

文章编号:1006-7736(2014)01-0001-04

船舶自动舵仿真模拟器的研制

孙才勤¹, 王心红², 许建³, 张灵杰¹

(1. 大连海事大学 轮机工程学院, 辽宁 大连 116026;

2. 大连海洋学校, 辽宁 大连 116023; 青岛远洋船员职业学院, 山东 青岛 266071)

摘要:基于船舶水面运动的一阶 Nomoto 船舶运动模型, 考虑风、浪、流等环境因素对船舶航向角的影响, 建立以船舶液压舵机为中心的船舶自动舵系统的数学模型. 在此基础上开发物理-数字混合仿真自动舵系统模拟器. 该模拟器具备实船舵机系统全部操作功能, 并模拟轮机工作场景, 动态显示操作过程, 可用于船舶航迹控制研究及船员培训

关键词:船舶; 自动舵; 模拟器; 液压舵机

中图分类号:U664.36

文献标志码:A

Research of simulator for automatic hydraulic steering gear

SUN Cai-qin¹, WANG Xin-hong²,

XU Jian³, ZHANG Ling-jie¹

(1. Marine Engineering College, Dalian Maritime University, Dalian 116026, China; 2. Dalian Ocean School, Dalian 116023, China; 3. Qingdao Ocean Shipping Mariners College, Qingdao 266071, China)

Abstract: Based on the first order Nomoto ship motion model, the paper established a mathematical model of the ship autopilot system centering on marine hydraulic steering gear considering the influence of wind, wave, flow and other environmental factors on ship course angle. The physical and digital hybrid simulation autopilot simulator is developed based on the mathematical model. The simulator has all of the operating functions of the ship steering system, it can also simulate the turbine engine working sceneries and display the operation process dynamically, which can be applicable to the ship track control research and crew training work.

Key words: ship; autopilot; simulator; hydraulic steering gear

0 引言

液压舵机系统的动态仿真对于改进船舶航迹

系统的设计和提高船舶的可靠性具有重要意义. 国际海事组织 IMO 在《海员培训、发证和值班标准公约》中明确规定对轮机员进行模拟器培训. 船舶自动舵仿真模拟器具有较大的市场需求. 本文首先分析船舶水面运动数学模型, 并将航行中船舶遭受的风、浪、流等环境因素影响转化为舵机附加舵角, 建立以液压舵机为中心的船舶自动舵系统数学模型, 并以此为基础开发物理-数字混合仿真自动舵模拟器. 结果验证了其正确性及有效性.

1 船舶运动及环境干扰力数学模型

在船舶自动舵系统建模与仿真中, 建立船舶运动数学模型的目的是建立船舶操纵模拟器, 以期研究闭环系统性能提供一个基本的仿真平台. 船舶航行时要遭受不同海况风、浪、流等因素的影响, 在建模过程中也将给予考虑并将环境因素产生的作用转化为附加舵角的变化.

1.1 船舶运动数学模型

在船舶运动分析与仿真计算中, 常将船舶运动方程近似简化为线性模型. 本文采用线性化模型进行仿真. 船舶水平面运动坐标系如图 1 所示.

水面船舶的一般平面运动方程为

$$m(\dot{u} - vr - x_G \dot{r}^2) = F_X \quad (1)$$

$$m(\dot{v} + ur + x_G \dot{r}) = F_Y \quad (2)$$

$$I_z \dot{r} + mx_G(\dot{v} + ur) = M_N \quad (3)$$

其中: m 为船体质量; I_z 为环绕 Z 轴的惯性矩; x_G 为重心 G 的 X 坐标; u 、 v 分别为前向速度和横漂速度; r 为船舶的艏摇速度; F_X 、 F_Y 为作用于船舶的外力合力的分量; M_N 为外力合力对于通过船舶重心的 Z 轴的力矩.

收稿日期: 2013-08-29.

基金项目: 国家高技术研究发展计划(863)资助项目(2011AA110201).

作者简介: 孙才勤(1963-), 男, 副教授, 博士, E-mail: scq@dlmu.edu.cn.

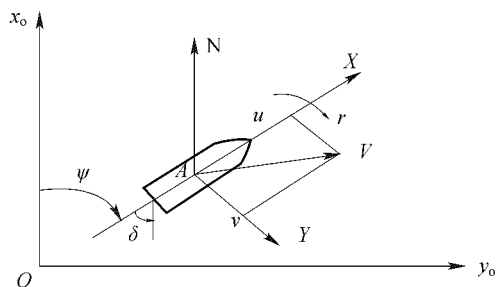


图 1 船舶水平面运动坐标系

Fig. 1 Coordinate System of horizontal movement of ship

航向 ψ 可表示为 $\dot{\psi} = r$, 联合式(1)、(2)、(3) 得线性船舶运动传递函数:

$$\frac{\psi(s)}{\delta(s)} = \frac{K(T_3s + 1)}{s(T_1s + 1)(T_2s + 1)} \quad (4)$$

其中: T_1, T_2, T_3 为时间常数; K 为舵增益.

考虑到船舶在航行时具有非常大的惯性, 其动态特性只在低频段是比较重要的. 对式(4) 进行简化得到著名的 Nomoto 模型:

$$\frac{\psi(s)}{\delta(s)} = \frac{K}{s(Ts + 1)} \quad (5)$$

其中: 等效时间常数 $T = T_1 + T_2 - T_3$.

考虑到 $\dot{\psi} = r$, 写成微分方程, 即

$$T\dot{r} + r = K\delta \quad (6)$$

式(6) 为一阶响应模型, 也就是野本(Nomoto) 方程. 从力学观点看, K 称为回转性参数, T 称为稳定性参数, 且有

$$K = \frac{M}{N} = \frac{\text{每单位舵角回转力矩}}{\text{每单位回转角速度的黏性阻尼}} \quad (7)$$

$$T = \frac{I}{N} = \frac{\text{船舶惯性}}{\text{每单位回转角速度的粘性阻尼}}$$

采用 Nomoto 模型进行船舶运动控制器设计有两个好处: 一是在低频范围, 其频谱与高阶模型的频谱相近; 二是设计出的控制器阶次低, 易于实现.

1.2 环境干扰

(1) 风的干扰

由海风扰动产生平均风力的表达式(图2) 为

$$\bar{F}_{\text{WIND}} = \frac{1}{2} \rho_a A_L v_R^2 C_Y(\gamma_R) / \frac{1}{2} \rho L^3 \quad (8)$$

$$\bar{M}_{\text{WIND}} = \frac{1}{2} \rho_a A_L v_R^2 C_N(\gamma_R) / \frac{1}{2} \rho L^4 \quad (9)$$

其中: $C_Y(\gamma_R), C_N(\gamma_R)$ 为无量纲的风力和风力矩系数; A_L 为船舶水线以上侧投影面积; ρ_a 为空气密度; γ_R 为相对风速与艏向间的夹角, 称为风舷角.

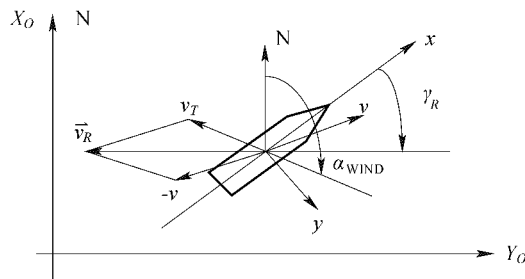


图 2 风力计算

Fig. 2 Calculation of the wind

在船舶运动方程的线性模型中, 将风力、风力矩进行线性叠加, 可得风力的等效舵角为

$$\delta_{\text{WIND}} = \frac{K_W}{K} = \frac{c_0}{b_0} = \frac{\rho_a A_s}{\rho L^2} \frac{N'_v C_y - Y'_v C_n}{N'_v Y'_\delta - Y'_v N'_\delta} \left(\frac{v_R}{v} \right)^2 \quad (10)$$

其中: ρ_a 为空气密度; A_s 为水线以上侧投影面积; v_R 为相对风速; C_y 为风力系数; C_n 为风力矩系数, C_y 和 C_n 主要通过试验确定; γ_R 为风舷角.

(2) 波浪干扰

假设海水是无黏性、不可压缩的理想流体且流体质点的运动是无旋的势流运动. 把波浪看成规则波, 这种波浪只有一个频率 ω , 一个周期 T_ω 和一个波高 h_ω ; 规则波对于船的传播方向称为浪向角, 以 χ 表示. 在自动舵系统的仿真研究中, 假设船舶为一箱体, 在波浪作用下, 产生的干扰力和干扰力矩可简单地表示为

$$\begin{cases} F_{\text{WAVE}} = -2aL \frac{\sin b \sin c}{b} s(t) \\ M_{\text{WAVE}} = ak \left[B^2 \sin b \frac{c \cos c - \sin c}{c^2} - L^2 \sin c \frac{b \cos b - \sin b}{b} \right] \xi(t) \end{cases} \quad (11)$$

其中: $a = \rho g(1 - e^{-kd})/k^2$; $b = kL/2 \cos \chi$; $c = kB/2 \sin \chi$; $s(t) = (kh_\omega/2) \sin(\omega_e t)$; $\xi(t) = (h_\omega/2) \cos(\omega_e t)$; d 为吃水; ξ_t 为在附体坐标系原点处波面的振荡; $s(t)$ 为沿波浪传播方向上的波面 ξ 的斜率在原点处的值.

波浪干扰力是各种干扰力中最复杂的一种, 其浪力等效舵角的计算处理方式虽更为繁琐, 但与风力等效舵角类似:

$$\delta_{\text{WAVE}} = \frac{K'_W}{K} = \frac{\alpha}{F_h^2} \frac{N'_v C'_y \sin \omega_e t - Y'_v C'_n \cos \omega_e t}{N'_v Y'_\delta - Y'_v N'_\delta} \quad (12)$$

其中: $\alpha = L_w/L$ 为相对波长; $F_h = v/\sqrt{gh_w}$ 为与波

高 h_w 对应的 Froude 数; C'_y 为无量纲浪力系数; C'_n 为力矩系数。

(3) 海流的干扰

本文仿真中,依照惯例将海流产生同样大小力矩的舵角的变化等效为常数。

(4) 风浪流共同作用

将式(10)、(12)进行线性叠加,则附加舵角 $\Delta\delta$ 的表示式为

$$\Delta\delta = \Delta\delta_{\text{WIND}} + \Delta\delta_{\text{WAVE}} \quad (13)$$

如此,就建立了由风、浪力矩产生的附加舵角的数学模型。利用已知的船舶参数可求出其中的参数,以便进行仿真研究。

2 集装箱船舵机液压系统建模与仿真

以某万箱集装箱船采用的川崎 FE21-400 舵机液压系统为基础,围绕舵机系统各部分的运动方程及其系统的工作机理建立舵机系统模型。

2.1 撞杆运动数学模型

本系统转舵机构采用四缸双撞杆结构,如图3所示。

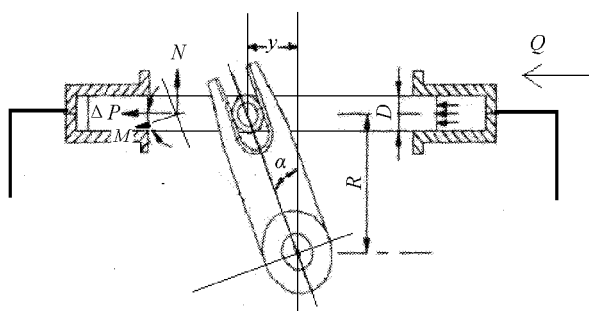


图3 拨叉式液压舵机转舵机构

Fig.3 Fork type steering gear

一般认为,液压位置控制系统主要是惯性负载,无弹性负载或甚小,因而液压缸的静态力平衡方程为

$$A\Delta P = Jy'' + B_c y' + F_l \quad (14)$$

其中: A 为动力缸撞杆面积和, $A = 0.07793 \times 2 \text{ m}^2$; J 为运动部件转动惯量,暂取 $J = 5000 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; y' 、 y'' 分别为其撞杆移动的速度、加速度; B_c 为黏性阻尼系数, $B_c = 0.2 \sim 0.5 \text{ N}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$; F_l 为负载力,等于负载力矩比上 $\tan\theta$; 最大负载力矩为 $3923 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 。

2.2 液压系统流量平衡模型

$$Q = \lambda \Delta P + \frac{V_t}{4B_c} \frac{d\Delta P}{dt} + Ay' \quad (15)$$

其中: λ 为泄漏系数,取 $\lambda = 10^{-14}$; V_t 为油泵排出的工作油的体积, $V_t = \int Q dt$; B_c 为弹性模量,通常取 $B_c = 700 \sim 1000 \text{ MPa}$ 。

2.3 油泵的流量模型

根据斜盘式轴向柱塞泵结构可得其流量公式:

$$Q = \eta_v A_1 D_1 Z n_1 \tan\beta \quad (16)$$

其中: η_v 为油泵的容积效率; Z 为油泵柱塞个数, $Z = 7$; A_1 为柱塞面积,直径为 0.023 m ; D_1 为柱塞中心分布直径, $D_1 = 0.25 \text{ m}$; n_1 为主油泵电机转速, $n_1 = 1800 \text{ r/min}$; β 为斜盘倾角, $\beta = -24.5^\circ \sim +24.5^\circ$ 。

$$\eta_v = \begin{cases} 0.92 \sim 0.95, & \eta_v \geq 20 \text{ MPa} \\ 0.95 \sim 0.98, & \eta_v < 20 \text{ MPa} \end{cases} \quad (17)$$

2.4 双向变量泵斜盘倾角模型

双向变量泵的斜盘倾角取决于浮动杆追随杆机构中浮动杆上的控泵点位置,

$$\beta = k(x - y) \frac{l_m}{l_m + l_n} \quad (18)$$

其中: β 为斜盘式柱塞泵的斜盘倾角; k 为斜盘系数; x 为浮动杆控制点偏离原点的距离; y 为反馈点偏离原点的距离; l_m 为浮动杆上控制点与泵控点间的长度; l_n 为浮动杆上反馈点与泵控点间的长度。

2.5 舵的水阻力矩计算模型

舵叶上有舵压力 F_N 和摩擦力 F_F ,两者合力为 F ,将其分解为水平力 F_D 和垂直力 F_L 。由几何关系得舵的水阻力矩表达式为

$$M_a = F_N X_c = (F_L \cos\alpha + F_D \sin\alpha) X_c = 0.5 C_N \rho A v^2 X_c \quad (19)$$

其中: $C_N = C_l \cos\alpha + C_d \sin\alpha$; v 为舵叶处的水流速度,这里取航速的 $1.15 \sim 1.2$ 倍; X_c 为舵压力中心到舵杆轴线的距离, $X_c = X = C_x b$, b 为舵叶的平均宽度; C_x 、 C_l 、 C_d 为舵角 α 的函数,由模型试验测定; A 为舵叶单侧浸水面积; ρ 为海水密度。

2.6 舵角求解模型

此处用舵叶偏离中位的角度来表示舵机的实际舵角,则实际舵角

$$\alpha = \arctan(y/R) \quad (20)$$

其中: y 为舵叶转动 α 角度后撞杆的位移; R 为舵柱圆心到转舵油缸中心线的距离。

3 仿真器开发与结果分析

表1为船舶参数,通过曲线拟合,得到标称参

数.

表 1 船舶参数
Tab. 1 Parameters of the ship

船长(L)/m	342	桨叶数(Z)	6
船宽(B)/m	45.6	盘面比(θ)	0.896
吃水(T)/m	18	舵面积(A_R)/m ²	72.1
方形系数(C_b)	0.649	舵高(H)/m	11.60
桨直径(D_p)/m	8.8	舵宽(H_R)/m	7.35
桨螺距(P)/m	8.57	舵展弦比(λ)	2.64

根据前述的船舶模型,将 K, T 值带入系统,可得整个自动舵系统仿真结构,如图 4 所示.

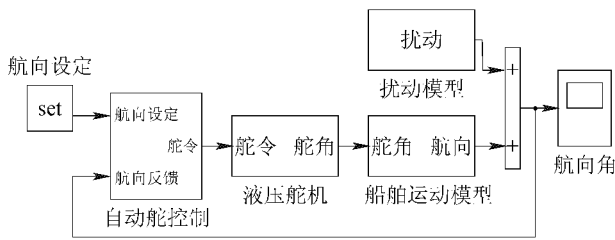


图 4 自动舵系统仿真结构

Fig. 4 Autopilot system simulation structure

在该自动舵系统仿真模型基础上,借助 VC++6.0 中的 MFC 功能开发自动舵系统模拟器.该模拟器可将实船中有关自动舵的相关操作完整地虚拟出来,并动态显示操作过程.采用物理-数字混合仿真方法,将系统的数学模型部分利用计算机运算,用半实物模型构造真实轮机环境,并通过 CAN 总线实现系统实时通信.

通过运行仿真实验,得到实际航向变化历时曲线及控制舵角的变化曲线,如图 5 所示.仿真中添加 1°的干扰信号,航向输出曲线(实线)与理想操纵曲线(虚线)较吻合,验证仿真系统是正确

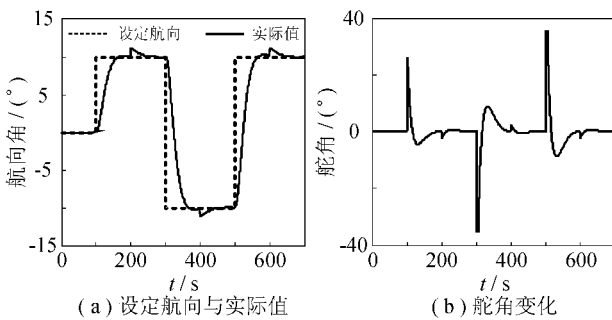


图 5 自动舵相关变量响应曲线

Fig. 5 Autopilot related variables response curve

图 6—8 分别为液压舵机显示和操作界面、舵机控制箱操作界面、驾驶台模拟操舵界面.

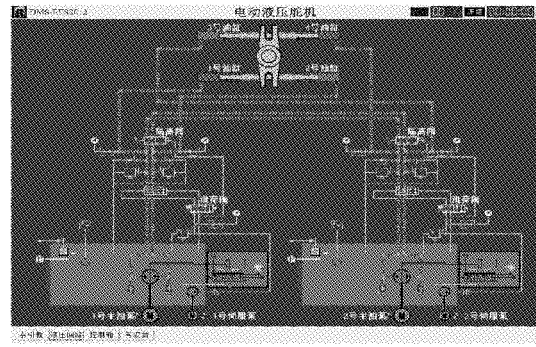


图 6 液压舵机显示和操作界面

Fig. 6 Hydraulic steering gear display and user interface

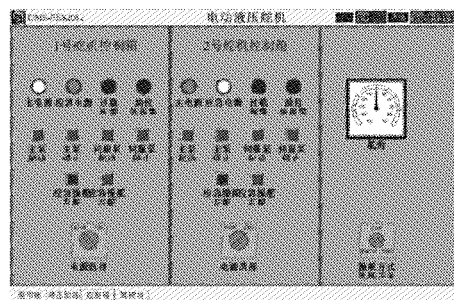


图 7 舵机控制箱操作界面

Fig. 7 Servo control box interface

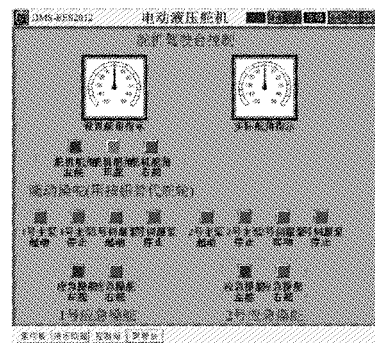


图 8 驾驶台模拟操舵界面

Fig. 8 Bridge simulation steering interface

4 结 语

以现代化万箱集装箱船为母型船,基于船舶水面运动模型,考虑风浪流对船舶运动的影响并将其转换为舵角的扰动,建立以液压舵机系统为中心的自动舵系统的数学模型.利用物理-数字混合仿真方法开发自动舵系统模拟器.该模拟器具备实船舵机系统全部操作功能,并动态显示操作过程,模拟轮机工作场景,可适用于船员培训工作.

(下转第 8 页)