

为船舶重心。

考虑惯性流体力得到无量纲化的操纵运动方程^[3]：

$$\begin{cases} (m' + m'_x)\dot{u}' - (m' + m'_y)v'r' = X'_H + X'_P + X'_R, \\ (m' + m'_y)(\dot{v}' + u'r') = Y'_H + Y'_P + Y'_R, \\ (I'_{zz} + J'_{zz})\dot{r}' = N'_H + N'_P + N'_R. \end{cases}$$

其中， m 为船舶质量； m_x 为 x 轴附加水质量； m_y 为 y 轴的附加水质量； I_{zz} 为船舶的惯性矩； J_{zz} 为附加惯性矩； X_H, Y_H, N_H 分别为作用于船体的纵向水动力、横向水动力和水动力矩； X_P, Y_P, N_P 分别为螺旋桨产生的推力、横向力和力矩； X_R, Y_R, N_R 分别为舵产生的纵向力、横向力和旋转力矩。

1.2 惯性类流体动力的计算

对附加质量和附加惯性矩的计算，采用周昭明对元良诚三图谱进行了多元回归分析^[4]，得到下列估算公式：

$$\begin{cases} \frac{m_x}{m} = \frac{1}{100} \left[0.398 + 11.97C_b \left(1 + 3.73 \frac{d}{B} \right) - 2.89C_b \frac{L}{B} \left(1 + 1.13 \frac{d}{B} \right) \right. \\ \quad \left. + 0.175C_b \left(\frac{L}{B} \right)^2 \left(1 + 0.541 \frac{d}{B} \right) - 1.107 \frac{L}{B} \frac{d}{B} \right], \\ \frac{m_y}{m} = 0.882 - 0.54C_b \left(1 - 1.6 \frac{d}{B} \right) - 0.156 \frac{L}{B} (1 - 0.673C_b) \\ \quad + 0.826 \frac{d}{B} \frac{L}{B} \left(1 - 0.678 \frac{d}{B} \right) - 0.638C_b \frac{d}{B} \frac{L}{B} \left(1 - 0.669 \frac{d}{B} \right), \\ \frac{J_{zz}}{L^2} = \frac{1}{100} \left[33 - 76.85C_b \left(1 - 0.784C_b \right) + 3.43 \frac{L}{B} (1 - 0.63C_b) \right], \end{cases}$$

其中， L 为船长； B 为船宽； d 为船舶吃水； C_b 为方形系数。

1.3 粘性类流体动力的计算

粘性类流体动力的计算采用贵岛粘性水动力模型^[5]，如下：

$$\begin{cases} X_H = X(u) + X_w v^2 + X_v vr + X_r r^2, \\ Y_H = Y_v v + Y_r r + Y_w |v| v + Y_r |r| r + Y_{vr} v^2 r + Y_{vr} vr^2, \\ N_H = N_v v + N_r r + N_w |v| v + N_r |r| r + N_{vr} v^2 r + N_{vr} vr^2, \end{cases}$$

其中， $X(u)$ 为直航阻力； $X_w, X_v, X_r, Y_v, Y_r, Y_w, Y_r, Y_{vr}, Y_{vr}, N_v, N_r, N_w, N_r, N_{vr}, N_{vr}$ 为水动力导数，由经验公式求得。

1.4 螺旋桨推力及转矩计算模型

结合具体情况，建立如下螺旋桨推力和转矩模型：

$$\begin{cases} X_P = (1 - t_p)T, \\ T = \rho n^2 D_p^4 k_T(J_p), \\ Q_P = \rho n^2 D_p^5 k_Q(J_p), \end{cases}$$

其中， t_p 为推力减额系数； D_p 为桨直径； n 为主机转速； T 为桨推力； $k_T(J_p), k_Q(J_p)$ 分别为桨的推力系数和转矩系数，它们为桨速系数 $J_p = (1 - w_p)u/nD_p$ 的函数； Q_P 为螺旋桨吸收的转矩。

1.5 舵及舵机特性计算模型

舵力及力矩计算模型为

$$\begin{cases} X_R = (1 - t_R)F_N \sin \delta, \\ Y_R = (1 + a_H)F_N \cos \delta, \\ N_R = (x_R + a_H x_H)F_N \cos \delta, \end{cases}$$

其中, F_N 为垂直于舵叶平面的正压力; δ 为舵角 (规定右舵为正); t_R 为舵力减额系数; a_H 为操舵诱导船体横向力的修正因子; x_H 为操舵诱导船体横向力作用中心到船舶重心的距离; x_R 为作用于舵上的横向力作用点的纵向坐标。

2 仿真与分析

选取 2 种类型的船进行分析, 一种是 30 万 t 级油轮“中远川崎 12 号”; 另一种是 1 万 t 级普通货轮“育龙”轮。

由于超大型油轮的结构特点 (主要是方形系数大), 与普通万吨级货轮的操纵性能相比较, 其旋回性好而保向性差, 应用 Matlab 程序仿真出两者的旋回圈, 如图 2 所示, 可见 30 万 t 级油轮的旋回直径比“育龙”小很多。

正是由于超大型油轮的这一操纵性特点, 如果按照“经典”的 Williamson 旋回法进行操纵, 将不会达到预期的效果, 产生很大的误差, 船舶将大幅平行偏离原航迹, 如图 3 所示。

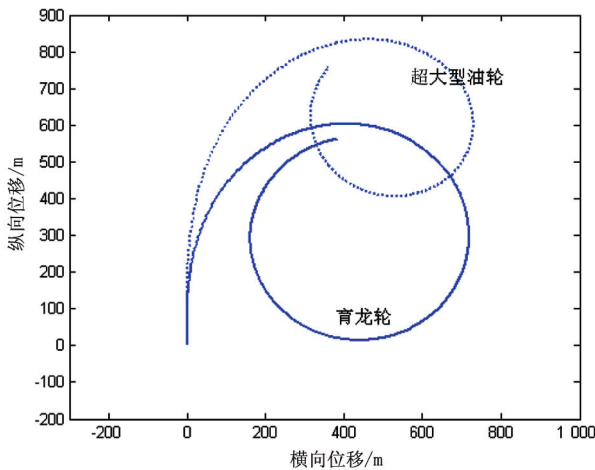


图 2 育龙轮与超大型油轮的旋回曲线图
Fig. 2 Turn curves of Yulong ship and VLCC

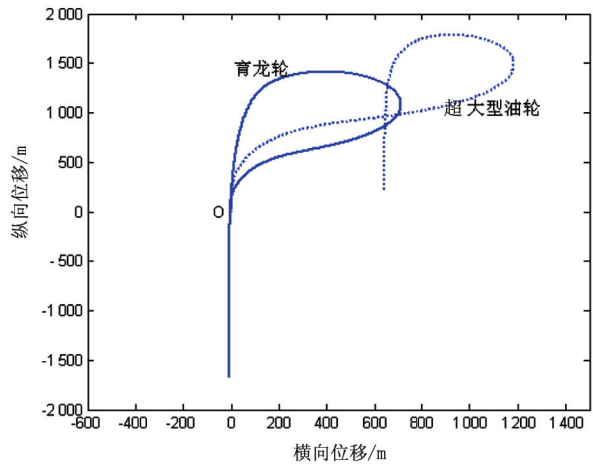


图 3 Williamson 旋回仿真曲线图
Fig. 3 Williamson turn simulation curve

为减小这一误差, 在航向还未转过 60° 时就应立即操相反一舷满舵, 其回正舵时机也应比“经典”的 20° 要早。通过航海模拟器模拟实验, 当航向改变 35° 时, 向另一舷操满舵, 船首距原初始航向的相反方向差 35° 时回舵; 待船舶航向变为初始航向的反方向时把定, 得到如图 4 所示的效果。可见, 平行偏离原航迹幅度很小。

3 结论

通过以上分析, 可以得出超大型油轮的 Williamson 旋回法操纵要点:

- 1) 向落水者一舷操满舵;

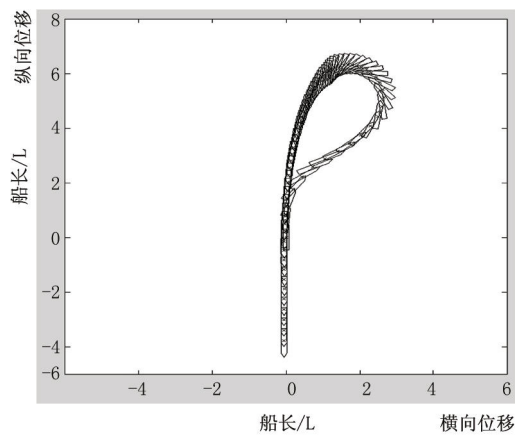


图 4 超大型油轮 Williamson 旋回的模拟效果图
Fig. 4 Williamson turn simulation effect of VLCC

- 2) 当转向角达到 $35\sim 40^\circ$ 时操相反一舷满舵；
- 3) 船首距原初始航向的相反方向差 35° 时回正舵；
- 4) 待船舶航向变为初始航向的相反方向时把定，发现落水者时适时停船接近落水者。

[参考文献] (References)

- [1] Resolution A. 601. Provision and display of maneuvering information on board ships[Z]. Geueva: IMO, 1987.
- [2] 洪碧光. 船舶操纵[M]. 大连: 大连海事大学出版社, 2008.
HONG B G. Ship handling[M]. Dalian: Dalian Maritime University Press, 2008. (in Chinese)
- [3] 贾欣乐, 杨盐生. 船舶运动数学模型[M]. 大连: 大连海事大学出版社, 1999.
JIA X L, YANG Y S. Mathematical model of ship motion[M]. Dalian: Dalian Maritime University Press, 1999. (in Chinese)
- [4] 翁史烈. 船舶动力装置仿真技术[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1991.
WENG S L. Marine power plant simulation technology[M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 1991. (in Chinese)
- [5] 貴島, 芳村, 高品. MSS 報告 II 浅水域における船の操縦運動数学モデル[J]. 日本造船学会誌, 1989, 718: 207~220.
GUI D, FANF C, GAO P. MSS Report II Mathematical model of ship's maneuvering motion in shallow water[J]. Japan Shipbuilding Society Paper, 1989, 718: 207~220. (in Japanese)