等. 一种船用推扭传感器设计及研究[J]. 舰船科学技术, 2020, 42(13): 82-85.
Song Lei, Ren Zaimei, Chen Lin, et al. Design and research of a ship thrusting sensor[J]. Ship Science and Technology, 2020, 42(13): 82-85. (in Chinese)
- [19] 贺威, 贺志文, 谌勇, 等. 船舶推进轴系动态负荷测量方法研究[J]. 噪声与振动控制, 2019, 39(1): 78-83.
He Wei, He Zhiwen, Chen Yong, et al. Analysis of testing method for dynamic loads of propulsion shafting systems[J]. Noise and Vibration Control, 2019, 39(1): 78-83. (in Chinese)
- [20] Nayfeh A H, Balachandran B. Applied nonlinear dynamics: Analytical, computational, and experimental methods[M]. John Wiley & Sons, Inc., 1995.
- [21] 胡义, 杨建国. 梁纵横耦合振动研究[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2010(3): 537-541.
Hu Yi, Yang Jianguo. Studies on the longitudinal and lateral coupled vibration of beam[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2010(3): 537-541. (in Chinese)
- [22] Hosseini S A A. Dynamic stability and bifurcation of a nonlinear in-extensional rotating shaft with internal damping[J]. Nonlinear Dynamics, 2013, 74(1-2): 345-358.
- [23] Hosseini S A A, Zamanian M. Analytical solution for general nonlinear continuous systems in a complex form[J]. Applied Mathematical Modelling, 2013, 37(3): 1163-1169.
- [24] Hosseini S A A, et al. Vibration analysis of geometrically nonlinear spinning beams[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 78: 15-35.
- [25] Khadem S E, Shahgholi M, Hosseini S A A. Primary resonances of a nonlinear in-extensional rotating shaft[J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45: 1067-1081.
- [26] Ishida Y, Inoue T. Internal resonance phenomena of an asymmetrical rotating shaft[J]. Journal of Vibration and Control, 2005, 11: 1173-1193.
- [27] 吴涛, 冯志华, 胡海岩. 定轴转动与基础激励下梁的非线性动力学[J]. 振动工程学报, 2003(1): 15-20.
Wu Tao, Feng Zhihua, Hu Haiyan. Nonlinear dynamics of flexible beam under rotation and axially parametric joint excitation[J]. Journal of Vibration Engineering, 2003(1): 15-20. (in Chinese)
- [28] 邹冬林, 张建波, 塔娜, 饶柱石. 船舶推进轴系纵横耦合非线性动力学分析—叶频激励下横向主共振响应[J]. 船舶力学, 2017, 21(2): 201-210.
Zou Donglin, Zhang Jianbo, Ta Na, Rao Zhushi. Coupled longitudinal-transverse nonlinear dynamics of a marine propulsion shafting—Primary resonance under blade frequency excitation[J]. Journal of Ship Mechanics, 2017, 21(2): 201-210. (in Chinese)
- [29] 邹冬林, 荀振宇, 饶柱石, 塔娜. 主共振与内共振下纵横耦合轴系动力学分析[J]. 振动工程学报, 2016(29): 511-520.
Zou Donglin, Xun Zhenyu, Rao Zhushi, Ta Na, Dynamics of the coupled longitudinal-transverse shafts under primary and internal resonances[J]. Journal of Vibration Engineering, 2016(29): 511-520. (in Chinese)
- [30] Zou D, Liu L, Rao Z, Ta N. Coupled longitudinal-transverse dynamics of a marine propulsion shafting under primary and internal resonances[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 372(6): 299-316.
- [31] Han S M, Benaroya H. Non-linear coupled transverse and axial vibration of a compliant structure, Part 1: Formulation and free vibration[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 237(5): 837-873.
- [32] 曾攀. 有限元基础教程[M]. 北京: 高等教育出版社, 2019.
Zeng Pan. The basic principles of the finite element method[M]. Beijing: Higher Education Press, 2019. (in Chinese)
- [33] Carlton J. Marine propellers and propulsion[M]. Oxford: Butterworth Heinemann, 2012.