

Математическое моделирование работы подруливающего устройства (ПУ)

Ю.И. Юдин¹, А.Ю. Юдин², Г.И. Мартюк²

¹ Судоводительский факультет МА МГТУ, кафедра судовождения

² ОАО "Мурманское морское пароходство"

Аннотация. В статье представлен разработанный авторами способ математического моделирования работы подруливающего устройства (ПУ) танкера, выполняющего транспортные перевозки нефти из района промысла в порт. Показаны результаты расчетов с использованием математической модели танкера, включающей в себя математическую модель носового ПУ.

Abstract. The paper considers the method of mathematical modelling of operation of a tanker maneuvering propulsion device. The results of calculations using the tanker mathematical model including the mathematical model of the bow maneuvering propulsion device have been shown as well.

1. Введение

Характерной особенностью любой швартовной операции является выполнение сложных маневров на предельно малых скоростях (1,0÷4,0 уз) движения судна, что, в свою очередь, объясняется его инерционными свойствами, как тела, обладающего большой массой и перемещающегося в относительно неплотной среде. Так, например, танкер, осуществляющий точечную швартовку в течение какого-то времени, необходимого для соединения с приемным устройством нефтепровода, должен удерживаться в заданном положении (ДП должна совпадать с линией нефтепровода) без хода и дрейфа. В указанных условиях необходимо использовать дополнительные средства управления судном, к которым, в частности, относится подруливающее устройство.

2. Параметры НПУ т/к "Астрахань"

На танкерах, выполняющих транспортные операции по перевозке нефти, а именно, на т/к типа "Астрахань", установлено носовое подруливающее устройство (НПУ) типа Ulstein Propeller 150 TV, в качестве приводного двигателя используется электродвигатель типа СЗМ355LZ4 мощностью 645 кВт (877 э.л.с.). Основные тактико-технические характеристики НПУ, включая данные, полученные экспериментально в натуральных условиях, а также необходимые для моделирования параметры представлены в таблице.

Таблица

Тип подруливающего устройства	Винт регулируемого шага в канале цилиндрической формы
Максимальная мощность $P_{пр}$, кВт/л.с.	645/877
Время достижения полного упора, с	5,5
Угловая скорость поворота ω при $v = 0$, $A = 24995$ т, $d_f = 8,81$ м, $d_a = 9,19$ м, град/мин	28
Время реверса ПБ / ЛБ, с	10
Скорость, при которой эффективность НПУ минимальная, уз	5,8
Диаметр канала НПУ D_k , м	1,6
Радиус закругления кромок канала r , м	0,11
Расстояние от оси канала до плоскости мидель-шпангоута $x_{пр}$, м	63,5
Угол наклона шпангоута в районе НПУ (угол между ДП и касательной к шпангоуту в точке его пересечения с осью ПУ) α_s , град	28
Угол между касательной к ватерлинии и ДП судна в точке пересечения с осью ПУ α_w , град	29
Длина канала НПУ l_k , м	5,0
Диаметр винта $D_{пр}$, м	1,58
Серия и тип винта	В4-55, 4-х лопастной ВРШ
Обороты винта n , об/мин	398
Шаг винта $H_{пр}$, м	1,264
Шаговое отношение $H_{пр}/D_{пр}$	0,8
Дисковое отношение θ	0,55
Тяга винта при 100 % мощности $T_{Епр}$, Н	84171

3. Моделирование работы НПУ

Для моделирования работы НПУ воспользуемся материалами, опубликованными в работах (Manen, 1962; Martin, 1980), в которых представлены: диаграммы серийных испытаний гребных винтов в цилиндрической трубе, причем в качестве гребного винта использован винт серии В4-55 Вагенингенского бассейна, и экспериментальные материалы по оценке влияния скорости судна на рабочие параметры ПУ (Chislett, 1979). Кроме того, используем результаты аналитических исследований известных российских ученых Э.П. Лебедева, Р.Я. Першица, А.А. Русецкого (Лебедев и др., 1969; Справочник, 1985), а также разработки А.Д. Гофмана (1988).

Анализ диаграмм серийных испытаний гребных винтов, работающих в цилиндрической трубе, позволяет определить зависимость относительной поступи J_{pr} от шагового отношения винта H_{pr}/D_{pr} , с учетом скорости протекания воды в канале ПУ v_{pr} при его работе в швартовном режиме ($v_{xny} = 0$, v_{xny} – продольная составляющая скорости судна в районе расположения ПУ). Аналитически указанная зависимость выражается полученной нами формулой

$$J_{pr} = 0,15 + 0,75(H_{pr}/D_{pr}) + 0,024(H_{pr}/D_{pr})^2 - 0,034(H_{pr}/D_{pr})^4. \quad (1)$$

Данная формула справедлива для рабочего диапазона шаговых отношений винта, а именно $0,4 \leq (H_{pr}/D_{pr}) \leq 0,8$. Причем верхний предел данного неравенства определяется конструктивными параметрами винта, а нижний – практически реализуемой минимальной загрузкой, которая составляет примерно 50 % от максимально возможной тяги ПУ.

Изменение тяги в рабочем режиме ПУ осуществляется перекладкой лопастей винта и, как следствие, изменением упора ПУ T_{pr} , значение которого определяется с учетом известной зависимости

$$T_{pr} = k_{Tpr} \rho D_{pr}^2 n^2, \quad (2)$$

где ρ – массовая плотность воды; k_{Tpr} – коэффициент упора, зависимость которого от шагового отношения в выбранном рабочем диапазоне также получена нами по материалам серийных испытаний (Martin, 1980):

$$k_{Tpr} = 0,39 (H_{pr}/D_{pr}) - 0,072. \quad (3)$$

Поперечную силу на корпусе судна создает тяга ПУ:

$$T_{Epr} = (1 + t) T_{pr}. \quad (4)$$

В выражение (4) входит коэффициент засасывания t , величина которого для большинства современных конструкций ПУ с цилиндрическим каналом и гребным винтом обычно лежит в диапазоне $0,1 \div 0,3$ (Гофман, 1988) (для моделирования примем $t = 0,2$).

Искривленность поверхности корпуса судна в районе входного отверстия ПУ приводит к некоторому смещению потока на входе относительно оси канала ПУ, что, в свою очередь, приводит к потере тяги. Коэффициент, определяющий величину снижения тяги, зависит от геометрических параметров корпуса судна в районе расположения ПУ. Его значение может быть рассчитано по формуле, предложенной А.Д. Гофманом (1988):

$$k_{\alpha} = (0,63 + 0,37 \cos \alpha_w)(0,63 + 0,37 \cos \alpha_s). \quad (5)$$

С учетом указанного влияния, тяга будет равна

$$T_{Epr}' = T_{Epr} \cdot k_{\alpha}. \quad (6)$$

При поступательном движении судна неизбежно влияние скоса потока, образуемого работающим ПУ, в районе его выходного отверстия, что также сказывается на величине тяги (Chislett, 1979). То есть тяга ПУ существенно зависит от соотношения между скоростью потока в канале ПУ (v_{pr}) и продольной составляющей скорости судна в районе расположения ПУ ($v_{xny} = v \cdot \cos \beta$, v – скорость судна, β – угол дрейфа).

Скорость потока в канале ПУ определяется с учетом зависимости v_{pr} (T_{pr}), представленной формулой (Гофман, 1988):

$$v_{pr} = (8T_{pr}/\rho(1 + k_{pr})\pi D_{pr}^2)^{0,5}, \quad (7)$$

где k_{pr} – коэффициент сопротивления тракта ПУ, значение которого, с учетом конструктивных особенностей канала ПУ, можно определить графически по данным работы (Справочник, 1985) или аналитически с использованием зависимостей, представленных в работе (Гофман, 1988). В нашем случае $k_{pr} = 0,193$.

Особенности обтекания носовой части корпуса судна при его движении передним и задним ходом порождают различный характер изменения тяги ПУ. Причем при движении судна передним ходом тяга в относительно большом диапазоне соотношения скоростей v_{xny}/v_{pr} уменьшается, и по разным источникам (Справочник, 1985; Chislett, 1979) пик ее падения лежит в интервале $0,5 < v_{xny}/v_{pr} < 0,75$. При движении судна задним ходом тяга после незначительного падения с ростом скорости судна начинает

расти и может увеличиться в два раза по отношению к ее значению при работе ПУ в швартовном режиме. На наш взгляд, это объясняется существенным ростом засасывающей силы, значение которой может увеличиваться и при определенных условиях, влияющих на режим работы ПУ, достигая значения, равного тяге ПУ в швартовном режиме (Гофман, 1988).

При движении судна с большими углами дрейфа влияние продольной скорости может быть учтено зависимостью, предложенной Э.П. Лебедевым (Лебедев и др., 1969):

$$T_{Epr}'' = T_{Epr}'[1 - (v_x/v_{pr})]. \quad (8)$$

Анализ материалов работы И.Г. Шапочникова (1981) и данных, взятых из справочника (Справочник, 1985), позволил определить зависимость тяги от соотношения скоростей v_{xny}/v_{pr} , которая может быть реализована посредством использования следующей формулы:

$$T_{Epr}'' = T_{Epr}' \cdot k_v, \quad (9)$$

где значение коэффициента влияния скорости k_v находится в зависимости от направления движения судна: при движении судна передним ходом

$$k_v = 1,095 - 2,382(v_{xny}/v_{pr}) + 0,283(v_{xny}/v_{pr})^2 + 0,853(v_{xny}/v_{pr})^3; \quad (10)$$

при движении судна задним ходом

$$k_v = 1,03 + 1,856(v_{xny}/v_{pr}) + 4,347(v_{xny}/v_{pr})^2 + 1,532(v_{xny}/v_{pr})^3. \quad (11)$$

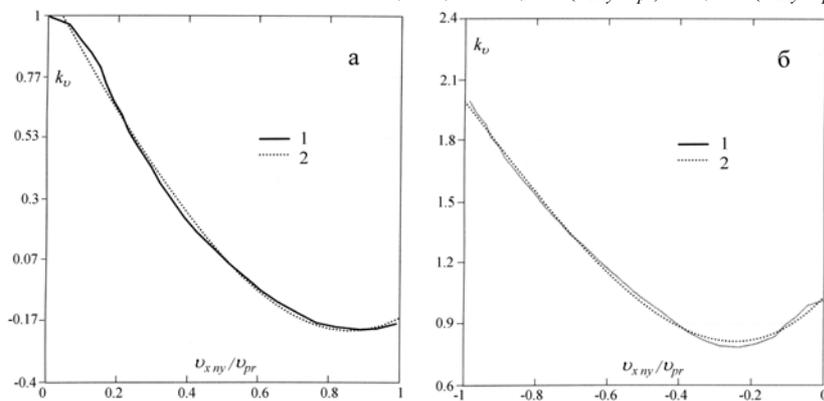


Рис. 1. Зависимость $k_v(v_{xny}/v_{pr})$ при движении судна:
а – передним,
б – задним ходом:

1 – по данным эксперимента;
2 – расчет по формулам (10) и (11)

На рис. 1 представлены кривые зависимости $k_v(v_{xny}/v_{pr})$, построенные по экспериментальным данным, представленным в работе Шапочникова (1981), и рассчитанные по аппроксимационным формулам (10-11).

Модельные эксперименты, выполненные Chislett (1979), подтверждают правомочность оценки влияния скорости судна на тяговые характеристики ПУ. По результатам эксперимента, опубликованным в указанной работе, нами получена аналитическая зависимость коэффициента влияния k_v от соотношения скоростей v_{xny}/v_{pr} , которая выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned} k_v &= 1,0, & \text{если } k_v < 0,1; \\ k_v &= 1 - 1,4k_v, & \text{если } 0,1 \leq k_v \leq 0,5; \\ k_v &= 0,3 + 0,3(k_v - 0,5), & \text{если } 0,5 < k_v < 1,2; \\ k_v &= 1,2, & \text{если } k_v \geq 1,2. \end{aligned} \quad (12)$$

Наличие поперечной составляющей скорости потока, обтекающего корпус судна в районе ПУ

$$v_{yny} = v \cos\beta \cdot \operatorname{tg}\beta_{ny}, \quad (13)$$

где $\beta_{ny} = \beta - \operatorname{arctg}(x_{pr}\omega/v)$ – угол дрейфа в районе ПУ, вызывает определенные изменения в параметрах, характеризующих работу ПУ. В частности, тяга будет возрастать, если направление потока на выходе из канала ПУ совпадает с направлением поперечного движения судна, и наоборот – величина тяги будет уменьшаться, если указанные направления движений не совпадают.

Для того, чтобы определить степень влияния поперечной составляющей скорости судна в районе ПУ на величину его тяги, воспользуемся предложенной А.Д. Гофманом (1988) зависимостью, определяющей величину упора винта ПУ в ходовом режиме, т.е. при условии $v_{yny} \neq 0$:

$$T_{pr} = 0,5\rho F_{pr}(v_{pr}^2 - v_{yny}|v_{yny}|), \quad (14)$$

где F_{pr} – площадь диска винта ПУ.

Учитывая, что при работе в швартовном режиме величина упора определяется выражением

$$T_{прив} = 0,5\rho F_{пр} v_{пр}^2, \quad (15)$$

можно полагать, что в ходовом режиме

$$T_{пр} = T_{прив} - \Delta T_{пр} = T_{прив} - 0,5\rho F_{пр} v_{уны}|v_{уны}|. \quad (16)$$

С учетом выражения (4), а также используя известные значения $t = 0,2$; $F_{пр} = 1,96 \text{ м}^2$, величину изменения тяги из-за влияния поперечного движения судна можно представить в виде зависимости

$$\Delta T_{епр} = 1,205 v_{уны}|v_{уны}|, \text{ кН}. \quad (17)$$

Для оценки качества полученной модели расчета тяги ПУ после введения ее в математическую модель танкера было выполнено моделирование движения танкера с использованием работы ПУ. Результаты модельных экспериментов представлены на рис. 2.

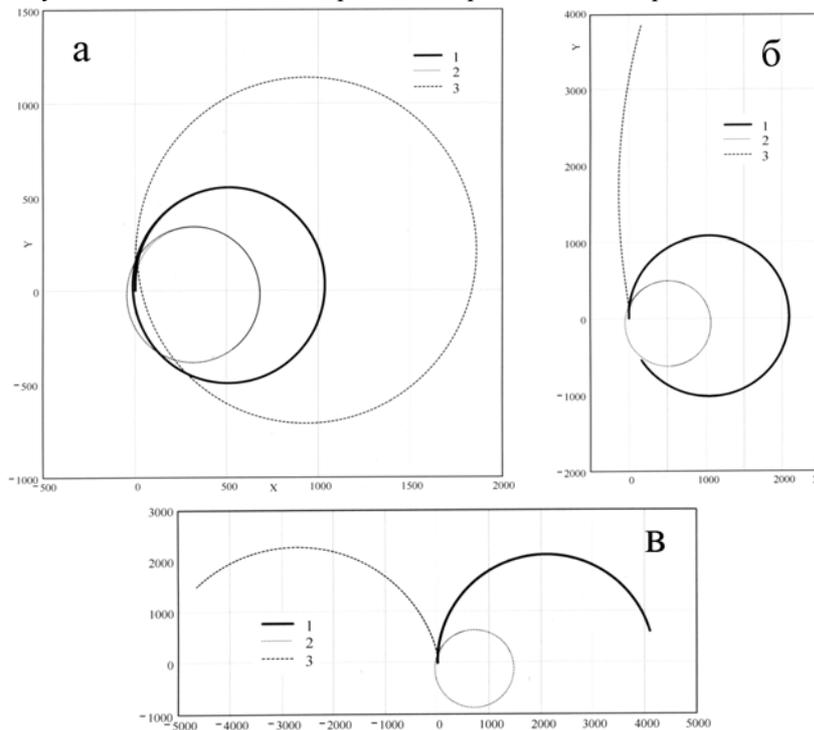


Рис. 2. Траектории танкера при одновременном действии руля и подруля.

Скорость судна 2 м/с

а) кладка руля 20° п/б

б) кладка руля 10° п/б

в) кладка руля 5° п/б

1 – без подруля

2 – с подрулем полного упора л/б

3 – с подрулем полного упора п/б

4. Заключение

Представленная в статье модель расчета тяги ПУ может быть использована для разработки и анализа различных способов маневрирования танкера при выполнении судовождения в сложных условиях. Способ построения модели расчета может быть применен к другим типам судов при наличии соответствующих экспериментальных данных.

Литература

Chislett M.S. Influence of ship speed on the effectiveness of a lateral-thrust unit. *Hitachi Report*, N 8, 1979.

Manen van J.D. Effect of radial load distribution on the performance of shrouded propellers. *Int. Shipbuilding Progress*, v.9, N 93, p.192-196, 1962.

Martin L.L. Ship manoeuvring and control in wind. *SNAME Tr.*, v.88, p.257-281, 1980.

Гофман А.Д. Движительно-рулевой комплекс и маневрирование судна. Справочник. Л., Судостроение, 360 с., 1988.

Лебедев Э.П., Першиц Р.Я., Русецкий А.А. Средства активного управления судами. Л., Судостроение, 264 с., 1969.

Справочник по теории корабля: В 3 т. Управляемость водоизмещающих судов. Гидродинамика судов с динамическими принципами поддержания. Под ред. Я.И. Войткунского. Л., Судостроение, т.3, 544 с., 1985.

Шапочников И.Г. Оценка взаимодействия подруливающего устройства с корпусом судна. Труды НТО им.акад. А.Н. Крылова. Л., Судостроение, вып. 358, с.61-79, 1981.