

В.В. Анисимова
ФБОУ ВПО «ВГАВТ»

ОБОСНОВАНИЕ МОДЕЛИ РАСЧЕТА ХОДКОСТИ ОБСТАНОВОЧНОГО СУДНА ВНУТРЕННЕГО ПЛАВАНИЯ

Приведена модель расчета ходкости, представлены выражения, необходимые для определения мощности обстановочных судов внутреннего плавания.

Математическая модель судна при его оптимизации включает расчеты навигационных и эксплуатационно-экономических показателей его работы, которые определяют соответствующие качества судна. Одним из таких качеств является ходкость. Методики расчета ходкости изложены, например, в [1], [4]. Но их применение к обстановочным судам внутреннего плавания не дает достаточную точность при оценке необходимой мощности главных двигателей. Это объясняется особенностями формы корпуса, обусловленными туннельными кормовыми обводами и специфическими геометрическими параметрами. Следовательно, необходима адаптация этих методик к судам рассматриваемого типа.

Для оценки ходкости необходимо знать сопротивление окружающей среды (воды и воздуха) движению судна и гидродинамические характеристики движителей.

При разработке математической модели судна наиболее приемлемо вычислять сопротивление с использованием квадратического закона. При этом задача сводится к корректному определению коэффициента остаточного сопротивления и площади смоченной поверхности, значения которых существенно зависят от геометрических особенностей корпуса судна.

Для определения площади смоченной поверхности на начальных стадиях проектирования используют приближенные формулы. Точность расчета смоченной поверхности во многом предопределяет достоверность определения значения силы сопротивления. Был проведен сравнительный анализ площади смоченной поверхности судов с туннельными кормовыми обводами, рассчитанной по приближенным формулам и с использованием теоретического чертежа. Меньшая относительная погрешность, по сравнению с наиболее точным определением по теоретическому чертежу, у подавляющего числа проектов получена при расчете по формуле Ерошина для промысловых судов [2]. Ее и можно рекомендовать для расчета площади смоченной поверхности обстановочных судов.

$$S = L \cdot T \cdot \left(1 + 0,5 \cdot \frac{B}{T} \right) \cdot (0,55 + 1,52 \cdot \delta), \quad (1)$$

где L – расчетная длина судна, м;

T – осадка судна, м;

B – расчетная ширина судна, м;

δ – коэффициент полноты корпуса судна по водоизмещению.

Отдельного рассмотрения требует также вопрос определения коэффициента остаточного сопротивления, поскольку его величина существенно влияет на точность расчета силы сопротивления. Он может быть рассчитан по регрессионному выражению в зависимости от ряда параметров, выбранных с учетом метода подобия и размерностей [3], полученному в результате анализа ряда обстановочных судов, толкачей и буксиров, с туннельной формой кормовых обводов и аналогичными геометрическими характеристиками корпуса.

$$\zeta_o = 0,00063 \cdot \left(\frac{L}{B}\right)^{-0,87461} \cdot \delta^{-1,11301} \cdot \left(\frac{B}{T}\right)^{1,36204} \cdot \exp(20,10043 \cdot Fr_L^{2,7}), \quad (2)$$

где Fr_L – число Фруда по длине.

По коэффициенту корреляции, равному 0,972, среднему квадратическому отклонению 0,00037 и средней ошибке аппроксимации 8% зависимости (2) можно судить о ее достоверности и адекватности.

Пределы применимости формулы (2):

$$4,4 \leq \frac{L}{B} \leq 6,24; \quad 3,51 \leq \frac{B}{T} \leq 8,5; \quad 0,506 \leq \delta \leq 0,72; \quad 0,08 \leq Fr_L \leq 0,4. \quad (3)$$

Приведенная модель расчета предусматривает движение одиночного обстановочного теплохода. Возможен также вариант работы судна в составе с баржей. В этом случае сопротивление движению состава рассчитывается в виде выражения (4), причем верхнее выражение для толкаемого состава, нижнее - для буксируемого состава [4]:

$$\begin{aligned} R_c &= k_c \cdot (R + R_o), \\ R_c &= R + k_c \cdot R_o. \end{aligned} \quad (4)$$

где R – сопротивление движению изолированного обстановочного судна, кН;

R_o – сопротивление движению баржи, кН;

k_c – коэффициент счала, определяемый по справочной литературе [1].

Для расчета сопротивления движению баржи получена регрессионная зависимость по 9 судам с коэффициентом корреляции 0,960, средним квадратическим отклонением 0,0004 и средней ошибкой аппроксимации 10%. Указанные величины говорят о достоверности и адекватности полученного выражения, параметры которого были выбраны с учетом метода подобия и размерностей [3].

$$\frac{R_o}{D} = 0,03598 \cdot Fr_V^{1,95094} \left(\frac{L}{B}\right)^{-0,09028} \cdot \left(\frac{B}{T}\right)^{0,38513} \cdot \exp(-1,22732 \cdot Fr_V^{-0,00246}) \quad (5)$$

где D – весовое водоизмещение баржи, кН;

Fr_V – число Фруда по водоизмещению.

Пределы применимости приведенного выражения :

$$0,1 \leq Fr_V \leq 0,47; \quad 4,38 \leq \frac{B}{T} \leq 11,36; \quad 4,56 \leq \frac{L}{B} \leq 6,08. \quad (6)$$

Гидравлический коэффициент полезного действия гребного винта η_p может быть рассчитан по регрессионной зависимости, полученной с использованием корпусной диаграммы для открытых винтов с дисковым отношением $\Theta = 0,55$ и числом лопастей $z=4$ [5]. Необходимый для определения коэффициента полезного действия винта коэффициент попутного потока ψ вычисляется по известным приближенным формулам, например [4]. Для туннельных кормовых обводов коэффициент засасывания t принимают равным коэффициенту ψ [1].

Кроме традиционного расчета мощности главных двигателей с использованием

выражений (1)–(6), рассмотрена возможность на начальных стадиях проектирования определять суммарную мощность главных двигателей по статистической зависимости (7), параметры которой были выбраны с учетом метода подобия и размерностей [3]. Регрессионное выражение получено по 10 обстановочным судам. с коэффициентом корреляции 0,965, средним квадратическим отклонением 0,0021 и средней ошибкой аппроксимации 3%:

$$\frac{Ne}{D \cdot \mathcal{G}} = \left(\frac{L}{B}\right)^{3,08356} \cdot \left(\frac{B}{T}\right)^{-3,74963} \cdot \delta^{9,77021} \cdot \eta_p^{-0,5802} + 0,02426 \cdot \left(\frac{L}{B}\right) + 0,01121 \cdot \left(\frac{B}{T}\right) - 0,30328 \cdot \delta + 0,0129 \cdot \eta_p, \quad (7)$$

где Ne – суммарная мощность главных двигателей, кВт;

D – весовое водоизмещение судна, кН;

\mathcal{G} – скорость хода судна, м/с.

Пределы применимости предлагаемого выражения (7):

$$5,92 \leq \frac{L}{B} \leq 6,54; \quad 3,79 \leq \frac{B}{T} \leq 5,5; \quad 0,529 \leq \delta \leq 0,797; \quad 0,392 \leq \eta_p \leq 0,697. \quad (8)$$

При условии работы обстановочного судна в составе с баржей мощность главных двигателей может быть определена по известному выражению (9) при заданной скорости хода.

$$Ne = \frac{R_c \cdot \mathcal{G}}{x \cdot \eta_p \cdot \eta_e \cdot \eta_r}, \text{ кВт}, \quad (9)$$

где $\eta_e = 0,95...0,97$ – коэффициент полезного действия валопровода;

$\eta_r = 0,97...0,98$ – коэффициент полезного действия редуктора;

x – число гребных винтов.

Описанная модель расчета ходкости обстановочного судна внутреннего плавания при разных способах его работы с выведенными регрессионными выражениями может быть использована при решении задач оптимизации элементов и характеристик рассмотренного типа судов

Список литературы:

- [1] Басин А.М. Ходкость и управляемость судов: Учеб. пособие для вузов вод. трансп. – М.: Транспорт, 1977. – 456 с.
- [2] Войткунский Я.И. Сопротивление движению судов: Учеб. 2-е изд. доп. и перераб.-Л.: Судостроение, 1988. – 288 с.
- [3] Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике: изд-е 8-е перераб. – М.: Наука, 1977. – 440 с.
- [4] Бавин В.Ф., Зайков В.И., Павленко В.Г., Сандлер Л.Б., под ред. Павленко В.Г. Ходкость и управляемость судов: Учеб. – М.: Транспорт, 1991. – 397 с.
- [5] Прочность и динамика корпусов судов и оптимизация их элементов: Труды ГИИВТа/ ред. И.И. Трянин, Е.П. Роннов. – вып. 192. – Горький: типография ГИИВТа, 1982. – 227 с.