

УДК 519.8 : [629.5.061.17 : 629.563.3]

Математическое моделирование работы подруливающего устройства бурового судна

Ю.И. Юдин

Судоводительский факультет МА МГТУ, кафедра судовождения

Аннотация. В статье описана структура математической модели работы подруливающего устройства бурового судна. В модели учтена возможность оборудования бурового судна двумя подруливающими устройствами, расположенными как в одной оконечности судна, так и разнесёнными по длине судна в разные его оконечности. Разработанная математическая модель является универсальной и может быть использована для моделирования движения любого типа судна, оборудованного соответствующим подруливающим устройством. Для этого достаточно владеть определёнными сведениями о конструктивных параметрах конкретного подруливающего устройства.

Abstract. The paper contains the structure of mathematical model of operation of drilling vessel tunnel thruster. The model takes into account the possibility of equipping the drilling vessel by two tunnel thrusters. They can be located both in one end of the vessel and distributed along it. The given mathematical model is universal and can be used for modeling movement of any vessel equipped by the proper tunnel thruster. One should only know definite information about design factors of a particular tunnel thruster.

Ключевые слова: математическая модель, буровое судно, движительный комплекс
Key words: mathematical model, drill ship, propulsive system

1. Введение

Построение математической модели работы подруливающего устройства (ПУ) бурового судна осуществлялось с использованием материалов модельных экспериментов, выполненных в различных опытовых бассейнах. Указанные материалы в различных форматах представлены в работах (Гофман, 1988; Справочник..., 1985; Лебедев и др., 1969; Юдин и др., 2009; Chislett, 1979; Martin, 1980; Muller, 1981; Taniguchi et al., 1966). Возможно, их объём и содержание недостаточны для глубокого изучения динамических свойств рассматриваемого типа движительного устройства, но их достаточно, и они вполне пригодны для решения актуальных задач в области безопасности судовождения, в частности, для оценки безопасности выполнения буровых работ в открытой части океана.

2. Общие зависимости для определения тяги ПУ

Поперечная сила, т.е. тяга T_{opr} , создаваемая ПУ, складывается из упора винта T_{pr} и силы, развиваемой на неподвижных частях ПУ и называемой силой засасывания.

Упор винта ПУ может быть разделён на две части: идеальный упор T_{pri} , необходимый для создания осевой скорости протекания воды в туннеле v_t (средняя скорость потока в сечении туннеля ПУ),

$$T_{pri} = 0,5k_t^2 \rho v_t^2 F_t \quad (1)$$

(здесь k_t – коэффициент сжатия струи $k_t = F_{out}/F_t$, F_{out} – площадь сечения струи на выходе из туннеля ПУ; ρ – массовая плотность воды; F_t – площадь гидравлического сечения туннеля ПУ), и дополнительный упор T_{prv} , необходимый для восполнения вязкостных потерь в тракте ПУ:

$$T_{prv} = 0,5\zeta_t \rho v_t^2 F_t, \quad (2)$$

здесь ζ_t – коэффициент сопротивления протеканию воды через туннель ПУ.

Таким образом, упор винта ПУ будет выражаться зависимостью

$$T_{pr} = T_{pri} + T_{prv} = 0,5\rho v_t^2 F_t (k_t^2 + \zeta_t). \quad (3)$$

На основании данных о геометрических и конструктивных характеристиках ПУ, которыми оборудовано буровое судно, значение коэффициента сжатия струи в туннеле принято равным $k_t = 1$. В итоге, выражение для определения значения упора винта будет выглядеть следующим образом

$$T_{pr} = 0,5\rho v_t^2 F_t (1 + \zeta_t). \quad (4)$$

Соответствующее значение тяги ПУ $T_{епр}$ определяется согласно известной зависимости между упором винта и его тягой, с учётом конструктивных особенностей данного типа движителя (винт в трубе), а именно:

$$T_{епр} = (1 + t_{пр})T_{пр}, \quad (5)$$

где $t_{пр}$ – коэффициент засасывания подруливающего устройства.

Учитывая отсутствие достоверной информации о значении коэффициента засасывания для конкретного типа ПУ, при математическом моделировании работы ПУ бурового судна в первом приближении можно принять $t_{пр} = 0,2$. В соответствии с материалами исследований, описанных в работе А.Д. Гофмана (1988), а также данными, представленными в справочнике (Справочник..., 1985), принятое здесь значение $t_{пр}$ находится в диапазоне вероятных значений коэффициента засасывания для ПУ бурового судна.

3. Влияние конструкции корпуса в районе установки ПУ на его тягу

Конструктивные особенности корпуса бурового судна в районе установки ПУ приводят к изменению градиента давления воды на входе в его туннель, что в свою очередь сказывается на снижении тяги ПУ. Этот фактор учитывается при моделировании введением поправочного коэффициента k_{α} , значение которого для ПУ с цилиндрической формой сечения туннеля определяется в соответствии с рекомендациями А.Д. Гофмана (1988), т.е.

$$k_{\alpha} = (0,63 + 0,37\cos\alpha_w)(0,63 + 0,37\cos\alpha_f), \quad (6)$$

где α_w – угол наклона касательной к ватерлинии к ДП в районе входа в канал ПУ; α_f – угол наклона касательной к шпангоуту к ДП в том же месте.

Соответственно, величина тяги ПУ будет определяться согласно зависимости

$$T_{епр}' = k_{\alpha} T_{епр}. \quad (7)$$

4. Учёт сопротивления элементов тракта ПУ

Коэффициент сопротивления протеканию воды через туннель ПУ складывается из коэффициентов сопротивления конструктивных элементов, входящих в его состав, в том числе: коэффициента сопротивления входной части туннеля (ζ_{int}), коэффициента сопротивления трения туннеля (ζ_{ft}), коэффициента сопротивления выступающих внутрь туннеля частей конструкции ПУ (кронштейна, гондолы) ($\zeta_{oh(b,g)}$).

$$\zeta = \zeta_{int} + \zeta_{ft} + \zeta_{oh(b,g)} + \Delta\zeta_{oh}. \quad (8)$$

В выражении (8) вводится поправка $\Delta\zeta_{oh}$, которая учитывает направление потока в туннеле по отношению к обтекаемым им элементам конструкции движителя ПУ. Пользуясь значениями конструктивных параметров ПУ бурового судна и учитывая рекомендации авторов работ (Справочник..., 1985; Chislett, 1979; Taniguchi et al., 1966), величину поправки $\Delta\zeta_{oh}$ примем равной $\pm 0,05$, причём знак "+" соответствует условному режиму работы винта на задний ход (поток втекает в туннель со стороны гондолы), а знак "-" – на передний ход (поток втекает в туннель со стороны винта). В работах (Гофман, 1988; Справочник..., 1985), в выражение (8) вводится ещё одно слагаемое, учитывающее сопротивление защитной решётки, устанавливаемой на входе и выходе туннеля ПУ. Так как в конструкции ПУ рассматриваемого здесь типа бурового судна отсутствуют решётки, указанное слагаемое в выражении (8) отсутствует.

Коэффициент сопротивления входной части туннеля ζ_{int} определяется в зависимости от формы конструкции входа в туннель ПУ.

Так как кроме входного отверстия туннеля ПУ бурового судна имеют скруглённую форму, а ось туннеля перпендикулярна диаметральной плоскости, значение коэффициента сопротивления входной части туннеля ПУ определяется с помощью зависимости, полученной по результатам анализа материалов, представленных в работах (Гофман, 1988; Справочник..., 1985; Лебедев и др., 1969; Taniguchi et al., 1966)

$$\zeta_{int} = -155,14(r/D_t)^3 + 57,61(r/D_t)^2 - 8,0461(r/D_t) + 0,4992, \quad (9)$$

здесь r – радиус закругления входного отверстия туннеля ПУ; D_t – диаметр туннеля ПУ.

Коэффициент гидравлического трения воды о стенки туннеля рассчитывается с использованием рекомендуемой в работах (Справочник..., 1985; Лебедев и др., 1969) формулы немецкого учёного Блазиуса

$$\zeta_{ft} = (0,3164 l_{(f,a)}) / (Re^{0,25} D_t), \quad (10)$$

где $l_{(f,a)}$ – длина туннеля ПУ (нижний индекс f соответствует ПУ, условно названному носовым, аналогичный индекс a – кормовому ПУ).

Значение числа Рейнольдса в выражении (10) определяется по формуле

$$Re = v_t D_t / \nu, \quad (11)$$

здесь ν – кинематическая вязкость (в расчётах можно принять для морской воды при температуре 10°C $\nu = 1,35 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$), а значение скорости потока v_t при расчёте числа Рейнольдса в первом приближении определяется с использованием известных зависимостей (Гофман, 1988; Справочник..., 1985; Лебедев и др., 1969):

$$v_t \cong 0,037(T_{\text{эпр}}/F_t)^{0,5}, \quad (12)$$

$$T_{\text{эпр}} = 0,8(P_D \cdot D)^{2/3}. \quad (13)$$

Здесь P_D – мощность приводного двигателя ПУ в кВт.

Выступающие части (кронштейн, гондола), расположенные внутри туннеля ПУ бурового судна, имеют сечение вытянутой вдоль потока сегментной (кронштейн) и эллиптической (гондола) формы. Безразмерный коэффициент сопротивления выступающих частей, расположенных в цилиндрической части туннеля, без учёта их взаимодействия рассчитывается по формуле, представленной в справочнике (Гофман, 1988)

$$\zeta_{oh(b,g)} = C_{D(b,g)} [k_{oh(b,g)} / (1 - k_{oh(b,g)})^2], \quad (14)$$

где $k_{oh(b,g)} = F_{oh(b,g)} / F_t$ – коэффициент загромождения туннеля ПУ; $F_{oh(b,g)}$ – площадь нормального к потоку сечения кронштейна или гондолы, F_t – площадь сечения туннеля ПУ $F_t = 0,25\pi D_t^2$. Входящий в выражение (14) коэффициент $C_{D(b,g)}$ зависит от соотношения размеров хорды $b_{(b,g)}$ и толщины профиля сечения выступающего элемента конструкции ПУ $e_{(b,g)}$ ($\bar{t}_{(b,g)} = b_{(b,g)} / e_{(b,g)}$).

Зависимость $C_{D(b,g)} = f(\bar{t})$ в графическом формате представлена в работе (Гофман, 1988). Для математического моделирования работы НПУ получена аналитическая форма представления указанной зависимости

$$C_{D(b,g)} = -0,1 \cdot 10^{-5} (\bar{t}_{(b,g)})^5 + 0,8 \cdot 10^{-4} (\bar{t}_{(b,g)})^4 - 0,0019 (\bar{t}_{(b,g)})^3 + 0,0202 (\bar{t}_{(b,g)})^2 - 0,0884 \bar{t}_{(b,g)} + 0,1908. \quad (15)$$

5. Использование данных модельных экспериментов в расчётах тяги ПУ

Так как в качестве импеллера в ПУ бурового судна используется гребной винт типа К-4 – 55, в основу математического моделирования работы ПУ бурового судна положены результаты серийных испытаний гребных винтов в тонкой цилиндрической трубе, представленные в виде диаграмм в работах (Гофман, 1988; Martin, 1980).

При работе гребного винта в цилиндрической трубе в швартовном режиме его относительная поступь по скорости протекания воды в трубе $\lambda_t = v_t / Dn$ зависит только от шагового отношения гребного винта H/D (Martin, 1980) и может быть определена с использованием аналитической зависимости

$$\lambda_t = -0,15(H/D)^2 + 0,9257(H/D) + 0,0978, \quad (16)$$

полученной в результате анализа материалов модельных испытаний, представленных в работах (Гофман, 1988; Martin, 1980).

В соответствии с данными, представленными в работах (Martin, 1980; Taniguchi et al., 1966), упор гребного винта, работающего в цилиндрической трубе в швартовном режиме ($v = 0$; $\lambda = v/nD = 0$) с учётом сопротивления движению потока, определяется зависимостью:

$$T_{pr} = 0,5\rho v_t^2 F_t (1 + \zeta_t) \quad (17)$$

соответственно, коэффициент упора

$$K_{pr} = (\pi/8) \lambda_t^2 (1 + \zeta_t). \quad (18)$$

При работе ПУ в режиме, отличном от швартовного, выражения для определения значения упора и его коэффициента будут следующими:

$$T_{pr} = 0,5\rho F_t (v_t^2 - v^2); \quad (19)$$

$$K_{pr} = (\pi/8) (\lambda_t^2 - \lambda^2). \quad (20)$$

Из сопоставления (18) и (20) следует, что работа гребного винта в цилиндрической трубе, обладающей сопротивлением $\zeta_t \neq 0$, эквивалентна работе системы "гребной винт – цилиндрическая труба" с отрицательной относительной поступью

$$\lambda = -\lambda_t(\zeta_t)^{0,5}. \quad (21)$$

Данная зависимость используется в дальнейшем при расчёте гидродинамических характеристик ПУ бурового судна.

Алгоритм расчёта гидродинамических характеристик ПУ базируется на использовании материалов модельных экспериментов, упомянутых выше (Martin, 1980). По результатам модельных экспериментов получены аналитические зависимости коэффициентов упора (K_{pr}) и момента (K_m) от относительной поступи λ и шагового отношения винта H/D :

$$K_{pr} = [a + b\lambda + c\lambda^2 + d\lambda^3 + e(H/D)]/[1 + f\lambda + g\lambda^2 + h(H/D) + i(H/D)^2]; \quad (22)$$

$$K_m = [a + b\lambda + c\lambda^2 + d\lambda^3 + e(H/D) + f(H/D)^2]/[1 + g\lambda + h(H/D) + i(H/D)^2 + j(H/D)^3]. \quad (23)$$

Численные значения коэффициентов, входящих в выражения (22), (23), представлены в таблице.

Таблица

Коэффициент	Значение	
	выражение (22)	выражение (23)
<i>a</i>	-0,02997388	0,0079357306
<i>b</i>	-0,077064546	-0,0030032675
<i>c</i>	-0,080823381	-0,0044781473
<i>d</i>	-0,029980573	-0,0025763817
<i>e</i>	0,22180275	-0,012487142
<i>f</i>	-0,079754874	0,017769145
<i>g</i>	-0,086567002	0,0039972253
<i>h</i>	-0,53941949	-1,6004228
<i>i</i>	0,17769918	1,1241628
<i>j</i>	-	-0,25959819

6. Алгоритм расчёта тяги ПУ

Процедура математического расчёта гидродинамических характеристик работы ПУ построена следующим образом:

1. Определяется примерное расчётное значение максимальной тяги ПУ $T_{epр}$ (кН), исходя из мощности приводного двигателя P_D (кВт), по формуле (13).

2. Рассчитывается примерное значение скорости протекания воды в ПУ v_t по формуле (12).

3. В первом приближении определяется значение коэффициента сопротивления тракта ПУ ζ_t по формулам (8), (9), (10), (11), (14), (15). При этом учитывается направление потока в туннеле и длина туннеля $l_{(f,a)}$.

4. Используя полученное значение коэффициента сопротивления ζ_t , рассчитывается в первом приближении значение скорости v_t по формуле

$$v_t = 1,291 \{T_{epр} / [\rho F_t (1 + \zeta_t)]\}^{0,5}, \quad (24)$$

полученной из данных работы (Muller, 1981) с учётом принятого значения коэффициента засасывания ($t_{pr} = 0,2$) и рассчитанного в п.1 значения максимальной тяги.

5. Находим во втором приближении величину коэффициента сопротивления ζ_t по формулам и с учётом замечаний, указанных в п.3, используя значение скорости v_t , рассчитанное в п.4.

6. Рассчитываем значение коэффициента момента винта ПУ K_m , используя известную зависимость (Справочник..., 1985; Лебедев и др., 1969; Chislett, 1979):

$$K_m = 0,5 P_D / \pi n^3 D^5. \quad (25)$$

7. Используя выражение (23) для швартовного режима работы винта ($\lambda = 0$) и значение коэффициента момента K_m , определяем значение шагового отношения H/D в первом приближении.

8. Рассчитываем относительную поступь винта λ_t в потоке, движущемся со скоростью v_t , значение которой рассчитано в п.4, по формуле (16).

9. Рассчитываем относительную поступь λ по формуле (21).

10. Определяем во втором приближении шаговое отношение винта $H/D = f(K_m, \lambda)$, пользуясь выражением (23). Используя выражение (23), следует иметь в виду значение шагового отношения, определённое в п.7.

11. Определяем коэффициент упора винта $K_{pr} = f(H/D, \lambda)$, используя выражение (22).

12. Рассчитываем значение упора винта по формуле:

$$T_{pr} = K_{pr} \rho n^2 D^4. \quad (26)$$

13. Определяем значение скорости v_t во втором приближении по формуле (Гофман, 1988):

$$v_t = 1,414 \{T_{pr} / [\rho F_t (1 + \zeta_t)]\}^{0,5}. \quad (27)$$

14. Рассчитываем значение тяги ПУ по формуле (5).

15. Определяем значение тяги ПУ с учётом влияния формы корпуса бурового судна в районе выходного (входного) отверстия ПУ, используя формулы (6) и (7).

Расчёт гидродинамических характеристик каждого ПУ в отдельности, согласно представленному здесь алгоритму, может быть циклично повторён с п.5 до п.14 для достижения требуемой точности значения тяги ПУ T_{epr} .

7. Учёт влияния скорости судна

При поступательном движении бурового судна неизбежно влияние скоса потока в районе выходного отверстия ПУ на величину тяги (Справочник..., 1985; Chislett, 1979). Тяга ПУ существенно зависит от соотношения между скоростью потока в канале ПУ (v_t) и продольной составляющей линейной скорости судна в районе расположения выходного отверстия ПУ

$$v_{xpr} = v_{pr} \cos \beta_{pr(s,p)}^{(f,a)}, \quad (28)$$

где v_{pr} – геометрическая скорость натекания воды в районе ПУ, $\beta_{pr(s,p)}^{(f,a)}$ – угол дрейфа в районе выходного отверстия с правого (s) и левого (p) борта носового (f) и кормового (a) ПУ.

$$v_{pr} = (\cos \beta / \cos \beta_{pr}) v, \quad (29)$$

$$\beta_{pr} = \arctg[\tg \beta - (x_{pr(f,a)} \omega / v \cos \beta)], \quad (30)$$

$$\beta_{pr(s,p)}^{(f,a)} = \arctg\{ \{ \tg \beta - [x_{pr(f,a)} \omega / (v \cos \beta)] \} / \{ 1 - [(y_{pr(s,p)}^{(f,a)} / (v \cos \beta)) \} \}. \quad (31)$$

В выражения (30-31) входят следующие параметры: абсциссы носового и кормового ПУ соответственно x_{prf} , x_{pra} , ординаты входного отверстия правого борта носового и кормового ПУ соответственно y_{prps}^f , y_{prps}^a , ординаты входного отверстия левого борта носового и кормового ПУ соответственно y_{prlp}^f , y_{prlp}^a .

Особенности обтекания кормовой и носовой части корпуса судна при его движении передним и задним ходом порождают различный характер изменения тяги ПУ. При движении судна передним ходом тяга в относительно большом диапазоне соотношения скоростей v_{xpr}/v_t уменьшается, и, по разным источникам (Справочник..., 1985; Chislett, 1979), пик её падения лежит в интервале $0,5 < v_{xpr}/v_t < 0,75$. При движении судна задним ходом тяга после незначительного падения с ростом скорости судна начинает расти и может увеличиться в два раза по отношению к её значению при работе ПУ в швартовном режиме. Это объясняется существенным ростом засасывающей силы, значение которой может увеличиваться и при определенных условиях, влияющих на режим работы ПУ, достигать значения, равного тяге ПУ в швартовном режиме (Chislett, 1979).

При движении судна с большими углами дрейфа общий характер влияния продольной составляющей линейной скорости судна в районе установки ПУ на его тягу учитывается в соответствии с зависимостью, предложенной в работе (Лебедев и др., 1969)

$$T_{epr}'' = T_{epr}' [1 - v_{xpr}/v_t]. \quad (32)$$

На основании материалов работы (Юдин и др., 2009) в расчётах гидродинамических характеристик бурового судна используется выражение:

$$T_{epr}'' = k_v T_{epr}'. \quad (33)$$

Значение коэффициента k_v влияния продольной составляющей линейной скорости судна в районе расположения ПУ на тягу ПУ находится в зависимости от направления движения судна: при движении передним ходом

$$k_v = 1,095 - 2,382 v' + 0,283 (v')^2 + 0,853 (v')^3; \quad (34)$$

при движении задним ходом

$$k_v = 1,03 - 1,856 v' + 4,347 (v')^2 + 1,532 (v')^3, \quad (35)$$

где $v' = v_{xpr}/v_t$.

Модельные эксперименты, выполненные Chislett (1979), подтверждают правомочность оценки влияния продольной составляющей линейной скорости судна в районе расположения ПУ на тяговые характеристики ПУ. По результатам эксперимента, опубликованного в указанной работе, получена

аналитическая зависимость коэффициента влияния k_v от соотношения скоростей v' , которая выглядит следующим образом

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

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

$$v_{ypr} = v_{pr} \sin \beta_{pr(s,p)}^{(f,a)} \quad (36)$$

вызывает определенные изменения в параметрах, характеризующих его работу. В частности, тяга будет возрастать, если направление потока на выходе из туннеля ПУ будет совпадать 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 зависимостью (19), определяющей величину упора винта ПУ в ходовом режиме, т.е. при условии $v_{ypr} \neq 0$

$$T_{pr} = 0,5 \rho F_t (v_t^2 - |v_{ypr}| v_{ypr}). \quad (37)$$

Таким образом, величина изменения тяги ПУ из-за влияния поперечного движения бурового судна, определяется согласно зависимости:

$$\Delta T_{epr} = (1 + t_{pr}) 0,5 \rho F_t v_{ypr} |v_{ypr}|. \quad (38)$$

И, как следствие, величина тяги ПУ, с учётом гидродинамического взаимодействия потока, вытекающего из ПУ и потока, набегающего на корпус судна в результате его движения, определится по формуле:

$$T_{epr}''' = T_{epr}'' + \Delta T_{epr}. \quad (39)$$

8. Заключение

Представленная в статье математическая модель работы подруливающего устройства является существенным шагом вперёд на пути создания комплексной математической модели не только бурового судна, но и любого судна другого типа и назначения, если на нём в качестве средства активного управления используется подруливающее устройство.

Анализ материалов многочисленных натуральных экспериментов, выполненных на буровых судах, оборудованных системой динамического позиционирования, в сравнении с результатами моделирования позволяет утверждать, что представленная здесь модель вполне адекватно отражает суть моделируемого процесса.

Литература

- Chislett M.S.** Influence of ship speed on the effectiveness of a lateral-thrust unit. *HA Report*, N 8, p.91-93, 1979.
- Martin L.L.** Ship maneuvering and control in wind. *SNAME Tr.*, v.88, p.257-281, 1980.
- Muller E.** Results of open water tests with ducted and no ducted propellers with angle of attack from 0 to 360 deg. *Polish Acad. of Sci., Proc. of Symposium "Advance in propeller research and design"*. Gdansk, paper N 12, p.53-55, 1981.
- Taniguchi K., Watanabe K., Kasai H.** Investigations into the fundamental characteristics and operating performances of side thruster. *Mitsubishi Technical Bulletin*, N 35, May, 1966.
- Гофман А.Д.** Двигательно-рулевой комплекс и маневрирование судна. Справочник. Л., Судостроение, 360 с., 1988.
- Лебедев Э.П., Першиц Р.Я., Титов И.А.** Средства активного управления судами. Под ред. А.А. Русецкого. Л., Судостроение, 264 с., 1969.
- Справочник по теории корабля. В 3 т. Под ред. Я.И. Войткунского. Л., Судостроение, т.3, 544 с., 1985.
- Юдин Ю.И., Пашенцев С.В., Мартюк Г.И., Юдин А.Ю.** Теоретические основы безопасных способов маневрирования при выполнении точечной швартовки. *Мурманск, МГТУ*, 152 с., 2009.