

考虑磨损的船舶调距机构功能可靠性分析

赵楠¹, 魏晓然², 吕堂祺^{2*}, 邵文斌³

(1. 海装驻上海地区第三军事代表室, 上海 200031; 2. 上海船舶设备研究所, 上海 200031; 3. 西北工业大学 力学与交通运输工程学院, 西安 710072)

摘要: [目的]为了解决船舶调距机构因运动副磨损导致调距精度下降的问题, [方法]提出了一种融合刚柔耦合动力学仿真与磨损可靠性建模的功能可靠性分析方法。建立船舶调距机构刚柔耦合多体动力学模型, 结合 Archard 磨损模型计算关键运动副(活塞杆-滑块、曲柄销-滑块、桨毂轴承-曲柄盘)的磨损量, 选取并量化输入变量, 基于 Kriging 代理模型分析不同磨损阶段对机构可靠度的影响。[结果]结果表明, 桨毂轴承-曲柄盘磨损速率最高 (6.33×10^{-7} mm/次), 曲柄销-滑块则次之 (4.97×10^{-7} mm/次), 活塞杆-滑块最低 (2.12×10^{-7} mm/次); 机构可靠度随运动次数增加呈显著衰减趋势, 400 000 次运动后可靠度降至 0.861 9, 低于规范要求的 $\pm 0.5^\circ$ 调距精度阈值; 灵敏度分析揭示磨损初期(100 000 次)失效主因是桨叶载荷波动(灵敏度 19%), 而后期(400 000 次)则由活塞杆-滑块间隙(灵敏度 5.53%)和桨毂轴承-曲柄盘间隙(灵敏度 4.91%)主导。[结论]当活塞杆-滑块的间隙尺寸大于 1.8 倍原始间隙尺寸或桨毂轴承-曲柄盘的间隙尺寸大于 2 倍原始间隙尺寸时, 需更换相关部件。

关键词: 船舶调距机构; 机构可靠度; 刚柔耦合动力学; Archard 磨损模型; 灵敏度分析

中图分类号: U671.99 **文献标志码:** A **【DOI】** 10.13788/j.cnki.cbge.2025.11.10

Functional Reliability Analysis of Marine Controllable Pitch Mechanism Considering Wear

ZHAO Nan¹, WEI Xiaoran², LYU Tangqi^{2*}, SHAO Wenbin³

(1. Third Representative Office of Navy Equipment in Shanghai, Shanghai 200031, China; 2. Shanghai Marine Equipment Research Institute, Shanghai 200031, China; 3. School of Mechanics and Transportation Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: [Purpose] To address the degradation of pitch adjustment accuracy in marine controllable pitch mechanisms caused by wear in kinematic pairs, [Method] a functional reliability analysis method integrating rigid-flexible coupling dynamics simulation and wear reliability modeling is proposed. A rigid-flexible coupled multibody dynamics model of the pitch adjustment mechanism is established, combined with the Archard wear model to calculate wear volumes at critical kinematic pairs (piston rod-slider, crank pin-slider, and hub bearing-crank disk). Input variables are quantified, and the Kriging surrogate model is employed to analyze the impact of wear progression on reliability. [Result] Key findings show the hub bearing-crank disk exhibits the highest wear rate (6.33×10^{-7} mm/cycle), followed by the crank pin-slider (4.97×10^{-7} mm/cycle) and piston rod-slider (2.12×10^{-7} mm/cycle). The system reliability decreases significantly with operational cycles, dropping to 0.861 9 after 40 000 cycles, below the $\pm 0.5^\circ$ pitch accuracy threshold specified in marine standards; the sensitivity analysis reveals that blade load fluctuation dominates early-stage failures (19% sensitivity at 10 000 cycles), while piston rod-slider clearance (5.53% sensitivity) and hub bearing-crank disk clearance (4.91% sensitivity) become critical

收稿日期: 2025-06-11; 修回日期: 2025-08-14

作者简介: 赵楠(1986—), 男, 高级工程师。研究方向: 动力工程。

通信作者: 吕堂祺(1987—), 男, 硕士、高级工程师。研究方向: 船舶推进装置。

factors in later stages (40 000 cycles). [Conclusion] Components should be replaced when piston rod-slider clearance exceeds 1.8 times the initial value or hub bearing-crank disk clearance exceeds twice the original dimension.

Key words: marine controllable pitch mechanism; system reliability; rigid-flexible coupling dynamics; Archard wear model; sensitivity analysis

0 引言

在船舶调距过程中, 伺服活塞的运动带动配油器中反馈杆的移动, 在此过程中, 机械运动转换为电压信号, 用于反馈螺距信号, 之后, 反馈的信号与指令信号相比较, 两者若不相等, 则调距过程会继续, 直到信号相等, 从而完成指定的桨叶螺距调整。调距机构中存在活塞杆-滑块、曲柄销-滑块、桨毂轴承-曲柄盘等含间隙运动副, 这会造成桨叶实际的调距角度与指令信号和反馈信号存在一定的偏差, 当偏差过大时, 机构运动性能下降, 调距精度受到影响, 从而影响船舶的航行状态。在实际调距过程中, 相对运动的2个零件之间存在摩擦力, 使得零件不可避免地受到磨损, 这进一步增大了运动副间隙, 导致运动精度降低。在机构运动过程中, 磨损失效是机构失效的重要原因^[1]。因此, 从可靠性的角度对调距机构完成指定功能的能力进行定性分析和定量计算是十分有必要的。

机构可靠性的研究始于20世纪70年代末, 各位研究学者提出了许多分析方法, 建立了相应的理论基础, 形成了可靠性分析体系和计算流程。目前, 最有效的可靠性分析方法有支持向量机、Kriging代理模型、神经网络等。吕震宙^[2]介绍了复杂结构机构可靠性分析、可靠性灵敏度分析方法及工程应用实例。黄玮^[3]分析了机构可靠性的影响因素并介绍了机构可靠性的不同算法, 加深了人们对机构可靠性的认识。庞欢^[4]建立了一套考虑损伤的运动机构可靠性评估体系, 并结合典型飞机结构给出了可靠性建模方法, 为类似机构的可靠性分析提供了思路。LIANG等^[5]以具有单一间隙的复杂连杆机构为研究对象, 系统地研究了曲柄转速、间隙大小、摩擦系数和恢复系数对具有间隙的机构不规则磨损可靠性的影响。ZHAO等^[6]基于折叠翼展开动态模型, 使用改进的AK-IS方法计算了常数和非常数随机变量分布参数下折叠翼展开性能的可靠性; 其调距机构的核心为曲柄滑块机构, 在机构运动过程中, 磨损失效是机构失效的重要原因, 零件磨损会使运动副之间的间隙增大, 同时增大表面摩擦系数, 降低运动精度。同长虹^[7]改进了Archard计算模型, 将运动铰链副转化成凹凸2个圆柱体接触模型, 通过Hertz理论计算接触应力, 建立了计算运动副磨损量的新方法, 并利用曲柄滑块机构进行验证。孙现龙等^[8]以曲柄滑块机构为研究对象, 考虑了磨损不同阶段对

运动输出参数的影响, 建立了随时间变化的磨损可靠性计算模型。JIANG等^[9]提出了一种考虑非均匀磨损对运动机构运动精度影响的可靠性分析方法, 以飞机起落架锁定机构为研究对象, 首先建立了锁定机构——锁钩的角度退化特征量模型, 其次通过建立动力学方程分别计算各关节的非均匀磨损量, 进而得到锁钩的退化角度。最后利用维纳过程对退化路径进行拟合, 以开展可靠性分析和全生命周期计算。所提出的方法能够满足机械系统多关节运动机构性能退化可靠性要求的维修策略提供依据。XIE等^[10]基于损伤力学理论, 采用损伤演化方程描述滚动接触疲劳损伤程度, 并运用Archard磨损模型计算角接触球轴承的磨损量, 还提出了考虑角接触球轴承磨损深度的几何约束方程, 并采用改进的瞬时响应面法评估角接触球轴承的时变可靠性。

综上所述, 现有关于曲柄滑块机构等复杂运动机构可靠性的研究多聚焦于可靠性分析算法的优化。曲柄滑块机构在运动过程中产生的磨损会严重影响其运动性能及可靠性, 而当前针对此类复杂运动机构磨损可靠性的研究主要集中在磨损可靠性计算和分析不同影响因素对磨损可靠性的作用上, 尚未对不同磨损次数下复杂运动机构的磨损可靠性退化问题展开深入探究。本文在现有研究的基础上, 基于刚柔耦合建模方法、Archard磨损模型和Kriging代理模型等, 提出了一种适用于复杂运动机构的磨损可靠性退化研究方法, 对于易磨损机构的工程应用具有指导意义。

本文在建立调距机构刚柔耦合动力学模型的基础上, 实现了动力学仿真计算的参数化处理; 基于Archard模型计算了不同运动副间隙之间的磨损量, 并选取随机输入变量进行数学描述; 定义调距精度的功能函数, 利用Kriging代理模型进行考虑磨损的调距机构可靠性分析, 并计算随机变量对调距精度的影响程度, 从而给出重要性排序, 为船舶调距机构的维修提出建议。

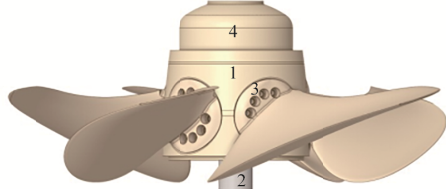
1 调距机构刚柔耦合多体动力学仿真

1.1 建立调距机构刚柔耦合动力学模型

船舶调距机构主要由桨叶、桨叶法兰、曲柄盘、活塞杆、滑块和桨毂体组成, 其几何结构见图1。在调距过程中, 活塞杆向正车方向移动并带动滑块平移, 滑块与曲柄销连接带动曲柄盘与桨叶旋转^[11],

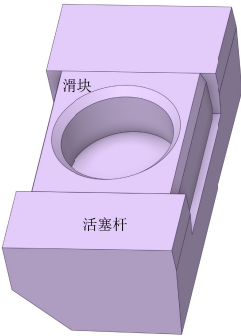
从而完成调距功能。其中最容易发生磨损的位置位于3个运动副上，包括活塞杆-滑块、曲柄销-滑块、桨毂轴承-曲柄盘，见图2。

将处理完成的调距桨装置三维模型导入到多体动力学仿真软件ADAMS中，施加对应的材料属性及约束关系，调距桨零件之间的拓扑关系见表1。



1—桨毂体；2—活塞杆；3—桨叶法兰；4—油缸
图1 调距桨几何结构

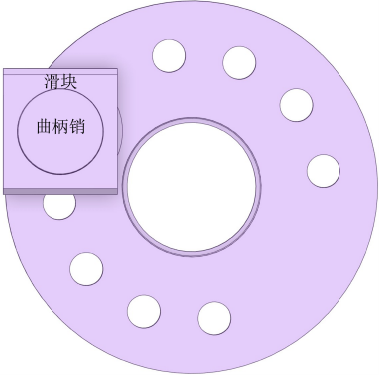
Fig. 1 Geometric Structure of Pitch Propeller



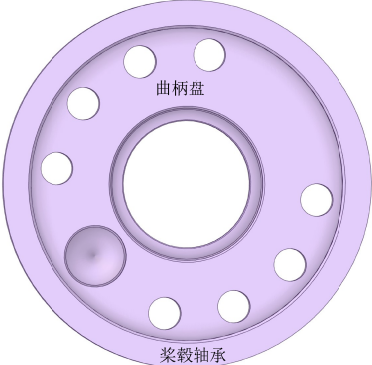
(a) 活塞杆-滑块

图2 运动副示意图

Fig. 2 Schematic Diagram of Motion Pair



(b) 曲柄销-滑块



(c) 桨毂轴承-曲柄盘

图2 运动副示意图（续）

Fig. 2 Schematic Diagram of Motion Pair (Continued)

表1 零件间拓扑关系

Tab. 1 Topological Relationships Between Parts

零部件	叶根法兰	桨毂壳体	螺旋桨轴	曲柄盘	曲柄销	滑块	活塞杆	活塞	油缸
叶根法兰	—	—	—	—	—	—	—	—	—
桨毂壳体	接触	—	—	—	—	—	—	—	—
螺旋桨轴	—	固定副	—	—	—	—	—	—	—
曲柄盘	固定副	旋转副	—	—	—	—	—	—	—
曲柄销	—	—	—	固定副	—	—	—	—	—
滑块	—	—	—	—	旋转副	—	—	—	—
活塞杆	—	移动副	—	—	—	平移副	—	—	—
活塞	—	—	—	—	—	—	固定副	—	—
油缸	—	固定副	—	—	—	—	—	—	—

施加2个周期的桨叶水动力载荷，包括以下4个方面：

- 1) 每个桨叶上分别施加推力、切力、转叶力矩、推力力矩和切力力矩等。
- 2) 推力和切力的作用位置为桨叶转动轴线和桨轴中心线的交点。
- 3) 推力平行于z方向（航向），切力平行于x方向（与将轴旋转方向相反），转叶力矩往增大螺距方向。

4) 桨叶载荷以时间为自变量，利用ADAMS中的插值函数AKISPL（time, 0、样条曲线名称, 0）来定义作用力，完成桨叶载荷的施加。

在机械系统运动过程中，每个零部件都会承受载荷，产生一定的形变，部件本身的弹性变形会影响系统的运动学及动力学特性，为了更精确地描述系统的运动形态，使系统的运动更加符合真实情况，必须考虑零部件柔性变形的影响^[12]。图3为刚柔耦合动力学分析流程。

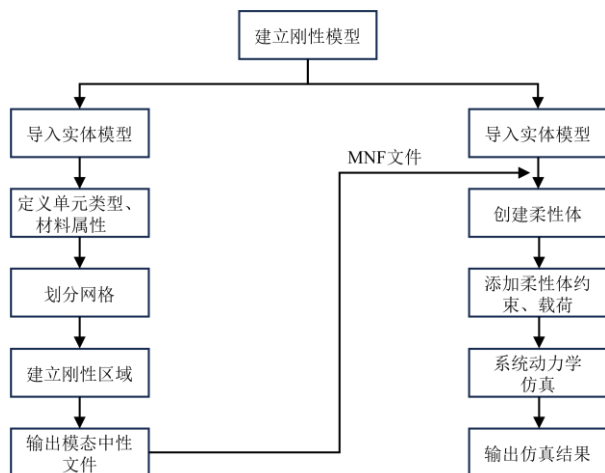


图3 刚柔耦合动力学分析流程

Fig. 3 Process of Rigid Flexible Coupling Dynamic Analysis

桨毂壳体作为调距桨装置的重要零件，起到了承载、连接其他各个零部件的作用。处于稳距状态时，桨毂壳体的载荷来源主要为桨叶传递的水动力载荷，因此需要考虑桨毂壳体在工作过程中的变形。在考虑桨毂体结构、网格质量及计算成本的情况下，采用四面体网格进行划分，对叶根轴承座区域进行加密，划分后的桨毂体有限元模型见图4。

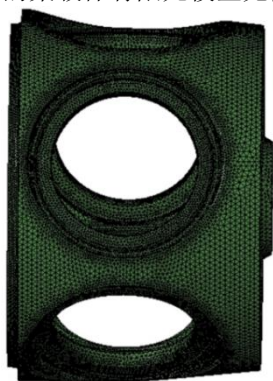
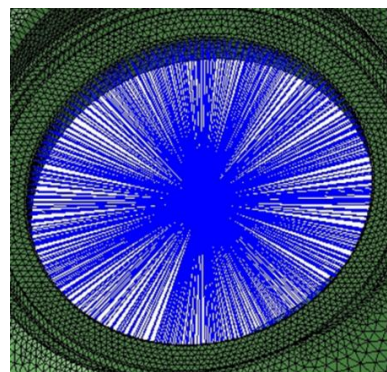


图4 桨毂壳体柔性化模型

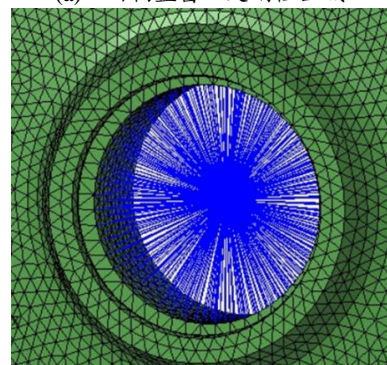
Fig. 4 Flexible Model of Hub Shell

由于柔性体需要同其他部件建立连接关系，因此在生成模态中性文件时必须创建刚性区域。在实际运动过程中，桨毂体前后分别与油缸、桨轴固定连接；曲柄盘在桨毂体窗口中旋转，桨毂体窗口不发生变形；活塞杆相对桨毂体平移，活塞杆在桨毂体中的移动区域不发生变形。因此需要在这2处创建刚性区域，见图5。

将生成的桨毂壳体MNF文件通过Flex模块导入ADAMS中，替换掉原来的刚体模型，通过定义的接口节点在柔性桨毂壳体与油缸、桨轴、活塞杆和曲柄盘之间建立连接关系，完成刚柔耦合动力学模型的建立。



(a) 曲柄盘窗口处刚性区域



(b) 活塞杆移动处刚性区域

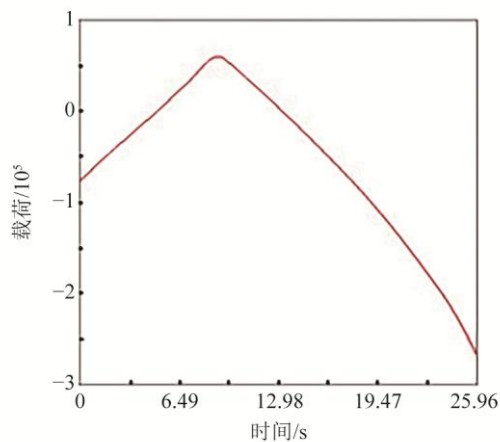
图5 桨毂壳体刚性区域设置

Fig. 5 Rigid Area Setting of Hub Shell

建立后的刚柔耦合动力学模型在一次调距后的调距角度与此型号调距桨在真实工作状态下的调距角度相同，验证了所建立的刚柔耦合动力学模型的合理性。

1.2 运动副间隙动力学分析结果

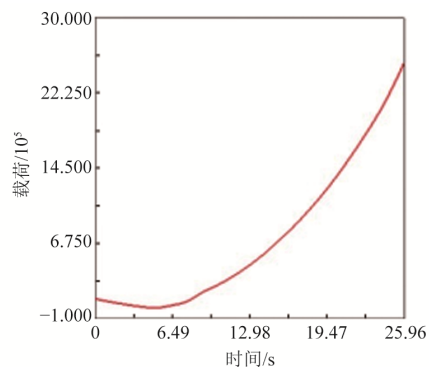
基于已建立的调距机构刚柔耦合动力学模型，提取活塞杆-滑块、曲柄销-滑块、桨毂体-曲柄盘之间的接触载荷与相对滑动速度，见图6。



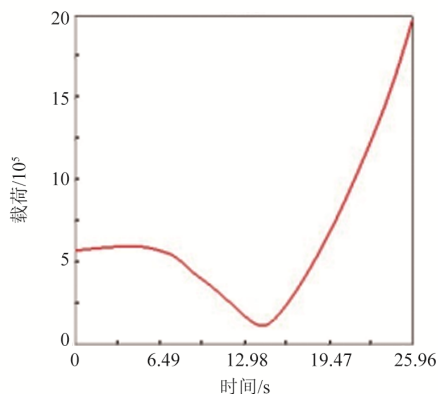
(a) 活塞杆-滑块接触载荷

图6 动力学分析结果

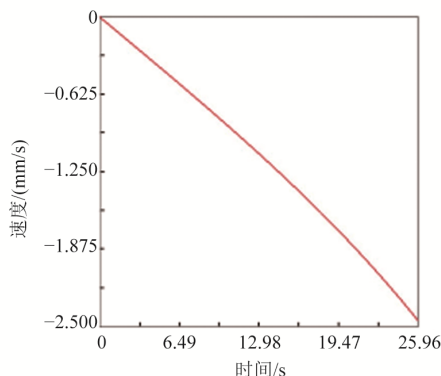
Fig. 6 Dynamics Analysis Results



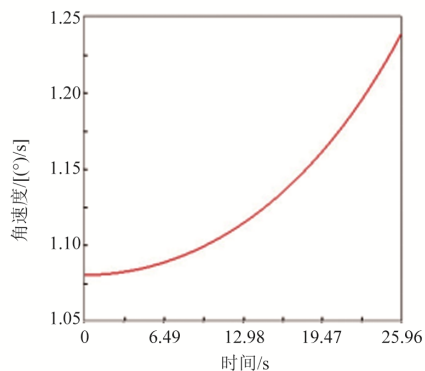
(b) 曲柄销-滑块接触载荷



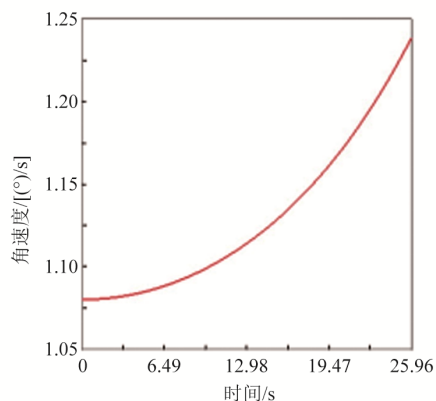
(c) 桨毂轴承-曲柄盘接触载荷



(d) 活塞杆-滑块相对滑移速度



(e) 曲柄销-滑块相对角速度



(f) 桨毂体-曲柄盘相对角速度

图6 动力学分析结果(续)

Fig. 6 Dynamics Analysis Results (Continued)

1.3 磨损量的计算

机械磨损主要分为磨合、稳定磨损和剧烈磨损等3个阶段, 其中稳定磨损阶段持续时间长, 磨损量近似与时间呈线性关系, 为机械磨损的主要工作期。针对磨损问题, 许多学者建立了不同的计算模型, 其中, 应用最广泛的为Archard模型^[13], 并在此模型的基础上进行了改进。

Archard模型综合考虑了磨损体积、滑动速度、法向载荷及材料硬度等参数, 表达式为

$$\frac{V}{S} = K \frac{F}{3H} \quad (1)$$

式中: V 为磨损体积; S 为2个零件的相对滑动距离; K 为磨损系数; F 为法向载荷; H 为材料硬度。

在工程应用中, 更加关注的是运动过程中的磨损深度, 因此将式(1)两边同时除以名义接触面积 A , 得到的表达式为

$$\frac{V}{AS} = \frac{\delta_w}{S} = kp \quad (2)$$

式中: δ_w 为磨损深度; k 为线性磨损系数; p 为接触点处的接触应力。

在实际运动过程中, 部件之间会发生连续接触碰撞, 接触点在不断变化, 不同时刻的接触应力与相对滑动距离都是不同的, 对 δ_w 进行微分, 得到的表达式为

$$\begin{cases} d\delta_w = kpvd t \\ \delta_w = \int_0^t kpvd t \end{cases} \quad (3)$$

式中: v 为2个零件的相对滑动速度。

式(3)中的磨损系数可通过查询材料参数表获得, 根据Hertz接触应力理论, 销轴和轴套的接触可以看作轴线平行的凸、凹2个圆柱体的接触, 最大接触应力的计算公式为

Fig. 6 Dynamics Analysis Results (Continued)

$$p = \sqrt{\frac{F_s(R_2 - R_1)}{\pi R_1 R_2 \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (4)$$

式中: R_1 、 R_2 为两圆柱体的端面半径; E_1 、 ν_1 分别为销轴、轴套材料的弹性模量和泊松比; F_s 为单位长度的载荷, $F_s = F/L$ 。

调距机构中还存在移动副, 活塞杆与滑块之间的相对滑动也会产生摩擦, 磨损计算模型与旋转副相同, 考虑到表面形貌的影响, 对式(3)的磨损计算模型修正, 表达式为

$$\delta_w = \begin{cases} 2h \int_0^t k p v dt, & \delta_w < h \\ h + \int_0^t k p v dt, & \delta_w \geq h \end{cases} \quad (5)$$

式中: h 为最大表面粗糙高度; $p = F/A$ 为接触压应力, A 为接触面积, F 为接触表面的法向载荷。

作用力 F 及相对运动速度 v 都是时间 t 的函数, 将式(4)改写, 表达式为

$$p(t) = \frac{1}{\sqrt{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \sqrt{\frac{(R_2 - R_1)}{L R_1 R_2}} \sqrt{F(t)} \quad (6)$$

因此, 旋转副处的磨损量为

$$\delta_w = R_1 (k_a + k_b) \frac{1}{\sqrt{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \sqrt{\frac{(R_2 - R_1)}{L R_1 R_2}} \int_0^t \sqrt{F(t)} \omega(t) dt \quad (7)$$

移动副处的磨损量为

$$\delta_w = \begin{cases} \frac{2h(k_a + k_b)}{A} \int_0^t F(t) v(t) dt, & \delta_w < h \\ h + \frac{(k_a + k_b)}{A} \int_0^t F(t) v(t) dt, & \delta_w \geq h \end{cases} \quad (8)$$

式(7)和式(8)中: k_a 和 k_b 分别为2个接触部件的线性磨损系数。

磨损系数 $K^{[13]}$ 是由磨损条件、磨损副的形式、材料、工作环境以及润滑条件等因素共同决定的, 本文中磨损系数的取值通过试验测量与相关单位提供

资料得出。图6为部件之间的接触载荷及相对运动速度数据, 利用MATLAB代入磨损量计算公式则可以得到各个运动副在一个调距周期内的磨损量大小, 结果见表2。

表2 不同运动副处的磨损量

Tab. 2 Wear and Tear at Different Motion Joints

参数	活塞杆-滑块		曲柄销-滑块		桨毂轴承-曲柄盘	
半径/mm	205.0		70.0		258.5	
弹性模量/GPa	213	125	209	125	110	209
泊松比	0.3		0.3		0.3	
接触长度/m	61.0		60.0		43.2	
线性磨损系数	3.17×10^{-13}	3.47×10^{-13}	1.48×10^{-13}	3.47×10^{-13}	4.54×10^{-13}	1.48×10^{-13}
相对旋转角度/(°)	—		29.3		29.3	
相对滑动距离/mm	29.69		—		—	
磨损深度/mm	2.12×10^{-7}		4.97×10^{-7}		6.33×10^{-7}	

由于调距机构在运动过程中呈现周期性的特点, 而磨损量与摩擦行程、法向载荷成正比, 与表面硬度成反比, 这3个量在调距机构周期运动过程中的变化不大, 因此可以假定在每个运动周期内的运动副磨损量相同, 则认为在 n 个运动周期下的磨损量为

$$\delta_n = n \delta_w \quad (9)$$

分别计算调距机构在运动100 000次、200 000次、300 000次和400 000次时的磨损量, 并确定其分布特征, 变异系数取0.05, 结果见表3。

表 3 磨损量的分布特征

Tab. 3 Distribution Characteristics of Wear Amount

磨损次数/ 10^4	活塞杆-滑块		曲柄销-滑块		桨毂轴承-曲柄盘	
	均值	方差	均值	方差	均值	方差
1	0.021 17	0.001 059	0.049 66	0.002 483	0.063 30	0.003 165
2	0.042 35	0.002 117	0.099 31	0.004 966	0.126 59	0.006 330
3	0.063 52	0.003 176	0.148 97	0.007 448	0.189 89	0.009 494
4	0.084 69	0.004 235	0.198 63	0.009 932	0.253 18	0.012 659

2 磨损可靠性分析

2.1 可靠性建模

2.1.1 不确定因素选取

在对调距机构进行可靠性分析时, 首先需要选取影响调距精度的主要因素, 调距机构运动副之间的磨损会增大间隙, 此外, 桨叶的外界载荷也会随着流体环境的变化而变化。这些随机因素对桨叶的旋转角度产生了不可忽略的影响, 造成了调距机构运动功能的不确定性。

除此之外, 还需建立随机不确定输入参数与运动响应值之间的数学模型, 对上述提出的随机因素进行定量描述。其中用载荷系数 K_z 来表征流体环境对桨叶的影响, 载荷系数服从正态分布; 通过改变

滑块宽度 L 、曲柄销直径 d 、曲柄盘节圆直径 D 来分别改变活塞杆-滑块、曲柄销-滑块、桨毂轴承-曲柄盘的间隙尺寸, 对同一批次的零件来说, 零件尺寸及运动副间隙均服从正态分布。其中, 用 μ_1 、 μ_2 和 μ_3 分别表示活塞杆-滑块、曲柄销-滑块、桨毂轴承-曲柄盘部件之间的摩擦因数, 数值根据不同部件的材料查询材料参数来确定, 服从正态分布。

以上变量均为相互独立的随机变量, 输入随机变量的具体值见表4, 这里只列出了影响1个桨叶的随机变量, 本文研究的调距机构具有5个桨叶, 因此实际模型中共考虑了5×7个随机变量, 其中应保证零件的间隙尺寸值不应大于规定的区间范围。

表 4 随机变量的分布类型

Tab. 4 Distribution Types of Random Variables

序号	参数	分布类型	均值	方差
1	滑块宽度 L	正态分布	204.904	0.210 0
2	曲柄销直径 d	正态分布	140.054	0.140 0
3	曲柄盘节圆直径 D	正态分布	516.854	0.520 0
4	载荷系数 K_z	正态分布	1.000	0.010 0
5	活塞杆-滑块的摩擦因数 μ_1	正态分布	0.200	0.002 0
6	曲柄销-滑块的摩擦因数 μ_2	正态分布	0.150	0.001 5
7	桨毂轴承-曲柄盘的摩擦因数 μ_3	正态分布	0.100	0.001 0

2.1.2 极限状态函数

调距机构的主要功能是桨叶在水动力载荷和动力驱动的共同作用下旋转指定的角度, 以此来满足船舶的不同航行工况, 并使主机均能发出相应的全部功率, 提高主机的使用寿命。在配油器箱体外装有螺距指示机械指针和螺距反馈传感器, 可以将水下桨叶的螺距通过反馈杆的位移反馈到螺距刻度盘上, 在各种随机因素的影响下, 活塞杆运动相同位移时, 实际的桨叶螺距角会发生偏差, 当实际螺距角与螺距显示值出现较大误差时, 会对船舶的运行状态及主机寿命造成影响。因此本文规定该调距机构的运动功能可靠性为在相同的运动时间下达到指定调距角度的能力, 将此调距机构运动功能可靠性分析的极限状态函数定义为

$$G(x) = \Delta\theta - |\delta_\theta(x)| \quad (10)$$

式中: $\Delta\theta$ 表示桨叶调距角度允许的误差值, 本文中 $\Delta\theta$ 取 0.5° ; δ_θ 为实际调距角度的误差值; $x=(x_1, x_2, \dots, x_n)$ 为影响桨叶调距角度的随机变量, n 为随机变量的个数。

当 $G(x)<0$ 时则认为调距机构运动功能失效, 因此调距机构运动功能的失效概率为

$$P_f = P[G(x) < 0] \quad (11)$$

可靠度为

$$R = 1 - P_f \quad (12)$$

以上阐述了调距机构中1个桨叶在全正车调距工况下的可靠度计算方法, 在调距机构中5个桨叶具备相同的功能, 共同推进船舶前进, 因此只要某个桨叶的运动不满足调距精度的要求, 则认为整个调

距机构发生运动功能失效。5个桨叶的运动可以视为串联系统，则调距机构的运动可靠度为

$$R_{\text{all}} = \prod_{i=1}^5 R_i \quad (13)$$

式中： R_i 为单独桨叶的运动可靠度， $i=1\sim 5$ ，并按式（12）进行计算。

2.1.3 参数化建模

第2.1.1节和第2.1.2节中进行了随机变量的选取以及极限状态函数的建立，但还需要利用ADAMS建立不同变量组合与输出参数的对应关系，因此需要对调距机构动力学模型进行参数化处理。利用ADAMS宏命令可以快速完成重复性的仿真计算，而MATLAB可以实现变量的随机组合，基于这2个软件建立联合仿真，得到大量的样本数据用于调距机构的可靠性分析。具体流程如下：

1) 在ADAMS中重新建立滑块、曲柄盘等零件

模型，可以修改滑块宽度 L 、曲柄销直径 d 、曲柄盘节圆直径 D 等输入变量。

2) 在MATLAB中创建相应的设计变量，确定输入变量的分布类型，对变量进行随机抽样。

3) 导出整体模型的CMD宏命令文件，修改CMD文件中对应的输入变量名称，用输入变量名称代替确定的值，完成参数化处理，通过调用ADAMS批处理命令进行重复性仿真。

4) 建立ADAMS-MATLAB接口，进行联合仿真，不断将抽取的随机变量值代入到模型中进行计算，建立不同的输入变量值与输出响应的关系。

上述流程见图7。利用联合仿真得到随机变量与可靠性性能指标的原始样本结果后，采用基于Kriging代理模型^[14]的可靠性分析方法进行计算，以提高计算效率。

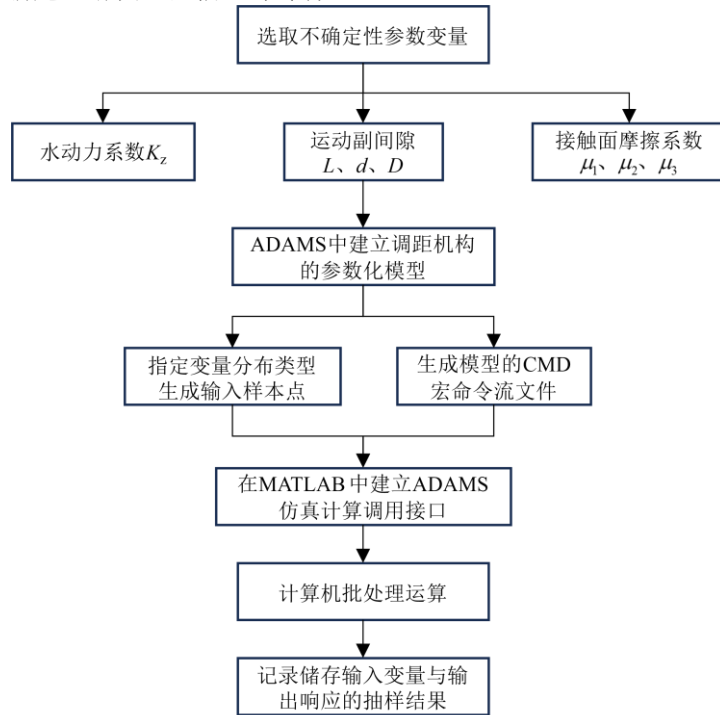


图7 参数化建模流程图

Fig. 7 Parameterized Modeling Process Diagram

2.2 可靠度计算

磨损会造成运动间隙的进一步增大，间隙大小与磨损的关系可以表示为

$$\delta = \delta_0 + \delta_w \quad (14)$$

式中： δ_0 为原始间隙，即前文分析的部件间的配合间隙； δ_w 为磨损量。

相对同一批次的加工部件而言，参数 k 、 p 、 v （磨损系数、接触应力和相对运动速度）均为独立的随机变量，且服从正态分布，因此磨损量也服从正态

分布，已知原始间隙服从正态分布，因此考虑磨损的间隙均值和方差可以表示为

$$\begin{cases} \bar{\delta} = E(\delta_0) + E(\delta_w) \\ \sigma_{\delta}^2 = \sigma_{\delta_0}^2 + \sigma_{\delta_w}^2 \end{cases} \quad (15)$$

式中： $E(\delta_0)$ 与 $E(\delta_w)$ 分别为原始间隙与磨损量的均值； σ_{δ_0} 与 σ_{δ_w} 分别为原始间隙与磨损量的方差。根据上式可以得到考虑磨损的运动副处的间隙均值及方差，见表5，其余变量的分布特征保持不变。

表 5 考虑磨损的间隙分布特征

Tab. 5 Gap Distribution Characteristics Considering Wear and Tear

参数	磨损次数/ 10^4							
	1		2		3		4	
	均值	方差	均值	方差	均值	方差	均值	方差
滑块宽度 L/mm	204.882 8	0.015 037	204.861 7	0.015 149	204.840 5	0.015 333	204.819 3	0.015 586
曲柄销直径 d/mm	70.076 66	0.007 427	70.126 31	0.008 583	70.175 97	0.010 221	70.225 63	0.012 151
曲柄盘节圆直径 D/mm	258.363 7	0.012 410	258.300 4	0.013 567	258.237 1	0.015 302	258.173 8	0.017 443

根据文中建立的可靠性模型计算在不同磨损量下的调距机构可靠度，具体计算结果见表6，其中可靠度指标 β 作为衡量可靠度水平的依据， $R=\Phi(\beta)$ ， Φ 为标准正态分布函数， β 与可靠度 R 一一对应， β 越大，可靠度越大，失效概率越小。由可靠性分析结

果可知，随着运动周期的增加，运动副之间的间隙越来越大，可靠度 R 不断降低，当调距机构运动400 000次时，桨叶的调距精度降为0.861 9，不满足机构运动精度的要求，因此，需要进行维修检查更换零部件。

表 6 考虑磨损的可靠性分析结果

Tab. 6 Reliability Analysis Results Considering Wear and Tear

磨损次数/ 10^4	可靠度指标 β	失效概率 P_f	可靠度 R
1	2.878 2	0.002 0	0.998 0
2	2.280 1	0.011 3	0.988 7
3	1.900 3	0.028 7	0.971 3
4	1.088 9	0.138 1	0.861 9

根据失效概率计算随机变量的灵敏度，结果见表7，随着调距机构运动周期的增加，不同随机变量对可靠度的重要性排序也不断变化。在磨损量较小时，调距机构运动精度主要受桨叶载荷的影响，当磨损量不断增大时，活塞杆-滑块和桨毂轴承-曲柄盘的间隙对调距机构运动精度的影响超过了桨叶载荷，运动精度主要受零件磨损的影响。图8列出了与

间隙变化相关的3个随机变量在不同磨损量下对调距精度的影响程度，可以看出曲柄销直径 d 的灵敏度相对较低，对桨叶调距精度的影响较小。滑块宽度 L 和曲柄盘节圆直径 D 的灵敏度比较接近，是影响调距机构运动功能的关键因素，因此在实际维修检查过程中，应重点关注活塞杆-滑块和桨毂轴承-曲柄盘部件之间的间隙大小。

表 7 随机变量灵敏度计算结果

Tab. 7 Sensitivity Calculation Results of Random Variables

磨损次数/ 10^4	随机变量						
	δ_{1,P_f}	δ_{2,P_f}	δ_{3,P_f}	δ_{4,P_f}	δ_{5,P_f}	δ_{6,P_f}	δ_{7,P_f}
1	0.000 9	0.000 6	0.001 3	0.001 9	0.000 9	0.000 7	0.000 6
2	0.004 4	0.000 6	0.003 7	0.009 6	0.001 3	0.001 6	0.002 9
3	0.015 1	0.007 1	0.015 4	0.009 3	0.002 8	0.003 4	0.004 6
4	0.040 8	0.013 6	0.055 3	0.049 1	0.022 3	0.005 8	0.018 1

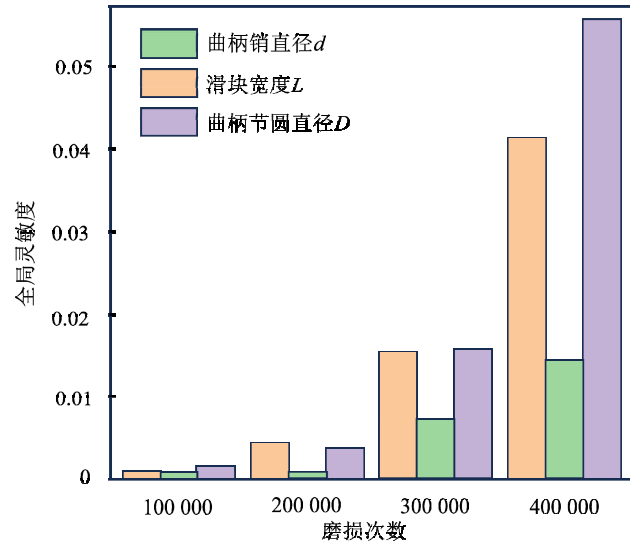


图8 不同磨损次数下的随机变量灵敏度结果示意图

Fig. 8 Schematic Diagram of Sensitivity Results of Random Variables Under Different Wear Cycles

当仅考虑单一运动副处的磨损情况时, 可以分析不同磨损位置 and 不同磨损量对调距机构运动精度

的影响。表8为在不同磨损位置及磨损量情况下调距机构的失效概率计算结果。

表8 不同磨损位置的失效概率结果

Tab. 8 Failure Probability Results at Different Wear Positions

活塞杆-滑块		曲柄销-滑块		桨毂轴承-曲柄盘	
磨损量	失效概率	磨损量	失效概率	磨损量	失效概率
0.021 17	0.000 9	0.049 66	0.000 1	0.063 30	0.001 9
0.042 35	0.008 5	0.099 31	0.000 5	0.126 59	0.005 6
0.063 52	0.014 3	0.148 97	0.004 7	0.189 89	0.015 2
0.084 69	0.076 3	0.198 63	0.016 0	0.253 18	0.084 5

从表9可看出, 曲柄销-滑块处的磨损量要大于活塞杆-滑块处, 从表7已知, 在调距机构运动400 000次时, 可靠度降低到0.861 9, 但此时仅考虑曲柄销-滑块处磨损量的可靠度仍然为0.984 0, 间隙变化对可靠度影响结果不大, 因此在实际维修检查时不考虑曲柄销-滑块运动副处的磨损量。根据灵敏度分析得到滑块宽度 L 和曲柄盘节圆直径 D 是影响调距机构运动功能的关键因素, 考虑到活塞杆-滑块和桨毂轴承-曲柄盘两处磨损量的可靠度分别为0.923 7和0.915 5, 这两处的间隙变化使得可靠度下降较快, 影响较大。因此在维修时应着重检查测量活塞杆-滑块和桨毂轴承-曲柄盘的间隙变化, 当活塞杆-滑块的间隙尺寸大于1.8倍原始间隙尺寸或桨毂轴承-曲柄盘的间隙尺寸大于2倍原始间隙尺寸时, 需要更换活塞杆、滑块、曲柄盘和桨毂体等部件。

3 结论

本文针对船舶调距机构的功能可靠性问题, 通过刚柔耦合多体动力学仿真与磨损可靠性建模相结合的方法, 分析了运动副磨损对调距精度的影响规律, 计算了考虑磨损的可靠性退化结果, 进行了随机变量的灵敏度。主要结论如下:

1) 船舶调距机构的关键磨损位置包括桨毂轴承-曲柄盘、曲柄销-滑块和活塞杆-滑块等3处运动副, 根据Archard模型可知, 关键磨损位置的磨损速率分别为 6.33×10^{-7} mm/次、 4.97×10^{-7} mm/次、 2.12×10^{-7} mm/次。

2) 系统可靠度随运动次数增加显著降低, 从100 000次运动的0.998 0降至400 000次运动的0.861 9, 但在100 000~300 000磨损次数下调距机构可靠度均较高, 因此在实际服役过程中, 调距300 000后就应着重关注运动副的磨损问题。

3) 磨损初期阶段(100 000次), 桨叶水动力载荷波动(灵敏度19.00%)主导失效, 后期阶段(400 000次) 活塞杆-滑块(灵敏度5.53%)与桨毂轴承-曲柄盘(灵敏度4.91%)间隙的扩大成为关键因素。

4) 以运动副间隙的变化量为参考, 对调距桨装置的维修检查提出建议, 在实际服役过程中, 调距300 000后就应测量关键运动副的间隙变化, 当活塞杆-滑块的间隙尺寸大于1.8倍原始间隙尺寸或桨毂轴承-曲柄盘的间隙尺寸大于2倍原始间隙尺寸时, 需要更换活塞杆、滑块、曲柄盘和桨毂体等部件, 避免桨叶螺距角发生较大误差, 影响调距桨装置的性能。

参考文献:

- [1] 冯元生. 机构磨损可靠性[J]. 航空学报, 1993(12): 642-644.
FENG Y S. Reliability of Mechanism Wear[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 1993(12): 642-644.
- [2] 吕震宙. 结构机构可靠性及可靠性灵敏度分析[M]. 西安: 西北工业大学, 2009.
LYU Z Z. Reliability and Reliability Sensitivity Analysis of Structural Mechanisms[M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2009.
- [3] 黄玮. 机构可靠性分析方法研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2005.
HUANG W. Research on Reliability Analysis Methods of Mechanisms[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2005.
- [4] 庞欢. 飞机典型机构运动功能可靠性建模方法及应用[D]. 西安: 西北工业大学, 2016.
PANG H. Reliability Modeling Method and Application for Motion Function of Aircraft Typical Mechanisms [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2016.
- [5] LIANG D, LYU T, WANG Z M. Research on Reliability and Dynamic Characteristics of Planar Complex Multi-Bar Mechanism Considering Clearance and Irregular Wear Effect[J]. Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, 2025(145): 108708.
- [6] ZHAO Z Q, XIE L Y, ZHAO B F. Reliability Evaluation of Folding Wing Mechanism Deployment Performance Based on Improved Active Learning Kriging Method[J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 2023(74): 103547.
- [7] 同长虹. 考虑原始误差与磨损的机构运动可靠性分析[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2011.
TONG C H. Analysis of the Kinematic Reliability of Mechanisms Considering Original Errors and Wear[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2011.
- [8] 孙现龙, 廖勇刚, 余心宏. 磨损对曲柄压力机滑块机构运动可靠性的影响[J]. 机械传动, 2005(4): 58-60.
SUN X L, LIAO Y G, YU X H. Influence of Wear on the Kinematic Reliability of the Slide Mechanism of a Crank Press[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2005(4): 58-60.
- [9] JIANG D Y, HAN Y J, WANG K K. Functional Degradation Reliability Analysis for Non-Uniform Wear of Multi-Rotating Joints of Mechanical Structures[J]. Engineering Failure Analysis, 2024(157): 107934.
- [10] XIE B, WANG Y Z, ZHU Y Y. Time-Variant Reliability Analysis of Angular Contact Ball Bearing Considering the Coupled Effect of Rolling Contact Fatigue Damage and Wear[J]. Reliability Engineering & System Safety, 2024(241): 109667.
- [11] 陈宁, 侯伟, 侯淑玲. 基于 Adams 的调距桨滑块式调距机构运动学分析[J]. 船舶工程, 2013(3): 35-37.
CHEN N, HOU W, HOU S L. Kinematic Analysis of the Slider Type Pitch Adjusting Mechanism of a Controllable Pitch Propeller Based on Adams[J]. Ship Engineering, 2013(3): 35-37.
- [12] 胡举喜, 石庆贺, 李云龙, 等. 考虑柔性的调距桨机构动力学仿真分析[J]. 船舶工程, 2014, 36(2): 44-47.
HU J X, SHI Q H, LI Y L, et al. Dynamic Simulation Analysis of the Controllable Pitch Propeller Mechanism Considering Flexibility[J]. Ship Engineering, 2014, 36(2): 44-47.
- [13] PENG Z, XIONG Y, ZHANG, et al. Simulation and Experimental Study on Frictional Wear of Plough Blades in Soil Cultivation Process Based on the Archard Model[J]. Biosystems Engineering, 2024: 190-205.
- [14] FAN X, WU N, LIU Y, et al. Resonance System Reliability and Sensitivity Analysis Method for Axially FGM Pipes Conveying Fluid with Adaptive Kriging Model [J]. Acta Mechanica Solida Sinica, 2022: 1-9.