

12-12-2019

Reaction Force of Ship Bearing Including Multi Factors

Shengdong Zhang

1. School of Mechanical & Materials Engineering, Jiujiang University, Jiujiang 332005, China;;

Xiuying Yang

2. Library, Jiujiang University, Jiujiang 332005, China;

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Reaction Force of Ship Bearing Including Multi Factors

Abstract

Abstract: Since the variety and complexity of the stern bearing's operational environment and working conditions, the stern bearing load has uncertainty characters. *The mathematical model of uncertainty reaction force of bearing is established including multiple random factors by using the stochastic theory;* the uncertainty calculation method is formulated; and the calculation example is put forward to verify the validity of the theoretical model. *The influence law among multi factors such as hull deformation, propeller hydrodynamic vertical force and bearing wear is revealed for the uncertainty reaction force of ship stern bearing by taking a large container ship as example.* The comments and suggestions for the load test and marine stern bearing research are put forward, which can provide theoretical reference for the engineering practice and the specification.

Keywords

ship stern bearing, loading uncertainty, characterization method, random theory

Recommended Citation

Zhang Shengdong, Yang Xiuying. Reaction Force of Ship Bearing Including Multi Factors[J]. Journal of System Simulation, 2019, 31(6): 1158-1164.

计入多因素作用的船舶轴承负荷研究

张圣东¹, 杨秀英²

(1. 九江学院 机械与材料工程学院, 江西 九江 332005; 2. 九江学院 图书馆, 江西 九江 332005)

摘要: 轴系运行环境和工况的多变性、复杂性致使尾轴承负荷存在不确定性。运用随机理论, 建立了计入多因素作用的船舶轴承负荷不确定性计算模型, 形成了多因素作用下的船舶轴承负荷不确定性计算方法, 并通过算例验证了理论模型的正确性。以某大型集装箱船为例研究了船体变形、螺旋桨水动力垂向力、轴承磨损三因素作用下尾轴承负荷的变化规律, 对船舶尾轴承计算方法提出了建设性的意见和建议。

关键词: 船舶尾轴承; 负荷不确定性; 表征方法; 随机理论

中图分类号: TP391.9 文献标识码: A 文章编号: 1004-731X(2019)06-1158-07

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.17-0214

Reaction Force of Ship Bearing Including Multi Factors

Zhang Shengdong¹, Yang Xiuying²

(1. School of Mechanical & Materials Engineering, Jiujiang University, Jiujiang 332005, China;

2. Library, Jiujiang University, Jiujiang 332005, China)

Abstract: Since the variety and complexity of the stern bearing's operational environment and working conditions, the stern bearing load has uncertainty characters. *The mathematical model of uncertainty reaction force of bearing is established including multiple random factors by using the stochastic theory;* the uncertainty calculation method is formulated; and the calculation example is put forward to verify the validity of the theoretical model. *The influence law among multi factors such as hull deformation, propeller hydrodynamic vertical force and bearing wear is revealed for the uncertainty reaction force of ship stern bearing by taking a large container ship as example.* The comments and suggestions for the load test and marine stern bearing research are put forward, which can provide theoretical reference for the engineering practice and the specification.

Keywords: ship stern bearing; loading uncertainty; characterization method; random theory

引言

尾轴承是船舶推进装置的关键组成部分, 所处环境多样、工况多变、条件苛刻, 其负荷具有强烈的时变性, 直接影响轴系运行的安全性与可

靠性以及船舶的正常航行, 所以开展尾轴承负荷不确定性研究具有重要的理论意义和工程实用价值。

随着船舶的现代化、大型化, 船体变形增大、主机功率提高、轴系尺寸增大和不确定因素增多, 对轴系的可靠性、安全性以及环境适应性提出了更高要求^[1-3]。分析日本海事协会的历年统计数据, 在海损事故中, 轴系推进装置损伤所引起的事故占10%~20%^[4], 其中尾轴承故障是轴系事故的主要原因



收稿日期: 2017-05-15 修回日期: 2017-06-14;
基金项目: 国家自然科学基金(51566004, 51379168),
江西省高校人文社科项目(JY17235);
作者简介: 张圣东(1984-), 男, 山东泰安, 博士,
副教授, 研究方向为船舶推进系统性能优化; 杨秀
英(1986-), 女, 山东泰安, 硕士, 助理馆员, 研究
方向为高等教育学。

<http://www.china-simulation.com>

• 1158 •

因和诱因。

实际中船舶尾轴承负荷受诸多因素影响, 船体变形、螺旋桨水动力垂向力和轴承磨损对尾轴承负荷影响最大。

船体变形通过改变轴承标高的方式对尾轴承负荷产生影响, 国内外学者对船体变形及其影响下的尾轴承负荷进行了有关研究, 但所求船体变形及尾轴承负荷多为确定值, 局限于典型装载工况下的变形, 如满载、压载^[2,5], 且少有考虑波浪载荷作用的影响。钟涛^[6]对船体在中拱和中垂两种状态下的船体变形进行了计算, 表明船体变形对轴承负荷有明显的影响, 其中, 中拱状态下后尾轴承负荷减小了 1%, 中间尾轴承、前尾轴承和中间轴承 2 负荷分别增加 6.7%、5.8%和 72%。中垂状态下后尾轴承、前尾轴承和中间轴承负荷分别增加 1.7%、14%和 73%。K.H. Low 等^[7]通过对某长轴系船舶的计算, 结果表明船体变形对后尾轴承、前尾轴承和中间轴承影响显著。张圣东等^[8]以某大型集装箱船为研究对象, 在相同的波长下, 探讨了浪向、浪高、浪频对尾轴承和中间轴承处船体变形的影响, 并运用统计学原理对变形进行了统计分析, 结果表明船体变形服从高斯分布。Lech Murawski^[9]以 2 000 TEU 集装箱船为研究对象, 探讨了船舶装载状态、波长对船体变形的影响, 同时计算了船体变形对轴系负荷的影响, 结果表明船体变形是影响轴承负荷的重要因素, 不容忽视。

王伟吉等^[10]在进行轴承负荷计算时考虑了螺旋桨水动力交变分量的作用, 计算了不同进速系数影响下的轴承负荷, 结果表明螺旋桨运转一周的过程中, 随着旋转角度的改变轴承负荷发生相应变化, 且在螺旋桨水动力峰值时, 轴承负荷出现最值。螺旋桨运行过程中, 由于舵角的改变, 螺旋桨水动力分量也发生相应改变。在同一舵角下, 螺旋桨水动力分量呈正弦交变变化, 轴承负荷也呈交变改变。随着舵角的增大, 轴承负荷呈交变增大趋势^[11]。螺旋桨在非均匀粘性流场运转时, 由于伴流的影响, 其水动力具有随机性^[12], 考虑平均分量作用,

尾轴承和前尾轴承负荷均减小, 所有轴系轴承负荷分布较不计螺旋桨水动力平均分量时更趋均匀, 可见螺旋桨水动力可改善尾管轴承的工作状况。

国内外学者从理论和工程实践角度建立了滑动轴承磨损数学模型。轴瓦的磨损是多个随机因素的函数, 影响磨损速度的因素很多一般可看作服从高斯分布, 且具有各态历经性^[13-14]。张晓东等^[15]针对某船舶推进轴系尾轴承磨损问题, 分析了前尾轴承和后尾轴承磨损状态对轴承负荷的影响规律, 后尾轴承的垂向每抬高或降低 1 mm, 其负荷将增加或减小 7.25 kN, 同时, 使尾管前轴承负荷减小或增加约 6.95 kN。前尾轴承每抬高或降低 1 mm, 其负荷将增加或减小约 9.79 kN, 后尾轴承负荷减小或增加约 6.95 kN。

1 三因素作用下尾轴承负荷模型

船舶推进轴系主要由尾轴、尾轴承、中间轴、中间轴承、推力轴和推力轴承等组成, 尾轴承、中间轴承和推力轴承的数量据船舶类型不同而存在差异。

1.1 推进轴系等效单元受力分析

任意船舶推进轴系可简化为质量点、弹性轴段和支承组成的系统, 受力示意图如图 1 所示。

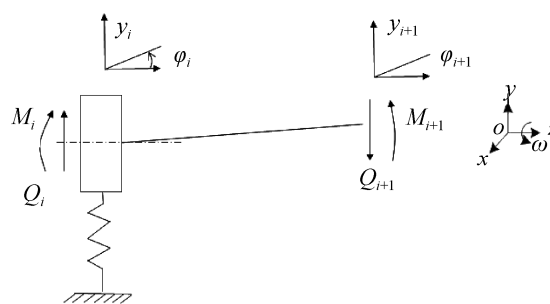


图 1 质量点和轴段组合构件的受力

Fig. 1 Force diagram of shaft segment and mass point

取右手坐标系 $o-xyz$, o 点在轴系的左端, oz 轴沿轴系轴线向右, 从 z 轴端部看, 轴系以角速度 ω 作逆时针旋转。

对于轴系的第 j 个截面, 其状态量为 Z_j , 他由

截面的径向位移 y_j 、挠角 φ_j 、弯矩 M_j 和剪力 Q_j 组成，记作：

$$\mathbf{Z}_j = [y \quad \varphi \quad M \quad Q]_j^T \quad (1)$$

与截面 $j+1$ 的状态量 \mathbf{Z}_{j+1} 之间存在一定的关系，即

$$\mathbf{Z}_{j+1} = \mathbf{T}_j \mathbf{Z}_j \quad (2)$$

式中： \mathbf{T}_j 为两截面之间的构件的传递矩阵。

将轴系相关构件等效为集总质量点，在集总质量点处，受力如图 2 所示。

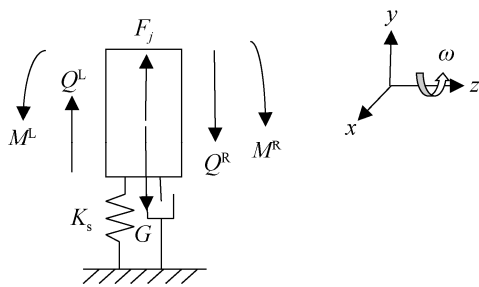


图 2 集总质量点受力
Fig. 2 Force diagram of mass point

图 2 中 M^L, M^R 分别为质量点左侧和右侧所受弯矩， $N \cdot m$ ； Q^L, Q^R 分别为质量点左侧和右侧所受剪力， N ； K_s 为质量点处支承等效刚度 N/m ，如果无支承，则为零； G 为集中质量点的集总质量， N ； F_j 为集总质量点处所受支反力， N ，如果此处无支承，则支反力为 0。

由达朗伯原理得集总点左右两端挠度和转角相等，且端面两端的弯矩和剪力分别为

$$\begin{cases} M_j^R = M_j^L \\ Q_j^R + m_j g = Q_j^L + m_j \omega^2 y_j - K_{s_j} y_j \end{cases} \quad (3)$$

由力的平衡条件和变形条件，并计入轴段的抗弯刚度 EJ 以及剪切影响系数 γ ，得等截面轴段的平衡方程为

$$\begin{cases} y_{j+1} = y_j + l_j \varphi_j + l_j^2 M_j / 2EJ_j + \\ \quad l_j^3 (1 - \gamma_j) Q_j / 6EJ_j \\ \varphi_{j+1} = \varphi_j + l_j M_j / EJ_j + l_j^2 Q_j / 2EJ_j \\ M_{j+1} = M_j + l_j Q_j \\ Q_{j+1} = Q_j \end{cases} \quad (4)$$

式中： l 为轴段长度， m ； E 为材料弹性模量， Pa ； J 为轴段的截面矩， m^4 ； D 为轴段直径， m ； γ 为考虑剪切影响的系数。

1.2 船体变形、轴承磨损和螺旋桨水动力垂向力作用下推进轴系传递矩阵

以船舶推进轴系为一系统，将其分为有 N 个组合件串联的形式，左端为螺旋桨，自由端。右边界为推力轴承支承轴承，自由端。传递矩阵由左向右传递。传递矩阵形式为：

$$\mathbf{Z}_j = \mathbf{T}_{j-1} \mathbf{T}_{j-2} \cdots \mathbf{T}_3 \mathbf{T}_2 \mathbf{T}_1 \mathbf{Z}_1 + \mathbf{T}_{j-1} \mathbf{T}_{j-2} \cdots \mathbf{T}_3 \mathbf{T}_2 \mathbf{F}_{B1} + \cdots + \mathbf{F}_{Bj-1} \quad (5)$$

结点 1 位置为螺旋桨，此处不确定性量只有螺旋桨垂向力随机量 F_p ，此时生成结点 1 左侧的矩阵 $[y \quad \varphi \quad M \quad Q]^T$ 。当传递到结点 2 时，结点 2 为尾轴承，结点 2 处的随机量有船体变形 δ_1 和磨损 δ_2 ， $\delta = \delta_1 + \delta_2$ ，可得结点 2 左侧的矩阵 \mathbf{Z}_2 ，依次类推，当传递矩阵传递到结点 i 时，若结点 i 处没有支承轴承，所以此处 F_p, δ_1 和 δ_2 均为 0，生成结点 $i+1$ 左侧的矩阵 \mathbf{Z}_{i+1} ，直至传递到结点 N ，递推得到矩阵 \mathbf{s} 和 \mathbf{P} 。然后根据右端边界条件，进行传递矩阵变换，再从右侧向左侧传递，得到矩阵 \mathbf{f} 和 \mathbf{e} 。

由于螺旋桨位于推进轴系最左端，所以当 $j=1$ 时，螺旋桨位置的矩阵为

$$\mathbf{T}_1 = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} \\ u_{21} & u_{22} \end{bmatrix}_1 = \begin{bmatrix} 1 & l & l m \omega^2 & 0 \\ 0 & 1 & m \omega^2 & 0 \\ \frac{l^2}{2EJ} & \frac{l^3}{6EJ}(1-\gamma) & 1 + \frac{l^3}{6EJ} m \omega^2 (1-\gamma) & l \\ \frac{l}{EJ} & \frac{l^2}{2EJ} & \frac{l^2 m \omega^2}{2EJ} & 1 \end{bmatrix}_1 \quad (6)$$

$$\mathbf{F}_{B1} = \begin{bmatrix} F_f \\ F_e \end{bmatrix}_1 = \begin{bmatrix} l(-mg + F_p) \\ -mg + F_p \\ \frac{l^3}{6EJ}(1-\gamma)(-mg + F_p) \\ \frac{l^2}{2EJ}(-mg + F_p) \end{bmatrix}_1 \quad (7)$$

当 $j \neq 1$ 时, 若节点位置恰好是轴承, 则存在船体变形、轴承磨损作用, 其矩阵变为

$$T_j = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} \\ u_{21} & u_{22} \end{bmatrix}_j = \begin{bmatrix} 1 & l & l(m\omega^2 - K_s) & 0 \\ 0 & 1 & m\omega^2 - K_s & 0 \\ \frac{l^2}{2EJ} & \frac{l^3}{6EJ}(1-\gamma) & 1 + \frac{l^3}{6EJ}(m\omega^2 - K_s)(1-\gamma) & l \\ \frac{l}{EJ} & \frac{l^2}{2EJ} & \frac{l^2(m\omega^2 - K_s)}{2EJ} & 1 \end{bmatrix}_j \quad (8)$$

$$F_{B_j} = \begin{bmatrix} F_f \\ F_e \end{bmatrix}_j = \begin{bmatrix} l(K_s\delta - mg) \\ K_s\delta - mg \\ \frac{l^3}{6EJ}(1-\gamma)(K_s\delta - mg) \\ \frac{l^2}{2EJ}(K_s\delta - mg) \end{bmatrix}_j \quad (9)$$

由于 $Z = [M \ Q \ y \ \varphi]^T$ 是与随机变量 δ_1 、 δ_2 和 F_p 等相关的参数, 所以参数 Z 、 f 和 e 也是随机向量。

对具有随机参数的传递矩阵进行变换, 引入随机参量矩阵 f 和 S

$$f_j = S_j e_j + P_j \quad (10)$$

$$f = [M \ Q]^T \quad (11)$$

$$e = [y \ \varphi]^T \quad (12)$$

$$S_{j+1} = [u_{11}S + u_{12}]_j [u_{21}S + u_{22}]_j^{-1} \quad (13)$$

$$P_{j+1} = [u_{11}P + F_f]_j - S_{j+1} [u_{21}P + F_e]_j \quad (14)$$

$$e_j = [u_{21}S + u_{22}]_j^{-1} e_{j+1} - [u_{21}S + u_{22}]_j^{-1} [u_{21}P + F_e]_j \quad (15)$$

船舶推进轴系左端界面为自由端, 其弯矩和剪力为零, 即 $f_1 = 0$, $e_1 \neq 0$, 由变换矩阵 $f_1 = S_1 e_1 + P_1$ 知初值 $S_1 = 0$, $P_1 = 0$, 得多因素作用下 S 的递推公式

$$S_1 = 0 \quad (16)$$

$$S_i = [u_{11}S + u_{12}]_{i-1} [u_{21}S + u_{22}]_{i-1}^{-1} \quad (17)$$

因 u_i 为与轴系几何参数相关的矩阵, 依次类推, 知 S_i 是常数矩阵。

对矩阵 P_i 进行依次递推, 由左端边界条件及 S_i 矩阵, 得

$$\text{令 } A_i = [u_{11}]_i - S_{i+1} [u_{21}]_i \text{ 为常矩阵, 则}$$

$$P_i = F_{f,i-1} + A_{i-1} F_{f,i-2} + A_{i-1} A_{i-2} F_{f,i-3} + \dots + A_{i-1} A_{i-2} \dots A_2 F_{f,1} - S_i F_{e,i-1} + A_{i-1} S_{i-1} F_{e,i-2} + A_{i-1} A_{i-2} \dots A_3 S_3 F_{e,2} + A_{i-1} A_{i-2} \dots A_2 S_2 F_{e,1} \quad (18)$$

同理, 由右侧边界条件, 得 $f_{N+1} = 0$, 则

$$e_{N+1} = -S_{N+1}^{-1} P_{N+1} \quad (19)$$

对 e 依次逆推, 并令 $B_i = [u_{21}P + F_e]_i$, 得 e_{i-1} 。

又因为 $e = [y \ \varphi]^T$ 与船体变形 δ_1 、磨损 δ_2 和螺旋桨水动力垂向力 F_p 三种随机变量有关, y 表示为 $y = e(1,1)$

式中: $e(1,1)$ 表示矩阵 e 的第一行第一列。

求得轴段的 S 、 e 和 P , 然后由式(16)、(17)和式(18)代入 $f_j = S_j e_j + P_j$ 依次递推得到 f_i 的递推公式

$$f_i = [u_{11}S + u_{12}]_{i-1} [u_{21}S + u_{22}]_{i-1}^{-1} (A_i^{-1} e_{i+1} - A_i^{-1} B_i) + T_C \quad (21)$$

式中: $T_C = F_{f,i-1} + A_{i-1} F_{f,i-2} + A_{i-1} A_{i-2} F_{f,i-3} + \dots + A_{i-1} A_{i-2} \dots A_2 F_{f,1} - S_i F_{e,i-1} + A_{i-1} S_{i-1} F_{e,i-2} + A_{i-1} A_{i-2} \dots A_3 S_3 F_{e,2} + A_{i-1} A_{i-2} \dots A_2 S_2 F_{e,1}$

由式(19)~(21)可知, f 和 e 是与船体变形 δ_1 、轴承磨损 δ_2 和螺旋桨水动力垂向力 F_p 三种随机变量有关的矩阵。

又因为 $f = [M \ Q]^T$ 与船体变形、磨损和螺旋桨水动力等随机变量有关, 轴段弯矩可表示为

$$M = f(1,1) \quad (22)$$

式中: $f(1,1)$ 表示矩阵 f 的第一行第一列。

多因素作用下, 任意结点 i 位置的负荷由三部分组成: 结点左侧 $i-1$ 和右侧 $i+1$ 弯矩作用对结点产生的力 M_b ; 集总质量点重力 G ; 弹性支承相对位移产生的力 D_b 。所以多因素作用下任意结点负荷 F_i 表达式为

$$F_i = M_{bi} + G_i + D_{bi} \quad (23)$$

设校中时尾轴承比压为 $P_0 = F_0 / (DL)$, F_0 为尾轴承负荷参考值。用本文计算方法所得的尾轴承负荷值 F 除以参考值 F_0 , 即可得到尾轴承负荷无量纲值。

1.3 算例

以某 8 530 TEU 集装箱船^[8]为研究对象, 用船级社计算结果与本文计算结果对比, 以验证理论模型的正确性。船体变形、螺旋桨水动力垂向力和尾轴承磨损为随机变量, 将 3 种因素代入船舶尾轴承负荷不确定性数学模型式(23)求得尾轴承负荷 F , 尾轴承负荷期望和方差。

三因素间的相关系数 <0.2 , 同时, 根据船舶尾轴承实际工作状态可近似认为三因素间相互独立。各轴承负荷在多因素作用下, 呈现随机性, 1~7 号轴承负荷曲线如图 3 所示。

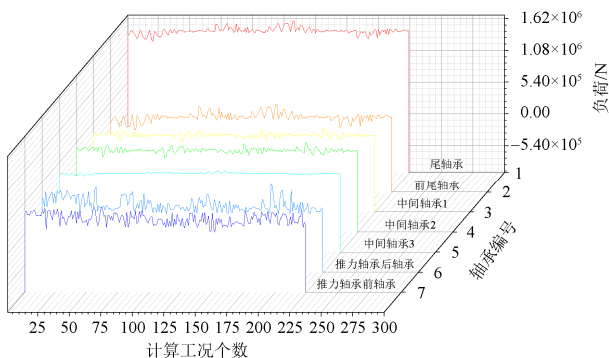


图 3 三因素作用下 1~7 号轴承负荷曲线图
Fig. 3 Bearing load curve under the effect of three factors

对 1~7 号轴承负荷进行统计, 得多因素作用下的轴承负荷均值、最大值和最小值, 取三因素均值, 由船级社计算得各轴承负荷(称为静负荷), 本文和船级社计算结果如图 4 所示。

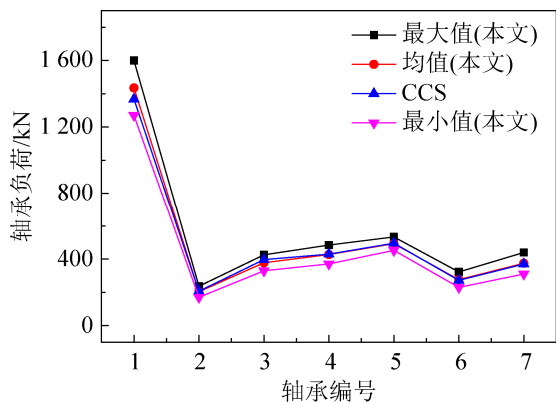


图 4 多因素作用下轴承负荷与船级社结果对比图
Fig. 4 Bearing reaction force including three factors

由图 4 可知, 多因素作用下, 本文计算所得各轴承负荷均值与船级社计算结果最大相对误差为 4.9%, 发生在尾轴承处, 两者吻合较好, 很好的验证了本文计算模型的正确性。选取多因素作用下各轴承负荷最大值与船级社计算结果对比, 如表 1 所列。

表 1 轴承负荷统计表
Tab. 1 Bearing load statistics table

轴承	1	2	3	4	5	6	7
最大值/kN	1 589	237	425	484	533	307	409
静负荷/kN	1 367	207	397	429	495	272	370
增大%	16	14	7.2	12	7.5	13	11

可见多因素作用对各轴承负荷影响显著, 尤其对尾轴承负荷影响最大, 尾轴承负荷最大值比静负荷增大了 16%。

2 多因素作用下尾轴承负荷

对船体变形、轴承磨损和螺旋桨水动力垂向力 3 种随机因素共同作用下的尾轴承负荷不确定性进行计算, 其中船体变形参考文献[8], 螺旋桨水动力垂向力均值为 5.04 N, 标准差为 2.29 N、尾轴承磨损量均值为 3.5 mm, 标准差为 0.1 mm。3 种随机因素两两之间的相关系数的绝对值最大为 0.12 <0.20 , 根据尾轴承实际运行状态, 可近似认为三因素相互独立。在此基础上, 可用蒙特卡罗法构造 3 种随机因素的随机数, 并代入式(23)求得尾轴承负荷。

绘制尾轴承负荷曲线, 概率分布直方图和概率密度曲线图, 并与蒙特卡洛法(MCM)结果进行对比, 如图 5 所示。

由图 5 可知多因素作用下尾轴承负荷呈现出随机性, 且服从高斯分布。多因素作用对尾轴承负荷的影响并非单因素作用的简单叠加, 其对尾轴承负荷影响区域, 如图 6 所示。

多因素作用下尾轴承无量纲负荷最大值为 1.10, 比静态负荷增大了 10%。由于尾轴承磨损的作用, 减弱了船体变形对尾轴承负荷大小的影

响, 最大值与最小值之间的波动幅值在 0.35 左右; 螺旋桨水动力垂向力交变作用使尾轴承负荷随机性增强, 与 MCM 计算结果对比发现, MCM 所得尾轴承负荷范围在 0.5~1.5 之间, 本文方法计算结果在 0.75~1.10 之间, 区间缩小。

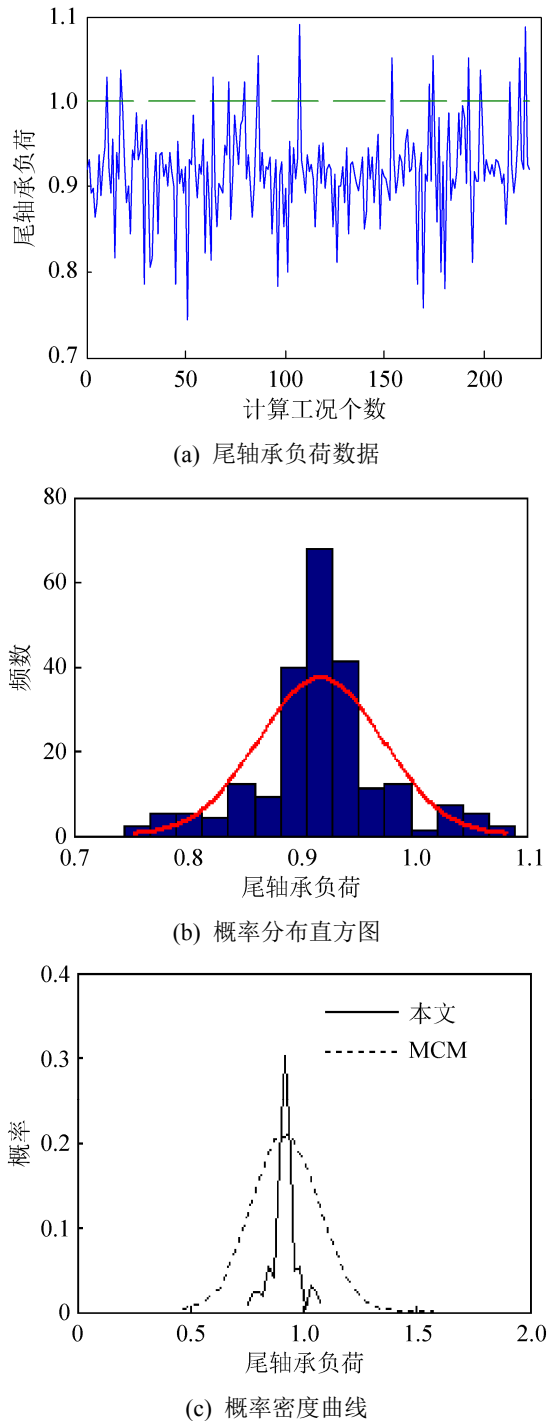
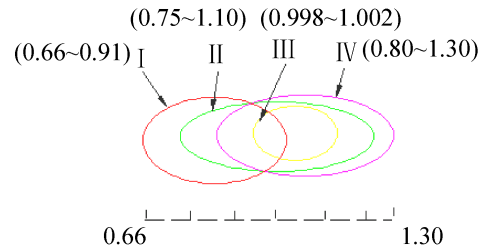


图 5 多因素作用下尾轴承负荷不确定性统计图
Fig. 5 Statistical analysis of uncertainty of tail bearing



I-尾轴承磨损作用下的尾轴承负荷; II-多因素作用下的尾轴承负荷; III-螺旋桨水动力垂向力作用下的尾轴承负荷; IV-船体变形作用下的尾轴承负荷

图 6 尾轴承负荷区域示意图
Fig. 6 Area diagram of tail bearing load

由于船舶在长期运行过程中, 尾轴承磨损量难以精确测量, 所以参考规范取尾轴承磨损量 0.5 mm, 1.5 mm, 2.5 mm, 3.5 mm, 4.5 mm, 代表不同时间尾轴承磨损状态, 即前期、中期和后期, 同时考虑船体变形和螺旋桨水动力垂向力随机因素的影响, 将三种随机因素代入尾轴承负荷不确定性方程进行计算, 对结果进行分析, 统计尾轴承超出静态负荷的概率和变异系数, 如表 2 所示。

表 2 多因素作用下尾轴承负荷统计表
Tab. 2 Statistical analysis table of uncertainty of tail bearing under three factors

磨损/mm	0.50	1.50	2.50	3.50	4.50
>1 的概率/%	16.6	15.5	13.4	6.7	17.0
标准差 $\times 10^{-2}$	5.57	5.54	5.56	5.54	5.56
最大负荷	1.16	1.15	1.13	1.10	1.16
比静负荷增大/%	16	15	13	10	16

考虑 3 种因素共同作用, 尾轴承负荷超过静态负荷的概率随着磨损量的增加呈浴盆曲线规律, 在磨损后期概率最大。同时随着磨损量的增大, 尾轴承负荷不确定性标准差数值呈浴盆曲线规律, 说明在多因素作用下, 磨损前期和后期, 尾轴承负荷呈现较强的不确定性。

尾轴承负荷无量纲值大于 1 的概率, 即为尾轴承负荷超过静态负荷值的概率。相比于静负荷, 随机因素影响下的尾轴承负荷不再是一成不变的, 具有随机性。当计入多因素作用时, 尾轴承负荷最大值在 1.10~1.16, 比静负荷增大了 10%~16%。可见, 多因素作用对尾轴承负荷的影响显著, 建议在对尾轴承负荷检验和规范制定

中, 考虑多因素作用的影响。

3 结论

(1) 基于随机理论及力学理论, 将船舶推进轴系进行简化和受力分析, 建立了船舶推进轴系轴承负荷不确定性计算模型, 开展了船体变形、螺旋桨水动力垂向力和轴承磨损三因素作用下的尾轴承负荷不确定性研究。算例分析结果与船级社计算结果吻合较好, 验证了理论计算模型的正确性。

(2) 以某大型集装箱船为例, 研究多因素作用对尾轴承负荷不确定性的影响。结果表明: 多因素作用对尾轴承负荷的影响, 并非单因素作用的简单叠加, 尾轴承负荷呈现出随机性, 且服从高斯分布。建议在对尾轴承负荷进行计算和检验时, 须考虑三因素的影响。

参考文献:

- [1] 王西丁, 钟涛, 武玉增. 船体变形对轴系校中的影响与分析[J]. 上海造船, 2005(2): 61-63.
Wang Xiding, Zhong Tao, Wu Yuzeng. The Influence of Hull Deformation on Ship Shafting Alignment[J]. Shanghai Shipbuilding, 2005(2): 61-63.
- [2] 耿厚才, 郑双燕, 陈建平. 大型船舶船体变形对轴系校中的影响分析[J]. 船舶工程, 2010(5): 7-9.
Geng Houcai, Zheng Shuangyan, Chen Jianping. Influence Analysis of Large Vessel Hull Deformation on Shafting Alignment[J]. Ship Engineering, 2010(5): 7-9.
- [3] Murawski L. Shaft Line Alignment Analysis Taking Ship Construction Flexibility and Deformations into Consideration[J]. Marine Structures (S0951-8339), 2005, 18: 62-84.
- [4] 徐立华. 关于船机故障的几个问题[J]. 武汉造船, 2000(4): 19-23.
Xu Lihua. The Problem of Marine Engine Fault[J]. Ship Building of Wuhan, 2000(4): 19-23.
- [5] 董恒建, 张建军. 对轴系校中影响的船体变形研究[J]. 船舶工程, 2009(增1): 8-11.
Dong Hengjian, Zhang Jianjun. Study on the Hull Deflection for Effect of Shafting Alignment[J]. Ship Engineering, 2009(S1): 8-11.
- [6] 钟涛. 舰船推进轴系校中技术研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2009.
Zhong Tao. The Research on Alignment of Marine Propulsion Shaft System[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2009.
- [7] Low K H, Lim S H. Propulsion shaft alignment method and analysis for surface crafts[J]. Advances in Engineering Software (S0965-9978), 2004, 35(3): 45-58.
- [8] 张圣东, 刘正林, 杨平. 基于有限元法的大型集装箱船船体变形研究[J]. 系统仿真学报, 2014, 26(11): 2581-2584.
Zhang Shengdong, Liu Zhenglin, Yang Ping. Hull Deformation of Large Container Ship Based on FEM[J]. Journal of System Simulation, 2014, 26(11): 2581-2584.
- [9] Murawski L. Shaft Line Alignment Analysis Taking Ship Construction Flexibility and Deformations into Consideration[J]. Marine Structures (S0951-8339), 2005(18): 62-84.
- [10] 王伟吉, 吴炜, 张红岩. 计入螺旋桨水动力的轴系校中计算[J]. 船海工程, 2012, 41(2): 88-90, 94.
Wang Weiji, Wu Wei, Zhang Hongyan. Calculation of Marine Shaft Alignment with Propeller Hydrodynamic Force[J]. Ship & Ocean Engineering, 2012, 41(2): 88-90, 94.
- [11] Yang Yong, Tang Wenyong, Che Chidong. Shafting Alignment Based on Improved Three-moment Method With Hydrodynamic Simulation for Twin Propulsion Systems[J]. Journal of Ship Mechanics (S1007-7294), 2013, 17(9): 1038-1052.
- [12] 解学参, 姜治芳, 邱辽原. 非均匀粘性流场螺旋桨非定常水动力性能研究[J]. 船舶工程, 2015, 37(6): 37-40.
Xie Xuecan, Jiang Zhifang, Qiu Liaoyuan. Study on Propeller Unsteady Performance in Viscous Non-uniform Wake[J]. Ship Engineering, 2015, 37(6): 37-40.
- [13] 陈战. 水润滑轴承的摩擦磨损性能及润滑机理的研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2003.
Chen Zhan. Study on Friction and Wear Property and Lubricant Mechanism of Water Lubricated Bearing[D]. Chongqing: Chongqing University, 2003.
- [14] 董丛林, 袁成清, 刘正林. 水润滑艉轴磨损可靠性寿命评估模型研究[J]. 润滑与密封, 2010, 35(12): 40-43.
Dong Conglin, Yuan Chengqing, Liu Zhenglin. Study on Evaluation Model of Wear Reliability Life of Water Lubricated Stern Tube Bearing[J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(12): 40-43.
- [15] 张晓东, 蔡耀全. 某船轴系校中状态及艉轴轴承磨损的影响分析[J]. 船海工程, 2014, 43(6): 98-102.
Zhang Xiaodong, Cai Yaoquan. Analysis of Marine Shafting Alignment State and Its Influence on the Wear Condition of Stern Bearings[J]. Ship & Ocean Engineering, 2014, 43(6): 98-102.