

Л. М. ПОГИБ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОРСКИХ СУДОВ

ВЫБОР ПОКАЗАТЕЛЕЙ ФОРМЫ
И ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ
ПРОЕКТИРУЕМОГО СУДНА

У48м/176



„СУДОСТРОЕНИЕ“
ЛЕНИНГРАД, 1976

Проектирование морских судов. Ночка Л. М., Л. «Судостроение», 1976, с. 208.

В книге рассмотрены вопросы выбора показателей формы судовой поверхности с учетом их влияния на ходовые качества проектируемого судна. Приведены практические данные по величине сопротивления скорости хода воды движению судна и мощности, потребляемой гребным винтом на такой воде и в эксплуатационных условиях с учетом влияния ветра, волнения и обратного течения.

Книга рассчитана на инженеров-кораблестроителей, работающих в области проектирования судов. Она может быть использована также в качестве пособия студентами кораблестроительных вузов и факультетов при изучении курса проектирования судов и диалогом проектирования.

На 196. Табл. 28. Литерат. 116 назв.

Научный редактор
д-р техн. наук А. В. Бронзов

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СОПРОТИВЛЕНИИ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ СУДНА

§ 1.1. Составляющие полного сопротивления движению судна

Как известно, сопротивление воды движению судна обусловлено вязкостью и весомостью жидкости. В соответствии с этим его можно представить в виде функции от числа Рейнольдса и Фруда

$$R = \frac{1}{2} \rho S u^2 f(Re, Fr), \quad (1.1)$$

где ρ — плотность воды; S — смоченная поверхность; u — скорость судна, м/с.

Числа Рейнольдса Re и Фруда Fr выражаются формулами

$$Re = \frac{uL}{\nu}; \quad Fr = \frac{u}{\sqrt{gL}}, \quad (1.2)$$

где ν — коэффициент кинематической вязкости жидкости; g — ускорение силы тяжести; L — характерный отрезок длины (в рассматриваемом случае длина судна).

Формула (1.1) не может служить основой при экспериментальном изучении рассматриваемого явления в опытовых бассейнах, поскольку требования к размерам и скорости модели судна, вытекающие из критериев Рейнольдса и Фруда, практически несовместимы. Однако, как показывает опыт, есть основания приблизительно считать, что составляющие сопротивления, связанные с этими критериями, не зависят друг от друга. При таком допущении формула (1.1) принимает вид

$$\zeta = \frac{2R}{\rho S u^2} = f(Re) + f(Fr),$$

где ζ — безразмерный коэффициент полного сопротивления.

Остановимся вначале на случае движения тела, полностью погруженного в воду. При достаточной высоте слоя воды над телом свойство весомости воды перестает сказываться на сопротивлении. Поэтому в рассматриваемом случае мы имеем дело с вязкостным сопротивлением $R_{\text{виз}}$, зависящим исключительно от свойства вязкости жидкости.

Коэффициент вязкостного сопротивления выражается равенством

$$\zeta_{\text{виз}} = \frac{2R_{\text{виз}}}{\rho S u^2} = f(Re).$$

Вязкость составляющая полного сопротивления воды движению судна складывается из сопротивления трения R_f и сопротивления формы R_{ϕ} . В соответствии с этим

$$R_{\text{вн}} = R_f + R_{\phi}$$

Составляющие вязкого сопротивления могут быть представлены в виде

$$R_f = \zeta_f \frac{\rho}{2} S u^2;$$

$$R_{\phi} = \zeta_{\phi} \frac{\rho}{2} S u^2,$$

где ζ_f и ζ_{ϕ} — безразмерные коэффициенты сопротивления трения и формы.

При движении надводного судна (или подводного обшивки поверхности воды) дополнительно к вязкому сопротивлению появляется волновое сопротивление

$$R_w = \zeta_w \frac{\rho}{2} S u^2 = f(Fr),$$

обусловленное вязкостью жидкости.

Изменение давления вдоль движущегося судна приводит к искривлению свободной поверхности воды и образованию носовой и кормовой систем корабельных волн. Меньше интенсивные волны образуются у концов цилиндрической обшивки.

В ряде работ по гидромеханике, опубликованных в последние годы, авторы отмечают, что при движении относительно волнх судов носовые корабельные волны частично разрушаются. Это явление приводит к рассеиванию некоторого (незначительного) количества энергии. В соответствии с этим волновое сопротивление делит на настоящее время на две составляющие.

Полное сопротивление воды движению судна определяется равенством

$$R = R_f + R_{\phi} + R_w,$$

в котором два последних слагаемых образуют так называемое остаточное сопротивление

$$R_{\text{ост}} = R_{\phi} + R_w.$$

При экспериментальном изучении сопротивления для моделирования волнового сопротивления нужно создать условия, вытекающие из критерия Фруда. Последние определяются равенством $Fr = \text{const}$, которое приводит к соотношению

$$\frac{\lambda}{u_0} = \lambda^{1/2}, \quad (1.3)$$

где $\lambda = L/L_0$ — масштаб модели; u_0 — скорость модели.

Если требование (1.3) выполнено, волновое сопротивление судна определяется равенством

$$R_w = r_w \lambda^2,$$

где r_w — волновое сопротивление модели.

Вильям Фруд предложил определить по этой схеме волновое сопротивление совместно с сопротивлением формы, исходя из того, что сопротивление форм подчиняется условиям, вытекающим из критерия Рейнольдса. Он исходил из допущения (которое оправдывается лишь приближенно), что $\zeta_{\phi} = \text{const}$ и, следовательно, сопротивление формы пропорционально квадрату скорости. Как известно, в подобных случаях мы имеем дело с автомодельными явлениями, совместимыми с любым критерием подобия механических систем, а значит, и с критерием Фруда.

При экспериментальном изучении сопротивления воды лоскание было бы объединить сопротивление формы с сопротивлением трения, поскольку и то, и другое зависит от сил вязкости и поэтому моделируется по одному и тому же закону. Однако несмотря на ряд исследований этого вопроса, до настоящего времени нет общепринятого способа определения сопротивления формы. Поэтому еще и теперь при экспериментальном изучении сопротивления обычно пользуются схемой, предложенной Фрудом.

Вычисления сопротивления с модели на натуре базируются на предположении, что модель имеет технически гладкую поверхность и при одинаковых скоростях безразлично сопротивление трения модели равно сопротивлению трения эквивалентной пластины. Эквивалентной считается пластина с теми же L и S , что и у модели при одинаковом качестве поверхности. В некоторых опытных бассейнах дополнительно учитывают увеличение сопротивления трения, вызванное кривизной судовой поверхности.

Остаточное сопротивление модели $r_{\text{ост}}$ и судна $R_{\text{ост}}$ подсчитывается по формулам

$$r_{\text{ост}} = f - r_f;$$

$$R_{\text{ост}} = \lambda^2 r_{\text{ост}},$$

при соответствующих скоростях, вытекающих из выражения (1.3).

Для получения полного сопротивления całego корпуса натурного судна необходимо добавить к $R_{\text{ост}}$ сопротивление трения R_f и прибавку на шероховатость судовой поверхности $R_{\text{ш}}$. Таким образом, формула для определения сопротивления судна принимает вид

$$R = (f - r_f) \lambda^2 + R_f + R_{\text{ш}},$$

где R — сопротивление całego корпуса. Дополнительно учитывают сопротивление выступающих частей, т. е. руля, кранштейнов и выкаток гребных валов, скуловых килов, а также воздушное сопротивление.

Полное сопротивление корпуса с выступающими частями на тихой воде выражается формулой

$$R_n = R + R_{\text{в.к.}} + R_{\text{с}} = R_{\text{св.}} + R_f + R_{\text{м}} + R_{\text{в.к.}} + R_{\text{а.}} \quad (1.4)$$

где $R_{\text{в.к.}}$ — сопротивление выступающих частей; $R_{\text{а.}}$ — воздушное сопротивление.

Выражая составляющие полного сопротивления через коэффициенты сопротивления, можно написать

$$R_n = (\zeta_{\text{св.}} + \zeta_f + \zeta_{\text{м}} + \zeta_{\text{в.к.}} + \zeta_{\text{а.}}) \cdot \frac{\rho}{2} S u^2,$$

где ζ_i — коэффициенты соответствующих составляющих полного сопротивления.

Последнюю формулу применяют в детальных расчетах сопротивления. В предварительных же проектных расчетах дополнительное сопротивление $R_{\text{м}} + R_{\text{в.к.}} + R_{\text{а.}}$ учитывают большей частью поправочным множителем к сопротивлению голого корпуса. Расчетная формула принимает в этом случае вид

$$R_n = K(R_{\text{св.}} + R_f) \quad (1.5)$$

Коэффициент K назначают с необходимым запасом, учитывая возможные погрешности расчетов сопротивления воды движения судна и протупленного коэффициента.

§ 1.2. Сопротивление трения

На долю сопротивления трения приходится 45—55% от полного сопротивления воды движению судна. Верхний предел относится к тихоходным гражданским судам, эксплуатируемым при скоростях, соответствующих числам Фруда 0,15—0,16. С увеличением относительной скорости хода значение сопротивления трения уменьшается и при числах Фруда около 0,24 на его долю приходится 70—75% от полного сопротивления. Сопротивление трения пассажирских судов, эксплуатируемых при числах Фруда около 0,3, а также быстроходных судов различного назначения, не превосходит 45—50% от полного сопротивления.

Сопротивление трения с учетом шероховатости судовой поверхности определяется по формуле

$$R_f + R_{\text{м}} = (\zeta_f + \zeta_{\text{м}}) \frac{\rho}{2} S u^2,$$

где ζ_i — безразмерный коэффициент накладки на шероховатость.

При определении элементов проектируемого судна коэффициент $\zeta_{\text{м}}$ рассматривается как постоянная величина. Коэффициент же ζ_f является функцией относительной скорости.

В детальных расчетах сопротивления воды движению судна коэффициент трения определяется по стандартным формулам, приве-

денным в § 2.2, которые показывают, что коэффициент трения медленно уменьшается по мере возрастания числа Рейнольдса.

Для определения смоченной поверхности был предложен ряд формул и графиков, частично приведенных в § 2.1. Наибольшей простотой отличается формула Тейлора

$$|S = k \sqrt{VL} = k^{1/2} V^{1/2} L^{3/2}, \quad (1.6)$$

где V — объемное водоризмленное судно; L — относительная длина.

Коэффициент k в формуле (1.6) относительно стабилен, если она применяется к оловитным судам. Для геометрически подобных судов численные значения коэффициента k одинаковы.

В дальнейшем безразмерный коэффициент

$$k = \frac{S}{L^{3/2} V^{1/2}} \quad (1.7)$$

рассматривается как параметр, который характеризует относительную смоченную поверхность. Хотя его численные значения колеблются в некоторых пределах в зависимости от коэффициента обшей полноты δ и отношений B/T и L/B , однако в первом приближении его можно рассматривать как постоянную величину.

Из общего выражения сопротивления трения и формулы (1.6) следует, что

$$R_f = \zeta_f \frac{\rho}{2} k^{1/2} V^{1/2} u^2, \quad (1.8)$$

значит,

$$R_f = \frac{1}{2} \zeta_f k^{1/2} D F r^2, \quad (1.9)$$

так как $\rho g = \gamma$.

Учитывая, что относительная длина судна выражается зависимо-
мостью

$$L = \left[\delta \left(\frac{L}{B} \right)^2 \frac{B}{T} \right]^{1/2},$$

можно представить формулы (1.8) и (1.9) в виде

$$R_f = \zeta_f \frac{\rho}{2} k \left(\frac{1}{\delta} \frac{B}{T} \right)^{1/2} \left(\frac{L}{B} \right)^{3/2} V^{1/2} u^2, \quad (1.10)$$

$$R_f = \frac{1}{2} \zeta_f k \left(\frac{1}{\delta} \frac{B}{T} \right)^{1/2} \frac{L}{B} D F r^2. \quad (1.11)$$

Из формулы (1.10) следует, что при постоянной скорости хода и постоянном водоризмлении изменение коэффициента δ и отношения B/T в пределах, встречаемых практическое значение, не оказывает существенного влияния на сопротивление трения. В несколько большей степени влияет изменение отношения L/B .

Составляя же элементы судна при одинаковом возмущении и одинаковом числе Фруда, приходим к соответствию с формулой (1.11) к выводу, что в этом случае изменение элементов судна сказывается на сопротивлении значительно сильнее. Практически, однако, при определении элементов проектируемого судна заданной величиной является скорость хода, а не число Фруда.

§ 1.3. Сопротивление формы

Как известно (парадокс Эйлера), сопротивление движению тела, вполне погруженного в безграничный поток воображаемой идеальной жидкости, равно нулю. Объясняется это тем, что поля выходящих скоростей впереди и сзади изменяются по одинаковым законам.

При движении хорошо обтекаемого тела в реальной вязкой жидкости из-за сопротивления трения возникает сопротивление формы. Последнее является следствием снижения давления в кормовой оконечности тела. Различие в запорках давлений хорошо обтекаемого тела потоками идеальной и реальной жидкости увеличивается по мере уменьшения отношения его длины к ширине и высоте. У плохо обтекаемых тел в кормовой оконечности наблюдается отрыв пограничного слоя, что сопровождается резким увеличением сопротивления.

Наличие вертикальных составляющих скорости воды в кормовой оконечности обтекает дельта может в свою очередь привести к отрыву потока у судна, что также сопровождается увеличением сопротивления формы. Прямая в кормовой оконечности судна обтекает, способствующая созданию горизонтального потока в районе нижних ватерлиний, можно снизить эту составляющую сопротивления.

Сопротивление формы возрастает по мере увеличения коэффициента обшей полноты и уменьшения отношения длины судна к его ширине и особенно интенсивно после отрыва пограничного слоя в кормовой оконечности судна. В связи с этим при изучении сопротивления формы возникают две задачи: первая — определение условий, при которых явление отрыва пограничного слоя практически не наблюдается; вторая — изучение влияния формы обводов на протяженность зоны отрыва и сопротивление формы.

Зависимость первой задачи, Г. Бюкер [49] пришел к выводу, что сопротивление формы в значительной мере зависит от длины кормового заострения. Для определения максимальной приемлемой длины кормового заострения Л. Г. Бюкер предложил эмпирическую формулу

$$(L)_{\max} = C\sqrt{B}, \quad (1.12)$$

где Ω — площадь мидель-шпангоута; C — практический коэффициент, который мы будем называть коэффициентом кормового заострения; по Бюкеру для транспортных судов $C = 4,1$.

Выразив площадь мидель-шпангоута Ω через ширину судна B , осадку T и коэффициент полноты мидель-шпангоута β и введя понятие об относительной длине кормового заострения

$$l_z = \frac{L_z}{L},$$

можно представить формулу (1.12) в виде соотношений

$$\left(\frac{L_z}{B}\right)_{\max} = C\sqrt{\beta \frac{T}{B}};$$

$$(l_z)_{\max} = C \frac{B}{L} \sqrt{\beta \frac{T}{B}}. \quad (1.13)$$

В формулах (1.12) и (1.13) длину кормового заострения определяют по грузовой ватерлинии, считая от старости. Лишь на сравнительно острых судах можно отсчитывать отрезок L_z от ру-дерпоста. Длину кормового заострения ватерлиний, расположенных ниже грузовой, следует постепенно увеличивать вплоть до 1,15L, на первой ватерлинии снизу.

Судя по другим данным, желательно, чтобы угол между касательными к кормовым ватерлиниям и диаметральной плоскости не превосходил 10—20°.

Формула Бюкера приводит к удовлетворительным результатам при коэффициентах обшей полноты $\delta \leq 0,8$ и отношении $L/B \geq 6$.

Зависимость сопротивления формы от элементов судна при определенном обтекании исследована в работе В. М. Штумфа, А. Ф. Пустынина и Ю. С. Вайзельского 11041, посвященной проектированию обводов крупнотоннажных танкеров. Практические закономерности, отмеченные в работе, были установлены путем испытаний нескольких серий моделей с коэффициентами полноты $\delta = 0,800 + 0,875$, отношениями длины к ширине $L/B = 5,8 + 8,3$ при центре величин, расположенном в нос от миделя на расстоянии $x = -1,5 + 2,5\delta$ от длины судна.

Как и следовало ожидать, область отрыва возросла по мере увеличения коэффициента δ , уменьшения отношения L/B и сближения центра величин к корму. Из моделей с V-образными, бубликообразными и сигарообразными кормовыми обводами две последние формы оказались наиболее неблагоприятными по сопротивлению.

Обтекание кормовой оконечности моделей происходило в основном по ватерлиниям. В точке отрыва пограничного слоя угол наклона грузовой ватерлинии достигал величин $\varphi_{\text{отр}} = 30 + 36^\circ$.

На рис. 1.1, заимствованном из рассматриваемой работы, показаны предельные кривые $L_z \cdot 10^3 = f(\delta)$, ограничивающие возможные значения коэффициента сопротивления формы. В области I необходимо обеспечивать безотрывное обтекание. В области II, соответствующей отрывному обтеканию, коэффициент сопротивления формы может изменяться в широких пределах в зависимости

от формы обводов. В области III кривые $\zeta_{\Sigma} \cdot 10^3 = f(\delta)$ обходятся, и особенность формы судна мало сказывается на сопротивлении.

Относительная площадь поперечного сечения зоны отрыва обтекания $\omega = \omega/\Omega$, измеренная в долях площади мидель-шпангоута, зависит в основном от коэффициента продольной полноты кормовой половины судна и отношения L/B . Для определения относительной площади $\omega = f(\varphi_k; L/B)$ можно воспользоваться

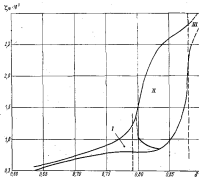


Рис. 1.1. Зависимость $\zeta_{\Sigma} \cdot 10^3 = f(\delta)$ при отрыве в безотрывном обтекании судна

рис. 1.2. После этого коэффициент сопротивления формы $\zeta_{\Sigma} \cdot 10^3 = f(\omega)$ определяется по диаграмме на рис. 1.3, который, как и рис. 1.2, заимствован из упомянутой работы.

В качестве примера ниже приведены значения коэффициента сопротивления формы, подсчитанные по кривым на рис. 1.2 и 1.3 для трех судов с коэффициентами общей полноты $\delta = 0.800-0.850$. Коэффициент продольной полноты кормовой половины судна определяется по формуле Нормана

$$\varphi_k = \varphi \approx 2.25x$$

в зависимости от выбранных значений относительной абсциссы центра валичины x :

δ	θ	φ	$x = \varphi_k/2$	φ_k	$\bar{\omega}$	$\zeta_{\Sigma} \cdot 10^3$
0.800	0.990	0.804	0.015	0.770	0.20	1.15
0.825	0.995	0.833	0.020	0.788	0.30	1.60
0.850	0.999	0.858	0.025	0.802	0.33	1.80

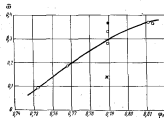


Рис. 1.2. Зависимость относительной площади поперечного сечения области течения от коэффициента продольной полноты кормовой оконечности

○ — $L/B = 0.8$; ● — $L/B = 3.3$; ⊗ — $L/B = 5.4$

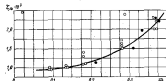


Рис. 1.3. Зависимость коэффициента сопротивления формы от относительной площади поперечного сечения области отрыва

○ — эксперимент; ● — по расчету

При переходе от модели к натуре зона отрыва пограничного слоя, а следовательно, и сопротивление формы, могут существенно измениться вследствие масштабного эффекта, а также влияния шв-

роковности наружной обшивки и рабочего гребного вента. Влияние этих факторов еще мало изучено. По-видимому, в натуре создаются более благоприятные условия обтекания кормовой оконечности, чем в модельном эксперименте.

§ 1.4. Волновое сопротивление

Как отмечалось, волновое сопротивление определяется в основном его волнообразующей составляющей, связанной с затратой энергии на образование корабельных волн. Рассеивание энергии вследствие разрушения носовой подпорной волны сказывается в значительно меньшей степени.

Пуtem испытания моделей с утированием большой длиной цилиндрической вставки из полного волнового сопротивления можно выделить волновое сопротивление носовой и кормовой частей судна. В интервале скоростей, представляющий интерес при проектировании подводных лодок, эта составляющая волнового сопротивления монотонно возрастает с увеличением скорости хода. Дополнительное влияние интерференции корабельных волн увеличивает кривую чисто волнового сопротивления и вызывает появление на ней местных бугров и впадин.

Испытания, во время которых изменялась форма носовой оконечности модели при одной и той же форме кормовой оконечности, а затем исследовалось влияние вариаций формы кормовой оконечности при неизменной носовой оконечности, показывают, что при относительных скоростях и параметрах формы, обычных в коммерческом судостроении, волновое сопротивление определяется главным образом формой носовой оконечности. К тому же заключению приводит интегрирование кривых давлений, распределенных по поверхности моделей. Модели в этом интервале скоростей дифференцируются по носу, и наблюдается увеличение их средней осадки.

При более высоких скоростях ($Fr > 0,3$) модели дифференцируются на корму и форма кормовой оконечности оказывает более значительное влияние на волновое сопротивление.

В работе автора 1967 г. (см. список на стр. 108) указаны соотношения элементов волны, вытекающие из гидродинамической теории волн с малой амплитудой. Напомним, что длина волны λ связана с ее фазовой скоростью c соотношением

$$\lambda = \frac{2\pi}{k} c^2.$$

Фазовая скорость корабельных волн равна скорости судна u , так как их положение по отношению к судну остается неизменным. Поэтому длина корабельных волн определяется равенством

$$\lambda = \frac{2\pi}{k} u^2. \quad (1.14)$$

Остановимся теперь на вопросе об интерференции носовой и кормовой систем корабельных волн. Изучая это явление при бук-

сировке моделей, Г. Бакер и Дж. Кент [50] пришли к выводу, что впадина первой кормовой волны (см. точку А на рис. 1.4) занимает устойчивое положение по длине судна, почти не зависящее от его скорости. Устойчивое положение занимает также точка В, соответствующая середине между гребнем и впадиной первой носовой волны. Практически можно принять, что при числах Фруда, меньших 0,32—0,33, расстояние АВ не зависит от скорости судна и выражается через его длину и коэффициент продольной волноты соотношением

$$AB = \varphi L.$$

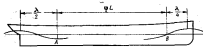


Рис. 1.4. Схема к вопросу об интерференции корабельных волн

Это позволяет выразить волнообразующую длину L_w , равную расстоянию между гребнем первой носовой и первой кормовой волн, формулой

$$L_w = \varphi L + \frac{3}{4} \lambda \quad (1.15)$$

и, следовательно, число волн, расположенных на отрезке L_w ,

$$n = \frac{L_w}{\lambda} = \frac{\varphi L}{\lambda} + \frac{3}{4}.$$

или в соответствии с формулой (1.14)

$$n = \frac{\varphi u^2}{2\pi u^4} + \frac{3}{4} = \frac{\varphi}{2\pi Fr^4} + \frac{3}{4}. \quad (1.16)$$

Из формулы (1.16) следует, что положение бугров и впадин на кривых сопротивления можно приближенно определять, пользуясь зависимостью

$$Fr = 0,4 \sqrt{\frac{\varphi}{n - 0,75}}. \quad (1.17)$$

Затронутые вопросы рассмотрены теоретически в ряде работ и, в частности, в работе В. Виглея [118] и последующих его работ. В результате В. Виглей пришел к выводу, что приближенное решение Бакера — Кента приводит к удовлетворительным результатам при $Fr \leq 0,30 - 0,32$, если оно применяется к судам, имеющим цилиндрическую вставку.

При несомненных соотношениях между коэффициентами продольной полноты и числами Фруда, как это следует из работ Г. Бовера и Дж. Кента и других практических данных, бугры на кривых сопротивления появляются приблизительно при следующих числах Фруда: $Fr = 0,48 \rightarrow 0,50; 0,29 \rightarrow 0,30; 0,23$.

Видимым же соответствуют приблизительно числа Фруда $Fr = 0,34 \rightarrow 0,35; 0,25; 0,21$.

Дж. Луке [84], вычислив волновое сопротивление судна, расчленил его на составляющие, обусловленные возникновением

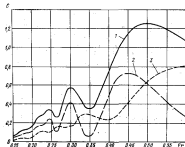


Рис. 1.5. Коэффициент C_p полного продольного сопротивления движения судна (1) и его составляющие, обусловленные образованием поперечных (2) и расходящихся волн (3) по Луке

поперечных и расходящихся волн. Из диаграммы Луке, построенной на рис. 1.5, следует, что энергия, затрачиваемая на создание расходящихся волн, существенно увеличивает волновое сопротивление и при больших скоростях хода сдвигает бугор на кривой сопротивления в сторону возрастающих чисел Фруда.

§ 1.5. Общее замечательное в области сопротивления движению тихоходных, среднескоростных и быстроходных судов

Закономерности, определяющие сопротивление воды движению судна, различны в различных диапазонах относительной скорости. В соответствии с этим удобно разбить суда в зависимости от чисел

Фруда, при которых они эксплуатируются, на три группы, охватывающие тихоходные, среднескоростные и быстроходные суда.

В дальнейшем будем относить к числу тихоходных суда, которые эксплуатируются при числах Фруда, меньших 0,25. Среднескоростными будем называть суда со скоростями, соответствующими числам Фруда в пределах 0,25—0,35. Третью группу составят суда, для которых характерны числа Фруда, превышающие 0,35.

Вопросы о сопротивлении воды движению гласисующих и полугласисующих катеров, а также судов на подводных крыльях и востражей яхты не рассматриваются.

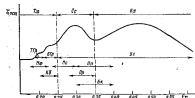


Рис. 1.6. Скоростные режимы и приблизительно пределы относительной скорости судов

Tg — тихоходные; Gg — среднескоростные; Bg — быстроходные; Rg — волновое сопротивление; Rg — сопротивление гребной винта; Rg — сопротивление корпуса; Rg — сопротивление обшивки; Rg — сопротивление килей; Rg — сопротивление различных выносов

На рис. 1.6 приведена в уменьшенном масштабе условная кривая коэффициента остаточного сопротивления и показаны интервалы чисел Фруда, соответствующие принятой классификации судов. Среднескоростные суда охватывают участок кривой сопротивления между двумя впадинами, ограниченными буграми при числах Фруда $Fr = 0,3$. Тихоходным и быстроходным судам соответствуют участки кривой сопротивления вне отмеченных впадин. Поскольку, как отмечалось в § 1.4, положение бугров и впадин на кривой сопротивления зависит от коэффициента продольной полноты, граничные значения чисел Фруда, указанные выше, лишь приблизительно характеризуют пределы скоростных групп.

Группу тихоходных судов образуют сухогрузные и наливные суда различных типов. К среднескоростной группе относятся пассажирские, промышленные и наиболее быстроходные грузовые суда. Пассажирские паромы и буксиры попадают частично в группу среднескоростных, частично — в группу быстроходных судов.

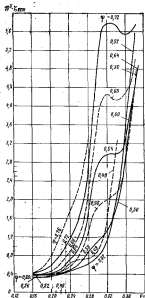


Рис. 1.7. Кривые $10^3 \zeta_{\text{ост}} = f(Fr, \varphi)$ при относительной длине судна $l = 6.29$ и отношении $B/T = 2.25$.

Грузовые суда, в свою очередь можно разбить на тихоходные, среднескоростные и быстроходные.

Абсолютные скорости судов (уз) не выходят большей частью из следующих пределов:

Грузовые суда дальнего плавания:	
тихоходные	12—14
среднескоростные	15—17
быстроходные	18—25
Малые грузовые каботажные суда	9—12
Промысловые суда	6—13
Пассажирские суда	16—30
Пассажирские лайнеры	19—25

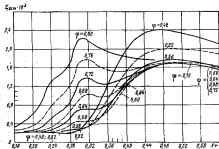


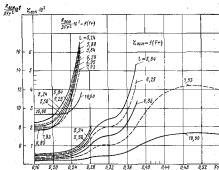
Рис. 1.8. Кривые $10^3 \zeta_{\text{ост}} = f(Fr, \varphi)$ при относительной длине судна $l = 10$ и отношении $B/T = 2.25$.

На рис. 1.7 и 1.8 для судов с относительной длиной, равной соответственно $l = 6.29$ и 10 , приведены кривые коэффициентов остаточного сопротивления $\zeta_{\text{ост}} = f(Fr)$ при коэффициентах продольной полноты в качестве параметра. На рис. 1.9 аналогичные кривые построены для судов с коэффициентом $\varphi = 0.6$ при относительной длине судна в качестве параметра. Диаграммы построены на основе графиков Герцлера—Тейлора [65].

В интервале малых чисел Фруда на рис. 1.9 наряду с кривыми $\zeta_{\text{ост}} = f(Fr)$ нанесены кривые $R_{\text{ост}}/D Fr^4 = f(Fr)$, которые, как показано в § 1.6, более показательны в тех случаях, когда рассмат-

ривается вопрос о зависимости сопротивления от относительной длины судна.

Анализ плавного распределения кривых на рис. 1.7—1.9 приводит к выводу, что при числах Фруда, характерных для тихоходных судов, остаточное сопротивление в основном зависит от коэффициента продольной полноты. Кривые же удельного сопротивления, построенные для ряда относительных длин, при малых числах Фруда ложатся кучкой и частично пересекают друг друга.



§ 1.8. Представление данных о сопротивлении воды движению судна и мощности энергетической установки

В отечественных работах сопротивление воды движению судна и составляющие полного сопротивления выражаются зависимостями

$$\zeta_0 = \frac{R_0}{\rho V^2 L} = f(Fr), \quad (1.18)$$

применявшимися и в предыдущих параграфах. Такой способ представления данных о сопротивлении воды, принятый и в ряде других стран, можно обосновать тем, что размеры и положение корабельных волн, возникающих при движении данного судна, определяются числом Фруда.

Применяются и другие способы представления экспериментальных данных, рассчитанные на большую наглядность. Они анализируются в работах Х. Ливенга [79] и Е. Тэлфера [106], а также в некоторых более ранних работах.

Рассматриваемый вопрос имеет большое практическое значение для специалистов, связанных с проектированием судов, так как параметры, используемые при обработке практических данных о сопротивлении воды движению судна, субъективно воспринимаются как критерии, характеризующие качество формы судна. Действительно, сопоставляя кривые коэффициентов сопротивления $\zeta = R/(F \rho V^2)$, возможно, на первый взгляд, отдать предпочтение судну с минимальным коэффициентом ζ . Между тем при определении элементов проектируемого судна в ряде вариантов судно с минимальным коэффициентом ζ , как это показано ниже, может не отличаться минимальным сопротивлением.

Наглядным критерием, позволяющим обоснованно оценить сопоставляемые варианты судна, спроектированные на одинаковую скорость хода, следует принять полное удельное сопротивление R/D . Этот показатель можно охарактеризовать как тягу янток, которую нужно приложить к единице массы судна для того, чтобы сообщить последнему заданную скорость хода.

В авиации получают аналогичным образом показателем, называемым аэродинамическим качеством самолета. При горизонтальном полете с данной скоростью он представляет собой массу самолета, приходящуюся на единицу тяги винтов.

Удельное сопротивление выражают в зависимости от безразмерной относительной скорости сопоставлениями

$$\frac{R}{D} = f(Fr); \quad (1.19)$$

$$\frac{R}{D} = f(Fr_0); \quad (1.20)$$

$$\frac{R}{D} = f(P), \quad (1.21)$$

где Fr_0 — число Фруда, отнесенное к объемному водозмещению; P — безразмерное число Бакера. Эти показатели выражаются формулами

$$Fr_0 = \frac{u}{g^{1/2} V^{1/2}} = I^{1/2} Fr;$$

$$P = \frac{u}{V_{rel}} = \frac{Fr}{\Phi^{1/2}},$$

где $I = LV^{1/3}$ — относительная длина судна.

Если в практических расчетах сопоставляются варианты судна, приведенные к одинаковой длине, следует пользоваться зависимостями, представленными формулой (1.19). В этом случае кривые $R/D = f(u) = R/D = f(Fr)$ будут отличаться лишь масштабами. Если же сравниваются варианты судна, имеющие одинаковое водозмещение, показательными являются кривые вида $R/D = f(Fr_0)$, которые качественно не отличаются от кривых $R/D = f(u)$. То же самое можно сказать о зависимостях (1.21) в тех случаях, когда сопоставляются варианты судна, имеющие одинаковую длину и одинаковый коэффициент проработки полноты.

Удельное сопротивление быстро возрастает по мере увеличения скорости судна, что затрудняет графическое отображение зависимостей (1.19) — (1.21). Поэтому при обработке практических данных целесообразно заменить их зависимостями

$$r = \frac{R}{D P^2} = f(P); \quad (1.22)$$

$$r_0 = \frac{R}{D Fr_0^2} = \frac{R}{\rho V^{1/2} L^2} = f(Fr_0); \quad (1.23)$$

$$r_u = \frac{R}{D P^2} = \frac{R g^{1/2}}{D u^2} = \frac{R}{\rho u^2} = f(P), \quad (1.24)$$

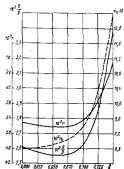
где Ω — площадь мидель-шпангоута.

Сказанное об условиях, при которых уместно пользоваться зависимостями (1.19) — (1.21), распространяется соответственно на зависимости (1.22) — (1.24).

Будны и мидельны на кривых $r_u = f(P)$ располагаются особенно закономерно, что является преимуществом такого представления экспериментальных данных. Однако в расчетах, связанных с определением элементов проектируемого судна, когда коэффициент проработки полноты является искомой величиной, пользоваться зависимостями (1.24) неудобно.

Сопоставляя формулы (1.22) и (1.23), следует отметить, что первая из них лучше отражает физическую сущность явления и поэтому более показательна для оценки качества формы судна в зависимости от относительной скорости хода. Необходимо все же

учет, что в проектных расчетах часто приходится сопоставлять варианты судна при одинаковой абсолютной скорости хода. Поскольку объемное водозмещение входит в параметр F_{r_0} в степени одна шестая, а сопоставляемые суда обычно мало отличаются по водозмещению, условием $\sigma = \text{Idem}$ соответствует приближенно условию $F_{r_0} = \text{Idem}$. Поэтому в практических расчетах число Фруда F_{r_0} может оказаться более удобным параметром, чем число Фруда, относимое к длине судна.



Остановимся на примерах, иллюстрирующих сказанное о зависимости, правильно и неправильно отображающих качество формы сопоставляемых вариантов судна.

На рис. 1.10 представлены кривые сопротивления $10^3 (R/D; r_0) = f(\delta)$ судна длиной $L = 122$ м при скорости хода 15 уз ($F_r = 0.221$). Кривые построены по данным испытания серии моделей в шведском опытовом бассейне [84].

Рис. 1.10. Кривые удельного сопротивления $10^3 (R/D; r_0) = f(\delta)$ судна длиной 122 м при скорости хода 15 уз

В зависимости от коэффициента общей полноты моделей их относительная длина $L_b = L_0 V^{1/3}$, вычисленная применительно к длине судна поATERЛИКИ L_0 , принимала указанные ниже значения:

δ	0.660	0.685	0.690	0.675	0.700	0.725	0.750
L_b	5.99	5.91	6.63	6.76	5.89	5.92	5.56

Из диаграммы на рис. 1.10 видно, что кривые $10^3 (R/D; r_0) = f(\delta)$ имеют минимум при $\delta \approx 0.66$. Кривая же $10^3 r_0 = f(\delta)$, которая в настоящем случае не показательная, возрастает монотонно по мере увеличения коэффициента δ .

Кривые $10^3 (R/D; r_0) = f(\delta)$ на рис. 1.11 построены по данным, приведенным в работе [93]. Эти данные были получены путем испытания моделей с коэффициентом общей полноты $\delta = 0.575$ и пересчитаны на судно с объемом водозмещения $V = 8310$ м³.

Относительная длина моделей изменялась в пределах $L_b = 5.77 + 6.68$. Диаграмма построена для скорости хода $\sigma = 17$ уз, что соответствует числу Фруда, относимому к объемному водозмещению $F_{r_0} = 0.621$. Число Фруда, относимое к длине поATERЛИКИ, уменьшалось по мере увеличения относительной длины в пределах $F_{r_0} = 0.255 - 0.240$.

Ординаты кривых $10^3 R/D = f(\delta)$ и $10^3 r_0 = f(\delta)$ на рассматриваемом рисунке уменьшаются, а ординаты кривой $10^3 r_0 = f(\delta)$, в настоящем случае непоказательной, возрастают по мере увеличения относительной длины судна.

Из формулы (1.18) следует, что коэффициент ζ про-

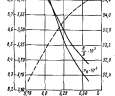


Рис. 1.11. Кривые удельного сопротивления $10^3 (R/D; r_0) = f(\delta)$ судна водозмещением 8310 м³ при скорости хода 17 уз



Рис. 1.12. Кривые $10^3 (R/D; \zeta) = f(\delta)$ при числе Фруда $F_r = 0.208$

вильно характеризует сопротивление сопоставляемых вариантов судна в тех случаях, когда они имеют одинаковую длину и смоченную поверхность. Формула (1.7) показывает, что это условие приближенно соблюдается, если $L = \text{Idem}$ и $V^{2/3} = \text{Idem}$.

В качестве примера на рис. 1.12 приведены кривые $10^3 (R/D; \zeta) = f(\delta)$, соответствующие числу Фруда $F_r = 0.208$. Рисунок построен по данным испытания моделей с отношением $B/T = 2.5$, вошедших в серию 60Б [111].

Коэффициентам общей полноты моделей, взявшимся в пределах $\delta = 0.5 + 0.8$, соответствовали следующие значения относительной длины:

δ	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80
L_b	6.16	5.87	5.59	5.38	5.89

Так как в постоянном случае условие $t^{1/2}v^{2/3} = \text{const}$ не соблюдается, прирав $10^3 R/D = f(\delta)$ и $10^3 \xi = f(\delta)$ на рис. 1.12 значительно отличаются по своему характеру друг от друга.

На практике часто пользуются размерной модификацией адмиралтейского коэффициента

$$C = \frac{D_m^{0.8} v^3}{W_m} \quad (1.25)$$

где D_m — водоизмещение, метрические тонны; W_m — мощность буксирки, метрические лошадиные силы.

Аналогичными формулами выражают мощность энергетической установки.

Приравняв правые части формул

$$W_m = \frac{R_m}{75} = \frac{0.504 R_m}{75}$$

$$W_m = \frac{D_m^{0.8} v^3}{C}$$

где R_m — сопротивление движению судна, кг, найдем, рассматривая отношение R/D как безразмерную величину,

$$10^3 \frac{R}{D} = \frac{R_m}{D_m} = \frac{146}{C} \frac{v^3}{D_m^{0.8}} =$$

$$= \frac{146}{C} \frac{L}{D_m^{0.8}} \frac{v^3}{L}$$

Учитывая, что $Fr = 0.164 v/L$, можно также написать

$$10^3 \frac{R}{D} = \frac{1}{v^3} \frac{5430}{C} Fr^3 \quad (1.26)$$

$$10^3 \frac{R}{D} = \frac{1}{v^3} \frac{5430}{C} Fr^3 \quad (1.27)$$

С другой стороны, удельное сопротивление связано с коэффициентом сопротивления соотношением

$$10^3 \frac{R}{D} = 500 C_M^{1/2} Fr^2 \quad (1.28)$$

$$10^3 \frac{R}{D} = 500 C_M^{1/2} Fr^2 \quad (1.29)$$

В формулах (1.28) и (1.29), как и в формулах (1.26) и (1.27), отношение R/D представляет собой безразмерную величину.

В практических расчетах используются также соотношением

$$R_0 = \frac{N}{D_m^{0.8}}$$

выражающим отношение мощности энергетической установки к транспортной мощности судна $D_m v$.

В последней формуле

$$\frac{N}{D_m^{0.8}} = \frac{D_m^{0.8} v^3}{C_N D_m^{0.8}} = \frac{3.69}{C_N} Fr^3$$

где C_N — адмиралтейский коэффициент, отнесенный к мощности энергетической установки.

Удельное сопротивление можно выразить также зависимостями

$$10^3 \frac{R}{D} = \frac{R_m}{D_m} = \frac{75}{0.514}$$

$$\frac{\eta_{sp} N}{D_m^{0.8}} = 146 \eta_{sp} R_0$$

где η_{sp} — суммарный пропульсивный коэффициент.

Приравняв правые части формул (1.26) и (1.28), приходим к следующей зависимости, связывающей коэффициент сопротивления и адмиралтейский коэффициент:

$$\xi = \frac{10.85}{v^3 L^{1/2} C} \quad (1.30)$$

В дальнейшем изложении приняты дополнительно следующие обозначения:

L — длина судна, футы (1-фут = 0,3048 м);

S — смоченная поверхность, квадратные футы;

V — объемное водоизмещение, кубические футы;

D_m — водоизмещение, английские тонны, при плотности воды

$\gamma = 1.024 \text{ т/м}^3$ (1 англ. тонна = 1,016 т);

W_m — мощность, английские лошадиные силы (1 англ. л. с. = 1,014 л. с.);

v — скорость, английские узлы ($v_n = 1,006 \text{ м/с}$).

В Великобритании, наряду с размерными параметрами, широко применяют безразмерные параметры, предложенные Ф. Фрумом в 1888 г. Параметры Фруда принято обозначать буквами в кружках. Для упрощения набора кружков в приведенных ниже формулах заменены квадратными скобками

$$[M] = l = \frac{L}{v^3} = \frac{L_n}{v_n^3} = 0.3057 \frac{L_n}{D_m}$$

$$[S] = \frac{S}{v^3} = \frac{S_n}{v_n^3} = 0.0935 \frac{S_n}{D_m^2}$$

$$[K] = \sqrt{\frac{32}{v^3}} = \sqrt{\frac{4\pi v^3}{g v^3}} = 3.545 Fr =$$

$$= 0.5834 \frac{v_n}{D_m^{1/2}}$$

$$[C] = 427.1 \frac{W_m}{D_m^{0.8} v^3} = \frac{427.1}{C}$$

Отметим, кроме того, что

$$10^8 \frac{R}{D} = \frac{15}{v^{1/4}} [C] \text{ Гр}^2;$$

$$\text{Fr} = 0,298 \frac{v_0}{\sqrt{L_0}} = 0,164 \frac{v}{\sqrt{L}};$$

$$\text{Fr}_0 = 1,608 \frac{v_0}{D_0^{1/2}};$$

$$10^2 = \frac{10^8 R}{D \text{ Fr}^2} = 5,2 \frac{R + L_0}{D_0 v_0^2} = 5,2 v_0;$$

$$10^2 v_0 = \frac{25,4 [C]}{v^{1/4} \text{ м}^2 \text{с}^{-1}}.$$

В этих формулах R_0 — сопротивление воды движению судна в английских футах (1 фут = 0,4536 кг); v_0 — размерная модификация параметра v .

§ 1.7. Некоторые аспекты понятий «мощность энергетической установки» и «скорость хода»

В эксплуатационных условиях, вследствие нестабильности гидрометеорологических условий и обростаания корпуса, сопротивление воды движению судна становится величиной переменной. Поэтому, кроме того, фактическая мощность главного двигателя, установленного на судне, обычно несколько отличается в большую сторону от номинальной мощности, найденной расчетом, возникает необходимость детализировать понятия «мощность энергетической установки» и «скорость хода».

Некоторые сведения по этому вопросу приведем ниже.

Под номинальной (максимальной действительной) мощностью двигателя понимают максимальную мощность, которую он может развивать неограниченное время при оговоренных в спецификации условиях.

Эксплуатационной (нормальной) мощностью двигателя называют предельную мощность, рекомендуемую для использования в эксплуатационных условиях. Обычно резерв мощности при переходе от номинальной к эксплуатационной мощности составляет 5—10%. Он необходим для компенсации снижения мощности двигателя как в процессе нормального старения, так и вследствие случайных обстоятельств. Из числа последних можно назвать применение топлива с более низкой теплотворной способностью по сравнению с обычным, недостаточное квалифицированное обслуживание машины установки и т. п.

Эксплуатационная мощность двигателя устанавливается заводом-поставщиком с учетом предполагаемых условий эксплуатации судна.

Под спецификационной мощностью энергетической установки (когда речь идет о судне) понимают мощность, которую согласно спецификации должен развивать главный двигатель при проверке ходовых качеств судна во время судочных испытаний. Обычно в качестве спецификационной мощности принимают номинальную или нормальную мощность двигателя.

Под фактической мощностью энергетической установки понимают мощность, принятую в проекте при определении элементов и технико-экономических показателей судна. Она не может превышать нормальную мощность энергетической установки и большей частью принимается равной последней.

В дальнейшем будем оперировать лишь понятиями «номинальная» и «нормальная» мощность энергетической установки, полагаем для определенности, что последняя совпадает со спецификационной и фактической мощностью.

Переходя к вопросу о классификации скоростей, отметим, что *свойство* (спецификационная) скорость хода называют минимальную гармонизированную в спецификации скорость судна во время ходовых испытаний при оговоренных в спецификации условиях.

Скорость, фактически установленную во время испытаний, называют *скоростью на испытаниях*.

Ходовые испытания проводят на глубокой воде при чистоте наружной обшивки, соответствующей определенным требованиям, и благоприятных гидрометеорологических условиях. Сила ветра во время испытаний не превосходит обычно 2—3 баллов, а волнение — 2 баллов. Испытания проводят при осадке, оговоренной в спецификации. Для танкеров, пассажирских судов и буксиров эта осадка обычно принимается равной проектной. Сухогрузные же суда часто проводят испытания при осадке, которую они получают после заполнения цистерн заборной воды и судовых запасов. В этом случае скорость судна в полном грузу на такой воде определяют пересчетом. Точность таких пересчетов не вызывает сомнений, если они базируются на данных испытаний самоходной модели судна при осадках, соответствующих осадке судна в полном грузу и балласте.

Установленная пересчетом скорость, которую судно в полном грузу способно развить при чистой наружной обшивке и благоприятных гидрометеорологических условиях, в дальнейшем наложении называется *скоростью на полной осадке*.

Под эксплуатационной скоростью понимают среднюю скорость судна на протяжении навигации. В тех случаях, когда речь идет об отчетном значении эксплуатационной скорости, ее устанавливают делением пути, пройденного судном в течение навигации, на суммарную продолжительность ходового времени. При этом отклонение от курса вследствие непогоды не учитывается в пройденном пути. Это приводит к некоторому увеличению средней скорости хода по сравнению с фактической.

Службой скорости хода называется скорость судна регулярного плавания, которая эксплуатируется по строгому расписанию.

При определении элементов проектируемого судна, выборе марки главных двигателей и проектировании гребных винтов естественно исходить из эксплуатационной и служебной скорости хода, поскольку они соответствуют наиболее показателям условиям эксплуатации.

Если эксплуатационная скорость не оговорена в заданиях на проектирование судна, ее можно определить приблизительно, исходя из скорости хода на тихой воде, и практических данных о потерях скорости в эксплуатационных условиях (см. главу четвертую).

В заключение отметим, что от требований, предъявляемых к чистоте наружной обшивки во время длительных испытаний, зависит запас мощности энергетической установки, который следует вводить в проектные расчеты. Поэтому остановимся подробнее на вытекающих по этому вопросу рекомендациях.

В районах, где наблюдается интенсивное обстранивание судна (Каспийское и Черное моря, Дальневосточное побережье), И. В. Гирс, А. А. Русаков и Ю. А. Непомнящих [12] рекомендуют проводить ходовые испытания не позже чем через 5—10 сут после выхода судна из дока. Авторы считают, что на севере (Балтийское и Баренцево моря) можно увеличивать этот промежуток времени до 30—40 сут.

По мнению Дик, Аллама и Х. Кенхена [47], основанному на анализе данных сдаточных испытаний английских судов, для получения обоснованных результатов испытания должны проводиться не позднее чем через 20 сут после выхода судна из дока.

В статье «Определение пропульсивных качеств судна по данным модельных испытаний» [27] излагается стандартная методика подобных пересчетов, принятая Советом Британских опытовых бассейнов. Методика исходит из нескольких соображений, характеризующих состояние корпуса и гидрометеорологические условия во время ходовых испытаний судна. Наряду с другими показателями состояние корпуса определяется промежуточным временем от постановки судна в док до начала испытаний. Состояние корпуса считается удовлетворительным, если этот промежуток времени не превышает одних суток. Если испытания производятся через 20 сут после выхода судна из дока, состояние корпуса предпологается «средним».

В реальных условиях постройки судна промежуток времени между выходом судна из дока и началом ходовых испытаний колеблется в широких пределах и нередко значительно превосходит приведенные выше величины. Отсутствие единообразия в организации испытаний является причиной большого разброса экспериментальных точек при сопоставлении данных модельных и натурных испытаний. Для накопления практических данных, позволяющих надежно предсказать результаты, которые будут получены во время сдаточных испытаний, желательно сократить по возможности промежуток времени между докованием судна и испытаниями.

Глава вторая

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ РАСЧЕТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ СУДНА И МОЩНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

§ 2.1. Сплошная поверхность

Формула Тэйлора для определения сплошной поверхности

$$S = k_0 V^2 L^2 \quad (2.1)$$

была представлена в предыдущей главе в виде коэффициента сплошной поверхности

$$k = \frac{S}{V^2 L^2}$$

В зависимости от формы судна численные значения коэффициента изменяются в узких пределах. Для моделей, конструируемых по формуле Тэйлора, коэффициент $k = 2,52 \div 2,60$ при $B/L = 2,35 \div 3,00$. Для основных моделей серии «60» Тодда этот коэффициент в среднем принимает значения, отмеченные в табл. 2.1, несколько отходя от них в зависимости от относительной длины судна. Коэффициент сплошной поверхности моделей промышленных судов серии Труднута изменяется в пределах $k = 2,57 \div 2,70$ при возрастающей коэффициентом общей полноты δ от 0,625 до 0,675.

Таблица 2.1

Численные значения коэффициента сплошной поверхности k

$\frac{B}{T}$	При коэффициенте δ				
	0,66	0,66	0,70	0,75	0,68
2,5	2,61	2,61	2,63	2,64	2,66
3,0	2,60	2,60	2,64	2,65	2,70
3,5	2,63	2,63	2,67	2,70	2,74

Из других формул, предложенных для определения сплошной поверхности, отметим формулу Сенкеви [36]

$$S = L T^2 \left[2,0 + 1,37 (6 - 0,276) \frac{B}{T} \right], \quad (2.2)$$

а также формулы Фруда

$$S = V^3 (3,4 + 0,51) \quad (2.3)$$

и Деви-Мумфорда

$$S = L(a_1 T + a_2 \delta B), \quad (2.4)$$

где $a_1 = 1,7$; $a_2 = 1,0$. Для быстроходных судов С. П. Мурагин предложил пользоваться формулой Деви-Мумфорда с коэффициентами $a_1 = 1,36$; $a_2 = 1,13$.

Уместно отметить также формулу Олсона

$$S = L(1,22T + 0,46\delta)(\delta + 0,765), \quad (2.5)$$

предназначенную для определения смоченной поверхности небольших промысловых судов и буксиров.

Формула Фруда приводится к виду

$$k = \frac{3,4}{f^2} + 0,51^{1/4},$$

Коэффициент k этой формулы в зависимости от относительной длины судна принимает следующие значения:

$\frac{L}{k}$	4	5	6	7	8
k	2,70	2,64	2,61	2,63	2,61

Аналогично, представим формулу Деви-Мумфорда в виде

$$k = 1,7 \left(\delta \frac{B}{T} \right)^{1/2} + \left(\delta \frac{B}{T} \right)^{1/4},$$

приходим к следующим соотношениям:

$\delta \frac{B}{T}$	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4
k	2,54	2,62	2,61	2,61	2,63	2,63	2,65

Формулу Олсона можно представить в виде

$$k = \left[1,22 \left(\frac{B}{T} \right)^{1/2} + 0,46 \left(\frac{B}{T} \right)^{1/4} \right] (\delta + 0,765^{1/4}).$$

По этой формуле $k = 2,63 - 2,66$ в диапазоне значений отношения $B/T = 2,5 - 3,5$ и коэффициента $\delta = 0,55 - 0,65$.

Судя по приведенным данным, коэффициент смоченной поверхности транспортных и промысловых судов не выходит большей частью из пределов $k = 2,6 - 2,7$. В основном он зависит от коэффициента обтекания k и отношения B/T . Судя по другим данным, при переходе U-образных к V-образным шпангоутам коэффициент k слегка уменьшается.

§ 2.2. Коэффициенты трения и надбавка на шероховатость

В проектных расчетах широко используются опубликованные данные испытаний моделей в опытовых бассейнах. Поскольку при обработке первичных материалов бассейны не одинаково оценивают

коэффициенты трения и надбавку на шероховатость, может оказаться необходимым пересчитать опубликованные данные применительно к методике определения сопротивления, принятой в Советском Союзе. Современная практика в этом вопросе освещена в настоящем параграфе.

В 1957 г. восьмая Международная конференция представителей советских бассейнов предложила определять коэффициенты трения по формуле

$$\zeta = \frac{0,075}{(\lg Re - 2)^2}, \quad (2.6)$$

которая в дальнейшем называется формулой ИТТС.

Конференция рекомендовала пользоваться этой формулой при публикации работ по ходкости судов и обмену научной информацией; практически, однако, наряду с этой формулой применяют и эмпирические формулы.

В отечественной практике при определении сопротивления воды движению судна коэффициенты трения подсчитывают по формуле Прицлала—Шантингта

$$\zeta_0 = \frac{0,455}{(\lg Re)^{1,25}}, \quad (2.7)$$

исходя из условной температуры заборной воды $t = 4^\circ\text{C}$.

В США применяют формулу Шенккера

$$\frac{0,342}{V \zeta} = \lg(\zeta Re), \quad (2.8)$$

причем температура заборной воды принимается равной $t = 15^\circ\text{C}$.

В Англии сопротивления трения определяют по формуле Фруда, которая в метрической системе единиц имеет вид

$$R_f = f_T \frac{S}{1000} U^{1,83}, \quad (2.9)$$

Коэффициент трения в последней формуле принимается равным

$$f = f_0 - 0,1392 + \frac{0,258}{2,68 + \zeta_0}, \quad (2.10)$$

при температуре заборной воды $t = 15^\circ\text{C}$. При другой температуре воды

$$f = f_0 (1 + 0,0043(15 - t)).$$

Формула Прицлала—Шантингта дает более высокие значения коэффициента трения, чем формула Шенккера, однако расхождения между ними не превосходят 1—2,5%. Поэтому при пересчете с модели на натуру оба экстраполиатора приводят к близким результатам. При больших числах Рейнольдса то же самое относится к формуле ИТТС, но при числах Рейнольдса, меньших $Re = 10^7$, критический коэффициент трения, подсчитанный в соответствии с рекоменда-

циями международной конференции, ложится выше и идет круче кривых, соответствующих формулам Прандтля—Шлихтинга и Шенкера.

Для натуральных судов коэффициенты трения Фруда значительно превышают коэффициенты трения, подсчитанные по другим формулам.

При определении сопротивления судна по данным испытаний модели коэффициент трения вычисляется с надбавкой на шероховатость $\zeta_{\text{ш}}$. Эта надбавка учитывает косвенным образом также и ряд других факторов. Поэтому ее рассматривают как корреляционный коэффициент, позволяющий, независимо от способа определения коэффициента трения, привести первичные данные в соответствии с результатами стандартных испытаний судна.

В отечественной практике для судов со сварной обшивкой принимаются следующие значения надбавки на шероховатость:

- ✓ — транспортные суда $(0,3-0,6) \cdot 10^{-3}$;
- быстросходные суда $(0,3-0,5) \cdot 10^{-3}$.

Большие значения $\zeta_{\text{ш}}$ принимают для судов, имеющих по размеру, а также в тех случаях, когда наружная обшивка судна отличается повышенной шероховатостью.

В США применяют стандартную надбавку на шероховатость $\zeta_{\text{ш}} = 0,4 \cdot 10^{-3}$, установленную в 1947 г. на конференции американских опытовых бассейнов.

В Англии руководствуются стандартной системой пересчета данных модельных испытаний. Согласно этой системе (см. журнал «Мировое судостроение и флот», 1963 г., № 5 и 6) корреляционный коэффициент $(1+x)$ для океанских судов с длиной $L > 114$ м вводится в расчет в виде множителя к сопротивлению движения судна, рассчитанному исходя из коэффициентов трения Фруда при температуре заборной воды $t = 15^\circ\text{C}$.

Значения корреляционного коэффициента указаны для судов со сварной обшивкой при наилучшем и среднем состоянии корпуса и двух условиях погоды (наилучших и средних).

Наилучшим считается состояние корпуса, при котором высота бугорков шероховатости не превышает $76 \cdot 10^{-3}$ мм при длине базы 51 мм, а испытания проводятся не позже чем через сутки после выхода судна из дока.

Средним признается состояние корпуса, если высота бугорков шероховатости не превышает $178 \cdot 10^{-3}$ мм (по-видимому, в среднем по всей наружной обшивке), а испытания проводятся не позже чем через 20 сут после выхода судна из дока.

Наилучшие условия испытаний характеризуются отсутствием ветра и волнения, температурой заборной воды $t = 15^\circ\text{C}$ и глубиной на мерной миле, равной 137 м.

Средние условия испытаний характеризуются силой ветра в 3-4 балла, слабым волнением, температурой воды $t = 10^\circ\text{C}$ и глубиной воды 91 м.

Для одноярусных судов трем комбинациям состояния корпуса и условий испытаний соответствуют следующие значения корреляционного коэффициента:

— наилучшее состояние корпуса и наилучшие условия испытаний

$$(1+x) = 0,800 + 0,00185 \left(\frac{1000 - L_{\text{в}}}{100} \right)^{3,5};$$

— среднее состояние корпуса и наилучшие условия испытаний

$$(1+x) = 0,850 + 0,00185 \left(\frac{1000 - L_{\text{в}}}{100} \right)^{3,5};$$

— среднее состояние корпуса и средние условия испытаний

$$(1+x) = 0,850 + 0,00255 \left(\frac{1000 - L_{\text{в}}}{100} \right)^{3,5}.$$

Согласно этим формулам корреляционный коэффициент крупных судов меньше единицы, а малых судов — больше единицы.

Для двухярусных судов даются ориентировочные значения корреляционного коэффициента для двух случаев: 1) хорошее состояние корпуса и хорошие условия испытаний; 2) среднее состояние корпуса и хорошие условия испытаний.

Значения корреляционного коэффициента приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2
Значения корреляционного коэффициента $(1+x)$
для двухярусных судов

$L_{\text{в}}$, футы	L , м	Случай первый	Случай второй
400	122	0,94	0,99
600	183	0,90	0,95
800	244	0,86	0,91
1000	305	0,82	0,87

§ 2.3. Сопротивление выступающих частей, поперечное сопротивление и коэффициент запаса

В проектных расчетах полное сопротивление $R_{\text{д}}$ движению судна в условиях стандартных испытаний определяют обычно по формуле

$$R_{\text{д}} = kR = k_1 k_2 k_3 R,$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление выступающих частей и перекачки руля; k_2 — коэффициент, учитывающий влияние гидрометеорологических условий во время испытаний; k_3 — коэффициент запаса.



44811

При выборе численного значения коэффициента k_2 можно руководствоваться следующими практическими данными.

Скуловые килы устанавливаются так, чтобы они не увеличивали габаритов судна. По мере уменьшения коэффициента полноты мидель-шпангоута оказывается возможным устанавливать скуловые килы большей высоты. Скуловые килы устанавливаются на протяжении 25—30% и не более 40% от длины судна. На сухогрузных и наливных судах площадь скуловых килей в среднем лежит в пределах 1—2% от произведения LT , а на пассажирских судах — в пределах 3—4% от этого же произведения.

Сопротивление скуловых килей, если они правильно расположены на корпусе, может быть учтено соответствующим увеличением смоченной поверхности при определении сопротивления трения. В среднем установка скуловых килей на транспортных судах приводит к увеличению сопротивления на 1—3%.

Для условий сдаточных испытаний дополнительное сопротивление, вызванное перекалками руля, можно учесть надбавкой в 1% к полному сопротивлению.

Дополнительное сопротивление обтекаемого руля на одновинтовых судах составляет 1—2% от полного сопротивления. Обычно это обстоятельство не принимается во внимание, поскольку присутствие руля одновременно повышает эффективность работы гребного вала, что также не учитывается.

Таким образом, на одновинтовых судах коэффициент, учитывающий влияние выступающих частей, может быть принят равным $k_2 = 1,03 + 1,04$ при наличии скуловых килей и $k_2 = 1,01$, если боковые килы отсутствуют.

Гребные валы на двухвинтовых судах поддерживаются либо односторонней кронштейнной, заканчивающейся выкружкой гребных валов, либо двусторонней изолированными кронштейнами. Во втором случае при длинных гребных валах устанавливаются дополнительные промежуточные кронштейны.

На транспортных двухвинтовых судах применяют большой частью выкружки. По данным А. Лапа [77], сопротивление двухвинтовых моделей транспортных судов возрастает на 5—8% при установке выкружек и на 8—8% — при установке кронштейнов гребных валов. Для натуральных условий приведенные цифры должны быть снижены в среднем до 4—6% для учета масштаба эффекта, который проявляется при испытаниях моделей с выступающими частями.

В работе П. Макдональда [85] приведены следующие данные, характеризующие пределы изменения сопротивления выступающих частей в зависимости от некоторых характеристик судна и относительной скорости хода (в процентах от сопротивления голого корпуса):

Число Фруда Fr	0,208	0,236	0,476
Большие быстротечные четырех- валковые суда	10—16	10—16	—

Большие среднескоростные двух- валковые суда	8—14	8—14	—
Малые быстротечные двухвалковые суда	20—30	17—25	10—15
Малые среднескоростные двух- валковые суда	12—20	10—23	—
Одновинтовые суда всех типов	2—5	2—3	—

Приведенные цифры являются результатом модельных экспериментов. В работе отсутствуют более подробные указания о типе судов и роде выступающих частей, к которым относятся эти цифры. По-видимому, в работе [85] во всех случаях (ароме одновинтовых судов) приводятся данные по военным кораблям. В комплексе же выступающих частей входит как кронштейны, так и выкружки. Вероятно, испытания проводились на кораблях с одним и двумя рулями.

Из приведенных данных видно, что с увеличением размеров судна относительное сопротивление выступающих частей снижается. С увеличением скорости хода это сопротивление увеличивается, так как сопротивление корпуса возрастает быстрее сопротивления выступающих частей, однако при полной скорости относительное сопротивление выступающих частей на быстротечных судах больше, чем на среднескоростных.

В пересчетах сопротивления с модели на натуру влияние выступающих частей обычно не учитывают, если испытания модели проводились с выступающими частями.

Для сравнительно полных судов в условиях испытаний коэффициент k_2 , учитывающий сопротивление воздуха при штормовой погоде также дополнительное сопротивление от действия ветра и волнения, в первом приближении можно принять равным $k_2 = 1,02 + 1,03$ при штире не больше трех баллов. Для острых судов эти цифры можно снизить.

Величину коэффициента k_3 рационально устанавливать в каждом частном случае на основе анализа вероятной погрешности расчетов сопротивления воды движению судна и иррадиационного коэффициента. При благоприятных условиях, когда есть заскрекающие материалы по близкому протолину, вероятная погрешность этих расчетов, выполняемых в процессе определения элементов проектируемого судна, может составить около 10%. При неблагоприятных условиях погрешность может достичь 15—20%. В большинстве случаев имеются основания выбирать этот коэффициент в пределах $k_3 = 1,10 + 1,15$.

Приведенные цифры относятся к стадии предварительных проектных расчетов. Они не учитывают возможной перегрузки судна и относятся, таким образом, к спецификационному водонепонению.

§ 2.4. Расчет буксирного сопротивления при переходе к судну, отличающемуся длиной от стандартного судна

Как отмечалось, практические данные о полном сопротивлении воды, которыми пользуются при определении элементов проектируемого судна, часто представляются в виде тех или иных коэффициентов, отнесенных к судну стандартной длины. Ниже изложен способ, позволяющий быстро пересчитать такие данные при переходе к геометрически подобному судну любой другой длины. Соотношения, на которых базируется этот способ, можно использовать также для определения сопротивления воды по обычной схеме путем суммирования сопротивления трения и остаточного сопротивления.

В этой связи будем считать, что задача сводится к расчету полного безразмерного удельного сопротивления

$$10^4 \frac{R}{D} = 500 C_R A^{1.5} Fr^2,$$

в соответствии с чем необходимо определить ряд значений отношения

$$10^4 \frac{R_L}{D} = 500 C_{RL} A^{1.5} Fr^2. \quad (2.11)$$

В формуле (2.11) коэффициент трения является функцией числа Рейнольдса, которое можно выразить через число Фруда зависимо-
мостью

$$Re = \frac{v^*}{\nu} L^{1.5} Fr.$$

Длину стандартного судна примем равной 120 м и обозначим увеличенный в тысячу раз коэффициент трения, соответствующий этой длине, символом C_R . Важные значения длины судна по сравнению с геометрически подобным прототипом, имеющим стандартную длину, будем учитывать коэффициентом C_L . Тогда формула (2.11) перепишется в виде

$$10^4 \frac{R_L}{D} = 0,5 C_L C_R A^{1.5} Fr^2,$$

и таким образом задача сводится к определению приращения

$$\Delta \left(10^4 \frac{R_L}{D} \right) = 0,5 C_L A^{1.5} Fr^2 \Delta C_R.$$

В табл. 2.3 и 2.4 приведены значения коэффициента C_R , соответствующие формуле Придтала—Шлихтинга. Она охватывает интервал чисел Фруда в пределах $Fr = 0,1 + 0,6$. Табл. 2.3 предназначена для температур воды $t = 15^\circ C$, которой соответствует кинематический коэффициент вязкости $\nu = 1,141 \cdot 10^{-6}$. Значения коэффициентов C_R , приведенные в табл. 2.4, вычислены для температур воды $t = 4^\circ C$ при $\nu = 1,567 \cdot 10^{-6}$.

Таблица 2.3

Значения коэффициента C_R при $t = 15^\circ C$

Fr	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60
$Re \cdot 10^{-6}$	3,62	5,43	7,24	8,92	10,85	12,65	14,48	16,36	18,19	19,90	21,70
C_R	1,79	1,69	1,64	1,61	1,58	1,55	1,53	1,48	1,44	1,44	1,43

Таблица 2.4

Значения коэффициента C_R при $t = 4^\circ C$

Fr	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60
$Re \cdot 10^{-6}$	2,63	3,95	5,26	6,58	7,90	9,21	10,52	11,82	13,15	14,45	15,80
C_R	1,87	1,77	1,70	1,65	1,62	1,59	1,56	1,53	1,52	1,50	1,49

В обеих таблицах коэффициенты указаны для пресной воды. При плотности воды $\gamma = 1,028 \text{ т/м}^3$ кинематический коэффициент вязкости возрастает на 3—4%, что почти не сказывается на численных значениях коэффициента C_R .

Для судов с длиной $L = 40 + 240$ м средние значения коэффициента C_R следующие:

L	40	60	80	100	120	140
C_R	1,27	1,35	1,39	1,04	1,00	0,962
C_L	1,90	1,80	2,00	2,20	2,45	—
C_L	0,939	0,912	0,893	0,875	0,861	—

Для получения общего решения необходимо задаться подходящими соотношениями между сопротивлением трения и полным сопротивлением в функции числа Фруда.

График Дорина,¹ представленный на рис. 2.1, позволяет непосредственно определить отношение

$$\pi = \left(\frac{R}{D} \right)_L \left(\frac{R}{D} \right)_{\text{ст}}$$

или другое аналогичное отношение в функции числа Фруда и коэффициента обвода полноты. Для построения графика В. С. Дорин воспользовался данными испытаний моделей серии «В». Тогда

Результаты, к которым приводит рассматриваемый график, строго говоря, действительны лишь для судов с обводами, геометрически подобными обводам моделей серии «В», если сопротивление трения определяется по формуле Придтала—Шлихтинга. Практически, однако, можно применить этот график (если речь идет о приближенном решении) также для судов, несколько отличающихся характером обводов от моделей серии «В», а именно в тех

¹ График заимствован из работы Л. М. Негла, В. С. Дорина и В. В. Новикова [24].

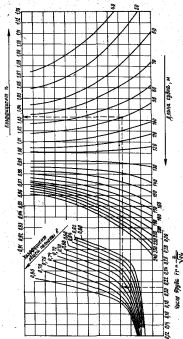


Рис. 2.1. Поправочный множитель $\eta = f(L, Fr, H)$ для поправки сопротивления воды движению судна

случаек, когда сопротивление определяется по формулам Шенкерра или ИТТС.

При обычных соотношениях между коэффициентами общей полноты и числом Фруда коэффициент η , рассчитанный для эксплуатационной скорости хода, выражается в среднем следующими числами:

L	60	100	140	180	220	260
η	1,08	1,02	0,98	0,96	0,94	0,93

§ 2.5. Расчет буксирного сопротивления в случае изменения эксплуатационной скорости

В начальных стадиях разработки проекта нередко возникает необходимость пересчитать полное сопротивление воды движению судна в связи с переходом на другой эксплуатационный режим. Номограмма, приведенная на рис. 2.2, позволяет, не прибегая к расчетам, определить приращение адмиралтейского коэффициента Фруда

$$\Delta[C] = [C]_{Fr} - [C]_{ИТТС}$$

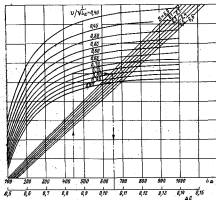


Рис. 2.2. Номограмма для определения приращения $\Delta[C] = [C]_{Fr} - [C]_{ИТТС}$

а случае замены экстраполятора трения Фруда экстраполятором ПТС. Номограмма заимствована из работы [88].

В общем случае подобная задача решается следующим образом. Пусть $R_f^{(0)}$ и $R^{(0)}$ — сопротивления трения и полное сопротивление стандартного судна-прототипа, подсчитанное исходя из полного сопротивления движению модели r , которое в используемых материалах не указано. При тех же коэффициентах трения остаточное сопротивление движению судна и модели можно определить по формулам

$$R_{\text{ост}}^{(0)} = R^{(0)} - R_f^{(0)};$$

$$r_{\text{ост}} = \frac{R^{(0)} - R_f^{(0)}}{\lambda^3} \quad (2.12)$$

где λ — масштаб, принятый при изготовлении модели.

Если сопротивление $R_f^{(0)}$ неизвестно, его определяют расчетом. Формула (2.12) позволяет восстановить численные значения полного сопротивления движению модели

$$r = \frac{r_{\text{ост}}}{\lambda^3} + r_f^{(0)} \quad (2.13)$$

и найти искомое полное сопротивление движению судна

$$R = (r - r_f) \lambda^3 + R_f \quad (2.14)$$

В формулах (2.13) и (2.14) символы $r_f^{(0)}$ и r_f обозначают соответственно исходное и пересчитанное сопротивление трения модели.

§ 2.6. Формулы для предварительной оценки сопротивления воды движению судна и мощности энергетической установки

В проектных расчетах для предварительной ориентировки в вопросе часто применяют простейшие практические зависимости, связывающие сопротивление воды движению судна или мощность энергетической установки с элементами судна и скоростью хода. При применении подобных формул погрешность может быть снижена до допустимого предела, если фигурирующие в них практические коэффициенты определяются по подходящему зрительному при числах Фруда, соответствующих скорости проектируемого судна.

Чаще других применяют формулы адмиралтейских коэффициентов

$$N_{\text{ка}} = \frac{D^{3/2} V^3}{C_M}; \quad W = \frac{D^{3/2} V^3}{C}$$

относительных к мощности на валу $N_{\text{ва}}$ или к мощности буксировки судна W . В этих формулах практические коэффициенты связаны соотношением

$$\frac{C_M}{C} = \frac{W}{N_{\text{ва}}} = \eta_{\text{вс}} \eta_{\text{ка}}$$

где $\eta_{\text{вс}}$ — пропульсивный коэффициент; $\eta_{\text{ка}}$ — коэффициент полезного действия винтпрова. В настоящем случае последний учитывает лишь потери в действующей трубе, в связи с чем можно принять $\eta_{\text{ка}} = 0,99$.

Коэффициент C , как показатель ходовых качеств судна, изменяется в широких пределах в зависимости от относительной скорости хода и элементов судна. Однако для судна определенного типа при определенных соотношениях между коэффициентом общей полноты и относительной скоростью хода коэффициент C , относенный к судну стандартной длины, оказывается более или менее стабильным.

В частности, для одновинтовых грузовых судов длиной 120 м можно принять в качестве средних цифр, соответствующих условиям плавания на тихой воде и не учитывающих накладки на широкость, $C = 650 + 700$.

Для тех же условий плавания, но с надбавкой на шероховатость адмиралтейский коэффициент, относенный к мощности на валу, изменится приблизительно в пределах $C_N = 405 + 440$ при изменении коэффициента общей полноты δ от 0,630 до 0,780. При идеобогатной форме судна коэффициент C_N может уменьшиться на 5–10% по сравнению с отмеченными значениями этого коэффициента. По мере увеличения длины судна коэффициент C_N возрастает.

Суда пассажирские, промышленные и малые грузовые отличаются меньшими адмиралтейскими коэффициентами. В частности, в качестве средней величины для пассажирских судов можно назвать $C = 350$.

Более подробные сведения об адмиралтейских коэффициентах, рассчитанных для ряда судов на основе данных, полученных при слотатных испытаниях и в эксплуатационных условиях, можно найти в работе [6].

Для исключения влияния изменения коэффициента сопротивления трения с изменением длины судна А. Эйр [48] предложил модифицированную формулу адмиралтейских коэффициентов

$$W = \frac{D^{3/2} V^3}{C_0}$$

Коэффициенты C и C_0 связаны соотношением

$$C = C_0 D_0^{0,07} = C_0 A,$$

в котором множитель A изменяется в пределах $A = 1,21 + 1,31$ при изменении водоизмещения в пределах $D = 2000 + 20\,000$ т.

Для определения в первом приближении мощности энергетической установки транспортных судов можно воспользоваться формулой Давидова

$$N = \frac{D^{1/2} V^{3,75}}{C_1}$$

где $C_1 = 103 + 119$.

А. И. Раков [34] предлагает пользоваться при проектировании рыболовных траулеров формулой

$$W = \frac{D_{\text{тр}}^{10,45}}{C_T},$$

принимая в качестве средней величины $C_T = 1270$. В аналогичной формуле для сейнеров

$$W = \frac{D_{\text{тр}}^{10,45}}{C_T},$$

среднее значение практического коэффициента оказалось равным $C_T = 3330$.

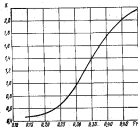


Рис. 2.3. Кривая $K = f(Fr)$

На рис. 2.3 приведена кривая

$$K = \frac{N_{\text{м}}}{D_{\text{тр}}^3} \cdot \frac{1}{Fr^3} = f(Fr),$$

характеризующая изменение отношения мощности энергетической установки к транспортной мощности судна.² Кривая представляет собой модифицированную диаграмму, приведенную в книге Х. Саукерса [103]. Она дает общее представление об изменении коэффициента K в широком диапазоне изменения числа Фруда, охватывающем разнообразные суда от тихоходных грузовых судов до быстроходных военных кораблей.

² В технической литературе произведение $D_{\text{тр}}^3$ называют транспортным моментом, что противоречит размерности этого выражения. Поэтому термин транспортная мощность представляется более уместным.

Коэффициент K связан с адмиралтейским коэффициентом сопротивления

$$C_R = \frac{36,91}{K}.$$

При помощи этой формулы и диаграммы на рис. 2.3 можно в грубом приближении определять коэффициент C_R в зависимости от числа Фруда и относительной длины судна.

§ 2.7. Способ Сильверлифа—Дэусона для определения мощности энергетической установки

В работе А. Сильверлифа и Дж. Дэусона [102] приведены формулы и графики для определения мощности на входе одновинтовых и двухвинтовых транспортных судов. Авторы оговаривают следующие пределы применимости предложенного ими способа:

— для одновинтовых судов

$$\delta = 0,50 \div 0,86; L/B = 6,4 \div 7,7; L/T = 15 \div 19; [K] = 1,2 \div 2,6;$$

— для двухвинтовых судов

$$\delta = 0,54 \div 0,80; L/B = 6,5 \div 8,5; L/T = 17 \div 23; [K] = 1,4 \div 2,8.$$

Основные формулы и графики действительны для судна стандартной длины $L = 122$ м ($L_{\text{в}} = 400$ футов) при нормальных сочетаниях между относительной скоростью хода и коэффициентом общей полноты. Отступления от исходных предположений учитываются поправочными коэффициентами.

Нормальные сочетания относительной скорости хода и коэффициента δ (подробнее см. § 4.5) определяются формулой

$$\delta = 1,215 - 2,36 Fr. \quad (2.15)$$

Для определения мощности на входе при оговоренных стандартных условиях предзнаменка формула

$$N_p = \frac{1}{60} \cdot \frac{(1 + \alpha) D_{\text{тр}}^{3,5}}{\eta_p H}. \quad (2.16)$$

где $(1 + \alpha)$ — корреляционный коэффициент (см. § 2.2); η_p — коэффициент полезного действия гребного винта; H — показатель гидродинамической эффективности, под которым понимается комплекс

$$H = \frac{3\epsilon}{k_1 [C]}; \quad (2.17)$$

здесь ϵ — коэффициент влияния корпуса; k_1 — коэффициент, учитывающий влияние выступающих частей; адмиралтейский коэффициент $[C]$ относится к мощности буксирежа голого корпуса.

Для судна стандартной длины показатель N определяется по формулам

$$N = 2,50 - 0,5 [K] = 2,50 - 1,77 l^{1/3} \text{ Fr}, \quad (2.18)$$

$$N = 2,38 - 0,5 [K] = 2,38 - 1,77 l^{1/3} \text{ Fr}, \quad (2.19)$$

на которых первая действительна для одновинтовых, а вторая — для двухвинтовых судов.

Для судов, длина которых $L \neq 122$ м, показатель гидродинамического качества N_L определяется по показателю коэффициента

$$k_L = \frac{N_L}{N}.$$

Численные значения этого коэффициента, снятые с диаграммы, которая приведена в рассматриваемой работе, приведены ниже:

$L, \text{ м}$	122	130	160	212	244	274	306
k_L	1,00	1,03	1,03	1,04	1,06	1,06	1,07

Формулы (2.18) и (2.19) даны в предположении, что при нормальных соотношениях между скоростью хода и элементом судна имеет место равенство

$$[C] = 0,71.$$

В соответствии с этим можно представить формулу (2.17) в виде

$$\eta_k = 0,71 k_L N. \quad (2.20)$$

Влияние изменений коэффициента $[C]$ на показатель N можно учесть при помощи множителя

$$k_N = \frac{N}{N_0} = \frac{0,71}{[C]}.$$

Коэффициент полезного действия гребного винта при частоте вращения гребного вала $n = 120$ об/мин определяется по формулам: — для одновинтовых судов

$$\eta_D^{(0)} = 0,98 - 0,55 \delta;$$

— для двухвинтовых судов

$$\eta_D^{(0)} = 0,90 - 0,33 \delta.$$

При другом числе оборотов

$$\eta_D = \eta_D^{(0)} + \Delta \eta_D^{(0)}.$$

Численные значения приращений $\Delta \eta_D^{(0)}$, снятые с графика, приведенного в рассматриваемой работе, следующие:

Частота вращения n , об/мин	100	120	150	175
Одновинтовые суда $\Delta \eta_D^{(0)}$	+0,03	0	-0,07	-0,16
Двухвинтовые суда $\Delta \eta_D^{(0)}$	+0,04	0	-0,04	-0,06

Отступления от нормальных соотношений между числом Фруда и коэффициентом δ , вытекающих из формулы (2.15), учитываются следующими поправочными множителями (индекс «и» относится к стандартным величинам):

Одновинтовые суда				
η/η_0	0,80	0,90	1,0	1,10
N/N_0	1,08	1,05	1,0	0,90
$\eta_D/\eta_D^{(0)}$	1,01	1,01	1,0	0,98
$N_D/N_D^{(0)}$	0,47	0,68	1,0	1,51
Двухвинтовые суда				
η/η_0	0,80	0,90	1,0	1,10
N/N_0	1,08	1,05	1,0	0,90
$\eta_D/\eta_D^{(0)}$	1,01	1,01	1,0	0,99
$N_D/N_D^{(0)}$	0,47	0,68	1,0	1,49

Исходное значение адмиралтейского коэффициента $KI = 0,71$ дано в предположении, что сопротивляемость трения рассчитывается по Фруду. При переходе к коэффициенту трения Правдла—Шлихтинга следовало бы уменьшить исходную наффу для судов длиной 120 м приблизительно на 14%. Практически, однако, можно считать, что при $\chi = 0$ способ Саллаерлифа—Даусона действительно также для расчетов, базирующихся на коэффициентах трения Правдла—Шлихтинга, но учитывает дополнительную надбавку на шероховатость.

Из формулы (2.16) вытекает следующая формула для адмиралтейского коэффициента, отнесенного к мощности на винте N_p :

$$[C]_N = \frac{497 N_p}{D^{2,5} v^3} = \frac{1 + \chi}{\eta_D N}. \quad (2.21)$$

Ниже в качестве примера приведены сводные данные расчета адмиралтейских коэффициентов одновинтовых судов с элементами $L = 120$ м; $L/B = 7,25$; $B/T = 2,5$; $n = 120$ об/мин при подходящих соотношениях между скоростью хода и коэффициентом обойки полноты:

Fr	0,180	0,185	0,210	0,225	0,240	0,255
δ	0,774	0,745	0,717	0,685	0,650	0,633
l	5,33	5,30	5,37	5,45	5,52	5,59
N	1,87	1,89	1,74	1,68	1,60	1,53
η_D	0,960	0,975	0,980	0,985	0,990	0,995
$[C]_N$	0,954	0,960	0,975	0,984	1,006	1,030
$C = 416/[C]_N$	429	435	430	422	416	405
$\eta_{DP} = 0,71/[C]_N$	0,744	0,740	0,728	0,721	0,704	0,682

Аналогично для двухвинтового судна с элементами $L = 120$ м; $\delta = 0,56$; $l = 5,8$ при $Fr = 0,28$ и $n = 120$ об/мин можно получить следующие показатели: $\eta_D = 0,715$; $N = 119$; $[C] = 1,18$; $C = 353$; $\eta_{DP} = 0,6$.

§ 2.8. Пересчеты сопротивления воды движению судна по прототипу с использованием экстраполяционных графиков

Предварительные замечания. При пересчете сопротивления воды движению судна по прототипу удельное остаточное сопротивление или коэффициент остаточного сопротивления судна-прототипа и проектируемого судна принимаются одинаковыми при одинаковых числах Фруда. Точность этого приема зависит от того, в какой мере форма проектируемого судна близка форме судна-прототипа.

Применяя при пересчетах сопротивления экстраполяционные графики, построенные по данным серийных испытаний моделей и учитывая в известной мере влияние отсуждений в форме проектируемого судна от формы судна-прототипа, можно повысить точность подобных пересчетов.

Для пояснения сущности метода допустим, что, определив мощность механизмов проектируемого судна по кривым сопротивления подбавшего прототипа, им установили величину коэффициента удельного остаточного сопротивления

$$r_0 = \left(\frac{R}{DFv^3} \right)_0$$

соответствующей рассматриваемой относительной скорости. Пусть, кроме того, коэффициенты удельного остаточного сопротивления, подсчитанные с помощью каких-либо графиков при той же относительной скорости для судна-прототипа и проектируемого судна, равны соответственно r_1 и r_2 . Рассматривая отношение r_2/r_1 как поправочный множитель, учитывающий влияние на сопротивление изменения соотношений элементов судна-прототипа при переходе к проектируемому судну, можно определять удельное остаточное сопротивление проектируемого судна по формуле

$$r = r_0 \frac{r_2}{r_1} \quad (2.22)$$

Так же пересчитывается относительное остаточное сопротивление, выраженное в виде безразмерного коэффициента $\zeta_{ост}$ или адмиралтейского коэффициента $C_{ост}$. Для подобных пересчетов можно пользоваться любыми графиками, которые достаточно точно отражают влияние изменения соотношений главных размеров.

Для той же цели можно воспользоваться экстраполяционными кривыми (кривыми влияния), построенными по данным серийных испытаний моделей. Каждая серия подобных кривых учитывает влияние изменения одного из параметров формы судна в предположении, что остальные параметры сохраняют неизменные стандартные значения.

При таком подходе к определению сопротивления равенство (2.22) применяется для каждого исследуемого параметра в отдель-

ности. Совокупное же влияние изменения всех исследуемых параметров учитывается по формуле

$$r = r_0 \Pi \left[\frac{r_i^{\alpha_i}}{r_1^{\alpha_i}} \right],$$

в которой символ Π обозначает произведение всех рассматриваемых соотношений.

Способ плавания, принятый при построении подобных графиков, основан на допущении, согласно которому влияние, оказываемое каждым из рассматриваемых параметров формы, не зависит от влияния остальных параметров. Эта предпосылка не приводит к существенной погрешности, если элементы и обводы проектируемого судна мало отличаются от обводов судна-прототипа.

Для повышения точности подобных пересчетов можно строить диаграммы, учитывающие влияние изменения какого-либо параметра, не при одном, а при нескольких значениях каждого из остальных параметров. Так представлены экспериментальные материалы в работе Х. Ламбен и М. Н. Парнера [78].

В настоящем параграфе приведены экстраполяционные графики Гирса [11] и Штуммера [42].

Графики Гирса. Для построения экстраполяционных графиков И. В. Гирс воспользовался данными испытаний моделей серии Тейлора. Эти материалы позволили построить кривые, характеризующие в отдельности влияние на остаточное сопротивление коэффициента продольной полноты, относительной длины и отношения ширины к осадке. В качестве стандартных значений этих параметров И. В. Гирс принял $\varphi_0 = 0,65$; $l_0 = 8,0$; $\kappa = (B/T)_0 = 3,0$. В дальнейшем третий из упомянутых графиков был заменен графиком, построенным на базе кривых сопротивления серий моделей, испытанных С. П. Мураткиным в 1947 г.

На диаграммах Гирса, воспроизведенных на рис. 2.4—2.6, по оси абсцисс отложены значения параметров φ , l и B/T , а по оси ординат — отношения безразмерных коэффициентов остаточного сопротивления

$$\kappa_1 = \frac{\zeta_2}{\zeta_1} = f_1(\varphi) \text{ при } l = 8,0; \kappa = \frac{B}{T} = 3,0;$$

$$\kappa_2 = \frac{\zeta_2}{\zeta_1} = f_2(l) \text{ при } \varphi = 0,65; \kappa = \frac{B}{T} = 3,0;$$

$$\kappa_3 = \frac{\zeta_2}{\zeta_1} = f_3(\kappa) \text{ при } \varphi = 0,65; l = 8,0.$$

На каждой из рассматриваемых диаграмм приведены ряд кривых, характеризующих влияние изменения одного из отмеченных параметров. Каждая кривая соответствует определенному числу Фруда.

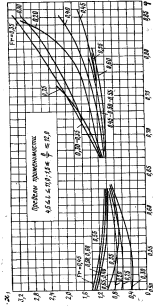


Рис. 2.4. Влияние изменения коэффициента q на расчетное сопротивление по Гурзу

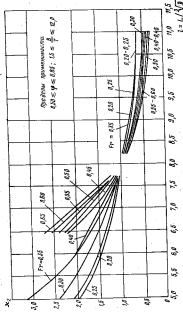


Рис. 2.5. Влияние изменения расчетной длины сурья l на расчетное сопротивление по Гурзу

Пусть для судна-прототипа, у которого $\varphi = \varphi_0$, $l = l_0$, $\sigma = \sigma_0$, коэффициент остаточного сопротивления при рассматриваемом числе Фруда

$$\zeta_{00} = \frac{R_{00}}{\frac{\rho}{2} S v_0^2}$$

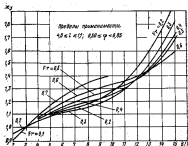


Рис. 2.6. Зависимые изменения отношения R/T на остаточное сопротивление по Гарсу

Тогда поправочные коэффициенты при $\varphi = \varphi_1$, $l = l_1$, $\sigma = \sigma_1$, соответствующие проектируемому судну, найдутся по формулам

$$\kappa_1 = \frac{(\zeta_{01})_1}{(\zeta_{01})_0} = \frac{(\zeta_{01})_1}{(\zeta_{01})_0} = \frac{(\zeta_{01})_1}{(\zeta_{01})_0};$$

$$\kappa_2 = \frac{(\zeta_{01})_1}{(\zeta_{01})_0} = \frac{(\zeta_{01})_1}{(\zeta_{01})_0} = \frac{(\zeta_{01})_1}{(\zeta_{01})_0};$$

$$\kappa_3 = \frac{(\zeta_{01})_1}{(\zeta_{01})_0} = \frac{(\zeta_{01})_1}{(\zeta_{01})_0} = \frac{(\zeta_{01})_1}{(\zeta_{01})_0}.$$

Пусть, например, требуется найти поправочный коэффициент κ_1 при $Fr = 0,20$ в предположении, что для прототипа $\varphi_0 = 0,740$, а для проектируемого судна $\varphi_1 = 0,777$.

По графику на рис. 2.4 находим

$$\frac{(\zeta_{01})_1}{(\zeta_{01})_0} = 1,60; \quad \frac{(\zeta_{01})_0}{(\zeta_{01})_0} = 1,40,$$

в соответствии с чем

$$\kappa_1 = \frac{1,60}{1,40} = 1,14.$$

После определения поправочных коэффициентов κ_1 , κ_2 и κ_3 коэффициент остаточного сопротивления проектируемого судна подставляется по формуле

$$\zeta_1 = \zeta_{01} \kappa_1 \kappa_2 \kappa_3.$$

График Штумфа.

В отличие от более универсальных графиков, рассмотренных выше, график Штумфа предназначен для определения сопротивления воды движению транспортных судов. Применяя способ, предложенный В. М. Штумфом, необходимо прежде всего определить коэффициент остаточного сопротивления по графику, относящемуся к основной группе моделей с U-образными шпангоутами в низкой окантовке. Для всех моделей этой группы $L/B = 7,30$; $B/T = 2,50$; $\beta = 0,98$. Значения относительной длины l , относительной абсциссы центра величины x и коэффициента $\kappa_0 = \delta_0 \kappa_1$ этих моделей в зависимости от коэффициента общей полноты можно установить по кривым, приведенным на рис. 2.7.

Кривые коэффициентов остаточного сопротивления моделей основной группы в зависимости от числа Фруда и коэффициента общей полноты приведены на рис. 2.8. В дальнейшем они обозначаются символом $\zeta_{00}^{(0)}$.

На рис. 2.9 приведены кривые значений поправочного множителя $a_1 = f(l, Fr)$, позволяющие определить коэффициент

$$k_1 = \frac{a_1}{a_1^{(0)}},$$

где a_1 — отношение коэффициентов остаточного сопротивления при заданном l и при $l = 6,0$; $a_1^{(0)}$ — отношение коэффициентов остаточного сопротивления при стандартном значении l по рис. 2.7 и при $l = 6,0$.

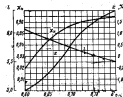


Рис. 2.7. Характеристики моделей основной группы Штумфа

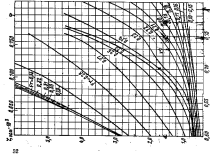


Рис. 2.8. Основные соотношения между
основной группой Шварца

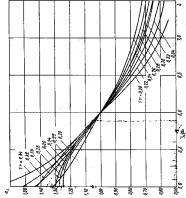


Рис. 2.9. Кривые соотношения $a_1 = f(T, P)$ по Шварцу

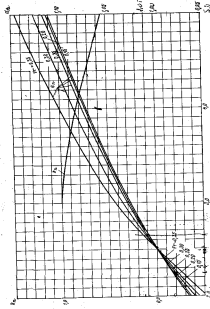


Рис. 2.10. Кривые соотношения $a_0 = f(T, P)$ и $b_0 = f(T, P)$ по Шварцу

$$\alpha_n = f\left(\frac{B}{T}, Fr\right).$$

учитываемого влияния изменения отношения B/T , если оно отличается от $B/T = 2,5$, приведены на рис. 2.10. Поскольку отношение коэффициентов остаточного сопротивления при построении графика отнесено не к сухой поверхности S , а к водонизмеще-

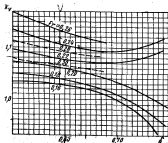


Рис. 2.11. Кривые коэффициента $k_v = f(B, Fr)$ по Шугаффу

нию V в степени $2/3$, на том же рисунке приведена кривая поправочного множителя

$$k_s = \left(\frac{S}{V^{2/3}}\right)_{B/T=2,5} : \left(\frac{S}{V^{2/3}}\right)_{B/T}$$

Влияние форм носовых шпангоутов можно учесть при помощи рис. 2.11, на котором приведены кривые коэффициентов

$$k_v = \frac{C_{extv}}{C_{extu}}$$

где C_{extv} и C_{extu} — коэффициенты остаточного сопротивления при V- и U-образной форме шпангоута.

Исходное значение коэффициента остаточного сопротивления определяется по формуле

$$C_{ext} = \frac{417}{1000} k_s k_v k_{\alpha} k_{\beta} k_{\gamma}.$$

По поводу рис. 2.11 уместно отметить, что при выборе формы носовой оконечности следует учитывать ее влияние на ходкость и качку судна на взволнованном море.

Графики Дубровина. Графики Дубровина для определения буксировочной мощности судов с малыми удлинениями и малыми коэффициентами общей полноты опубликованы в работе [16]. Аналогичные графики, относящиеся к речным судам, опубликованы в работе [15].

§ 2.9. Графики для негидродинамического определения сопротивления вала движимого судна

В расчетах ходкости проектируемого судна еще сравнительно недавно широко применяли графики, обобщающие данные испытаний единичных моделей судна в опытных бассейнах. В настоящее время потребность в подобных графиках значительно уменьшилась в связи с опубликованием ряда работ, содержащих данные серийных испытаний моделей судов различного типа. В настоящем параграфе приведены лишь графики Лапа [175], предназначенные для определения сопротивления одновинтовых транспортных судов, и график Мура [114], перестроенный в другой системе координат Тальфером [106]. Последний предназначен для определения сопротивления двухвинтовых пассажирских судов.

Из других аналогичных материалов отметим универсальные графики Эбра [48] и Патмеля [29], графики Кабанского [17], относящиеся к транспортным судам, графики Дауста и Брайна [57], предназначенные для определения сопротивления рыболовных траулеров, графики Краснопольского [18] для определения сопротивления мелких промысловых судов.

Графики Эбра и Патмеля можно также найти в книге автора [26]. В справочнике по теории корабля Я. И. Войтковского, Р. Я. Першина и И. А. Титова [10], наряду с графиком Патмеля, приведены некоторые не упомянутые выше графики.

Способ Лапа. График Лапа обобщает данные испытаний моделей в голландском опытовом бассейне. Каждый из пяти графиков относится к определенной группе судов, отличающихся соотношением между абсциссой центра величины и коэффициентом продольной полноты. Пределы изменения относительной абсциссы $(\bar{X} = l/l_0)$ судов каждой группы (они отмечены буквами А—Е в соответствующих условных знаках) помечены на диаграмме Лапа, воспроизведенной на рис. 2.12.

Диаграммы для определения коэффициентов остаточного сопротивления, представленные на рис. 2.13—2.17, содержат кривые

$$\bar{C}_{ext} = \frac{R_{ext}}{\frac{1}{2} \rho \bar{Q} \bar{v}^2} = f(P_0);$$

$$P_0 = \frac{v}{V \sqrt{L_0}}.$$

Диаграммы Лапа относятся к судам с отношением $B/T = 2,4$. Влияние относительной длины судна при построении диаграмм не учитывалось. Это не может привести к значительной погрешности, так как при относительных скоростях, характерных для однотонных транспортных судов, изменение относительной длины мало сказывается на волном сопротивлении воды движению судна.

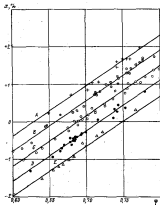


Рис. 2.12. Разбивка судов на группы по Лапу в зависимости от коэффициента продольной плавучести и относительной абсолютной центра плавучести

При построении диаграмм сопротивление трения моделей определялось по Шенкеру.

Применяя диаграммы Лапа, можно определить остаточное сопротивление, относенное к смоченной поверхности, по формуле

$$\bar{z}_{\text{ост}} = \bar{z}_{\text{вол}} - \frac{\alpha}{S}.$$

В работе А. Лапа [76] приведены аналогичные графики для определения сопротивления двухтонных судов с отношением

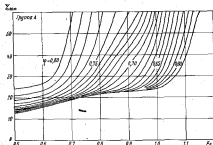


Рис. 2.13. Кривые $\bar{z}_{\text{ост}} = f(\phi_A)$ для судов группы А

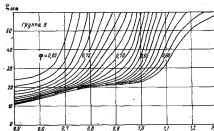


Рис. 2.14. Кривые $\bar{z}_{\text{ост}} = f(\phi_B)$ для судов группы В

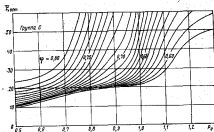


Рис. 2.15. Кривые $\bar{R}_{\text{вост}} = f(Fr)$ для судов группы С

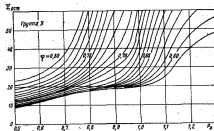


Рис. 2.16. Кривые $\bar{R}_{\text{вост}} = f(Fr)$ для судов группы D

$B/T = 2,6$ и коэффициентами $\delta = 0,55 \div 0,80$. В диапазоне $\varphi = 0,60 \div 0,80$ эти графики приводят приблизительно к тем же результатам, что и графики для одновинтовых судов.

Способ Мура. Диаграмма Мура—Тальфера, приведенная на рис. 2.18, построена по данным испытаний около 200 моделей двухвинтовых пассажирских судов с коэффициентами $\delta = 0,54 \div 0,63$. Она отнесена к судну со стандартными главными размерениями ($L = 122$ м; $B = 16,8$ м; $T = 5,5$ м). По данным автора диаграммы,

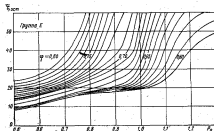


Рис. 2.17. Кривые $\bar{R}_{\text{вост}} = f(Fr)$ для судов группы E

отклонения единичных точек от осредняющих кривых не превосходят 5%.

Удельное сопротивление в футах на тонну водоизмещения дается в виде отношения

$$r_s = \frac{R_{\text{вост}}}{D_{\text{вост}}}$$

Если относительная скорость и удельное сопротивление выражены в безразмерных единицах, то

$$10^4 r_s = \frac{R_{\text{вост}}}{D_{\text{вост}}} = 5,2 r_s$$

Оценивая рассматриваемый график, уместно отметить, что сопротивление судов с малыми коэффициентами общей волноты линии небольшой степени зависит от положения центра тяжести по длине судна, если оно не выходит из пределов, характерных для подобных судов. Поэтому можно считать, что рассматриваемые

графики практически соответствуют общепринятым значениям относительной абсциссы центра вращающегося $x = l/(Fr)$.

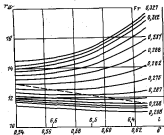


Рис. 2.18. График Мура — Таллера для определения удельного сопротивления дугообразных пассажирских судов

Так как график построен для судна со стандартными главными размерениями, то каждому коэффициенту общей полноты соответствует определенное значение относительной длины, отмеченное на графике.

Глава третья

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ГРЕБНОГО ВИНТА И ВЫБОР ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

§ 3.1 Взаимодействие гребного винта с корпусом судна. Поиски и прототипирование коэффициента

Для преодоления сопротивления воды движению судна гребной винт должен создавать полную тягу

$$P_g = R,$$

где R — сопротивление, приходящееся на один винт.

Работа гребного винта сопровождается снижением давления воды в кормовой оконечности судна. Как следствие возникает допоздательная сила засасывания ΔP , направленная в сторону, обратную движению судна. Поэтому упор гребного винта должен быть разным

$$\dot{P} = P_g + \Delta P$$

и, следовательно,

$$P_g = P - \Delta P = P \left(1 - \frac{\Delta P}{P}\right).$$

Иначе говоря, для преодоления сопротивления воды упор гребного винта должен разниться

$$P = \frac{P_g}{1 - i}, \quad (3.1)$$

где $i = \Delta P/P$ — коэффициент засасывания.

При буксировке судна со связными гребными винтами за его кормой возникает поток, в среднем направленный в сторону движения корпуса. Он называется попутным потоком. Попутный поток изменяет скорость воды, подтекающей к винту, которая уменьшается на величину αu , где α — коэффициент попутного потока, и становится равной

$$u_w = (1 - \alpha) u. \quad (3.2)$$

Мощность буксировки ($\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^{-1}$) выражается через упор и скорость воды в диске винта соотношением

$$W = R u_w = \frac{P(1 - i) u_w}{(1 - i)} = P u_w \eta_k. \quad (3.3)$$

Отношение

$$\eta_k = \frac{1 - i}{1 - \alpha} \quad (3.4)$$

называется коэффициентом влияния корпуса в невозмущенной воде. В реальной среде коэффициент влияния корпуса предполагается разным

$$\eta_k = \frac{1 - i}{1 - \alpha} i, \quad (3.5)$$

где i — коэффициент влияния неоднородности потока в диске винта на продольный коэффициент.

С учетом последнего соотношения формула (3.3) переписывается в виде

$$W = N_u \eta_k,$$

где $N_u = P u_w$ — мощность упора, или мощность, отдаваемая винтом.

Продольный коэффициент выражается через мощность буксировки W и мощность, подводимую к винту (конец мощности на винте). N_p означаем

$$\eta_{\text{пр}} = \frac{W}{N_p} = \frac{K_{\text{в}} \eta_{\text{в}}}{N_p} = \eta_{\text{в}} \eta_{\text{к}}, \quad (3.6)$$

где $\eta_{\text{в}} = N_{\text{в}}/N_p$ — коэффициент полезного действия гребного винта.

Коэффициент i в формуле (3.5) связан с коэффициентами влияния неравномерности потока на угол i_1 и на момент i_2 зависимостью

$$i = \frac{i_1}{i_2}. \quad (3.7)$$

Формулы и диаграммы, предназначенные для определения коэффициентов попутного потока и засасывания, учитывают в скрытом виде влияние неравномерности потока в диске винта. Поэтому в практических расчетах гребных винтов принимают $i = i_1 = i_2 = 1$.

Мощность на винте

$$N_p = \frac{W}{\eta_{\text{пр}}}$$

выражается через момент в диске винта M и число оборотов гребного винта в секунду n , соотношением

$$N_p = M 2\pi n,$$

или же, если мощность выражена в л. с.,

$$N_p = \frac{M 2\pi n}{75 \cdot 60} = \frac{3\pi n}{75 \cdot 2}.$$

где n — число оборотов гребного винта в минуту.

§ 3.2. Практические данные о коэффициентах взаимодействия гребного винта и корпуса.

Коэффициенты полезного действия винтопровода и редукторов

Коэффициенты попутного потока и засасывания при безотрывном обтекании корпуса. В общепринятой практике для определения коэффициента попутного потока широко применяют формулу Памеля [29]

$$\alpha = 0,165 \delta^n \left(\frac{v_{\text{в}}}{d} \right)^{0,9} - \Delta \alpha,$$

полученную путем анализа самоходных испытаний моделей. В этой формуле d — диаметр гребного винта. Показатель степени при коэффициенте общей полноты принимается равным: $n = 1$ — для среднего винта, $n = 2$ — для бортовых винтов.

Поправочный коэффициент $\Delta \alpha$, который вводится лишь при числах Фруда $Fr > 0,2$, подсчитывается по формуле

$$\Delta \alpha = 0,1 (Fr - 0,2).$$

В коллективном труде «Основы корабельной архитектуры»¹ приведены формулы Шенхера, предложенные для определения рассматриваемых коэффициентов. Формулы обобщают данные испытаний самоходных моделей в Вашингтонском опытовом бассейне.

Для определения коэффициента попутного потока одновинтовых судов предназначена формула

$$\alpha = 0,1 + A_1 \frac{\chi \varphi \frac{B}{L}}{(7 - \chi)(2,8 - 1,8\varphi)} + 0,5 \left(\frac{e}{T} - \frac{d}{B} - A_2 \eta_{\text{в}} \right),$$

где $\chi = \delta/\lambda$ — коэффициент вертикальной полноты; φ — коэффициент продольной полноты; e — возвышение оси винта над основной линией; $\eta_{\text{в}}$ — угол наклона образующей лопасти, рад; A_1 — численный коэффициент, равный по Шенхеру 4,5 (по более поздним исследованиям других авторов этот коэффициент равен 5,5); A_2 — численный коэффициент, равный 0,3 при обычной корме и 0,5–0,6 при подкаранном дейдвуде.

Для определения попутного потока двухвинтовых судов предназначена формула

$$\alpha = 2\delta^2 (1 - \delta) + B_1 \cos^2 B_2 + B_3.$$

Нижне приводятся значения коэффициентов B_1 в зависимости от угла наклона ψ , выкружки гребных валов к горизонтали в градусах:

	B_1	$\frac{B_2}{2} \varphi$	B_3
Для судов с выкружкой при валах, вращающихся наружу . . .	0,2	$\frac{3}{2} \varphi$	-0,02
Для судов с выкружкой при валах, вращающихся внутрь . . .	0,2	$\frac{3}{2} (90^\circ - \varphi)$	+0,02
Для судов с продольными гребными винтами	0	0	+0,04

Коэффициент засасывания одновинтовых судов можно подсчитывать по формуле Шенхера

$$i' = \alpha \alpha_s,$$

где $\alpha = 0,5 + 0,7$ — при обтекаемой руле и профилированном рудерштепе или контрпропеллере; $\alpha = 0,7 + 0,9$ — при обтекаемой руле и рудерштепе с прямоугольным сечением; $\alpha = 0,9 + 1,05$ — при пластинчатом руле.

¹ Основы корабельной архитектуры. Том II. Паровоз с англ. Л., Судпрогиз, 1945.

Для определения коэффициента засасывания двухвинтовых судов с выкружками и крошечными гребными винтами могут быть использованы соответственно следующие формулы Шенкера:

$$t = 0,25\phi + 0,14; \quad t = 0,70\phi + 0,06.$$

С. Харвальд [66] рассматривает коэффициент попутного потока как сумму

$$\alpha = \alpha_0 + \Delta\alpha_1 + \Delta\alpha_2,$$

где α_0 — коэффициент, который является функцией от коэффициента δ и отношения B/L . Слагаемые $\Delta\alpha_1$ и $\Delta\alpha_2$ выражают поправки к основной составляющей рассматриваемого коэффициента. Первая из них зависит от коэффициента δ и формы винта в кормовой оконечности, а вторая от относительного диаметра винта d/L . Аналогичную диаграмму С. Харвальд предложил для определения коэффициента засасывания.

Диаграммы Харвальда приведены на рис. 3.1.

Для определения коэффициентов взаимодействия в первом приближении можно воспользоваться также следующими простыми формулами, предложенными Хьюзером:

- для одновинтовых судов $\alpha = 0,70\phi - 0,18$;
- для двухвинтовых судов $\alpha = 0,70\phi - 0,30$;
- для траулеров $\alpha = 0,77\phi - 0,28$;
- для одновинтовых судов $t = 0,50\phi - 0,12$;
- для двухвинтовых судов $t = 0,50\phi - 0,18$;
- для траулеров $t = 0,77\phi - 0,30$.

Приводим также аналогичные формулы Кеддэля, предназначенные для определения коэффициента попутного потока буксиров:

- для одновинтовых судов $\alpha = \frac{1}{3}\delta + 0,01$;
- для двухвинтовых судов $\alpha = \frac{1}{3}\delta - 0,01$.

Рассмотренные материалы показывают, что коэффициент попутного потока возрастает по мере увеличения коэффициентов обшей и продольной полноты. Такое же влияние оказывает уменьшение диаметра гребного винта и увеличение отношения L/B . В частности отношение изменения коэффициентов полноты, отношения L/B и диаметра винта аналогично сказывается на коэффициенте засасывания.

Коэффициент обшей полноты. Обычно при заострении кормовой оконечности судна уменьшение коэффициента попутного потока не компенсируется достаточным уменьшением коэффициента засасывания, вследствие чего коэффициент α_0 уменьшается. В этом случае ухудшение пропеллерного коэффициента может привести к увеличению количества механизмов, несмотря на уменьшение сопротивления воды движению судна. К еще худшим результатам может привести заострение кормовой оконечности, если оно

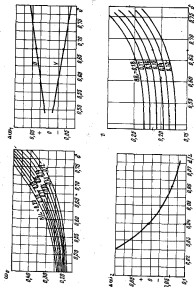


Рис. 3.1. Диаграммы Харвальда для определения коэффициента попутного потока в засасывании

осуществляется за счет перенесения центра величины в нос и сопровождается увеличением сопротивления воды движению судна.

В отношении характера обводов в районе расположения винтов приводятся ограничения указанием, что на одновинтовых транспортных судах выгоднее применять корытообразные шпангоуты U-образную, а на двухвинтовых судах V-образную форму.

Существенное влияние на коэффициент η_h , помимо диаметра и расположения гребных винтов, оказывает форма связанных с ними выступающих частей (кронштейнов, шкворней, рулей).

Коэффициенты влияния корпуса гражданских судов обычно лежат в следующих пределах:

— для одновинтовых судов $\eta_h = 1,10 \div 1,20$;

— для двухвинтовых судов $\eta_h = 1,04 \div 1,06$.

Возрастая с увеличением коэффициента общей полноты. На очень полных одновинтовых судах он доходит до $\eta_h = 1,3$ и выше (при безотрывном обтекании корпуса), а при малых коэффициентах полноты могут быть меньшие значения.

В курсе [22] указаны следующие пределы изменения коэффициента влияния корпуса:

— для быстроходных кораблей $\eta_h = 0,93 \div 0,98$;

— для среднескоростных кораблей $\eta_h = 0,95 \div 1,05$.

Коэффициенты неравномерности потока. Значения этих коэффициентов не выходят большей частью из пределов:

— для одновинтовых судов $i = 0,98 \div 1,07$;

— для двухвинтовых судов $i = 0,97 \div 1,00$.

В работе Х. Линдби и М. Паркера [78] приведены формула и номограмма, обобщающие значения коэффициента i , полученные в результате анализа данных самоходных испытаний серий моделей одновинтовых транспортных судов с коэффициентами общей полноты $\delta = 0,65 \div 0,80$ (серия BSRA). Не касаясь деталей этой работы, отметим, что формула и номограмма позволяют определить коэффициент i в зависимости от коэффициента общей полноты судна, относительной скорости хода и относительного диаметра винта $d/V^{0,5}$.

Крайние значения коэффициента i по номограмме Паркера лежат в пределах

$$i = 1,01 \div 1,09,$$

однако для более ограниченного, чем в первоисточнике, интервала изменения относительного диаметра винта

$$\frac{d}{V^{0,5}} = 0,21 \div 0,23$$

и при заданных соотношениях между относительной скоростью хода и коэффициентом общей полноты можно получить следующие значения коэффициента i :

δ	0,65	0,70	0,75	0,80
Fe	0,24	0,22	0,18	0,15
i	1,03—1,06	1,03—1,05	1,04—1,06	1,05—1,07

Меньшие значения коэффициента i соответствуют меньшему относительному диаметру гребного винта.

Как отмечалось в предыдущем параграфе, влияние неравномерного потока не учитывают в практических расчетах гребного винта, если коэффициенты попутного потока и засасывания определяются по предложенным для этой цели формулам и диаграммам.

Суммарный пропульсивный коэффициент. Суммарным (или по терминологии А. Н. Крылова — валовым) пропульсивным коэффициентом называют отношение мощности буксировки к мощности главных двигателей. При исчислении валового пропульсивного коэффициента следует иметь в виду, что, исходя из практических соображений, мощность двигателей различного типа измеряется неодинаково.

Мощность двигателей внутреннего сгорания выражается обычно в эффективных (тормозных) лошадиных силах и определяется с помощью тормоза на муфте колесчатого вала.

На судах с турбинными установками мощность определяется торсиометрами, которые обычно устанавливаются возможно ближе к гребному винту. Она характеризует так называемую мощность на валу, которая может быть получена путем вычета из тормозной мощности потерь в редукторе, упорном подшипнике и промежуточных подшипниках. Мощность на валу мало отличается от мощности, подводимой к гребному винту, которая может быть получена после вычета из мощности на валу мощности, затраченной на преодоление сопротивления в действующем подшипнике и опорных подшипниках, расположенных в корму от места установки торсиометра.

Поскольку место установки торсиометра не фиксируется, понятие «мощность на валу» не вполне определено.

Введем обозначения: $\eta_{\text{ва}}$ — к. п. д. валопровода; $\eta_{\text{вд}}$ — к. п. д. передачи, выполненной в виде механического редуктора, гидравлического редуктора или электрического привода. Тогда в наиболее общем случае (при наличии дополнительной передачи между двигателем внутреннего сгорания или турбоустановочным агрегатом и гребным винтом) мощность главного двигателя, соответствующая мощности буксировки В, при наибольшей достижимой скорости хода выражается формулой

$$N = \frac{P}{\eta_{\text{ва}} \eta_{\text{вд}} \eta_{\text{вп}}} = \frac{P}{\eta_{\text{св}}^{(2)}},$$

где $\eta_{\text{св}}^{(2)}$ — суммарный пропульсивный коэффициент.

Практически можно принимать на турбинных судах

$$\eta_{\text{ва}} = 0,99,$$

а на судах с двигателями внутреннего сгорания

$$\eta_{\text{ва}} = 0,98,$$

если машинное отделение расположено в кормовой оконечности, или

$$\eta_{\text{мд}} = 0,97,$$

если машинное отделение расположено в средней части судна.

К. п. д. гидравлических муфт и зубчатых передач равен приблизительно

$$\eta_{\text{мр}} = 0,98,$$

а при электромагнитных муфтах

$$\eta_{\text{мр}} = 0,97-0,98,$$

К. п. д. гидравлических трансформаторов колеблется в пределах

$$\eta_{\text{мр}} = 0,86-0,88.$$

К. п. д. электрической передачи при постоянном токе колеблется в пределах

$$\eta_{\text{мр}} = 0,86-0,89,$$

а при переменном токе в пределах

$$\eta_{\text{мр}} = 0,89-0,93.$$

С увеличением мощности дизель-электрических и турбоэлектрических установок к. п. д. электрической передачи увеличивается.

§ 3.3. Коэффициенты взаимодействия гребного винта и корпуса судна в условиях отрыва пограничного слоя

Практические данные, приведенные в предыдущем параграфе, относятся к судам с хорошо обтекаемым корпусом. При отрыве пограничного слоя коэффициенты взаимодействия существенно меняются, так как в кормовой оконечности судна создается застойная зона и скорость воды в диске винта значительно снижается. Как показано в работе [3], при известных условиях наряду с зоной устойчивого отрыва может существовать зона перепадающего отрыва. В этой зоне наблюдается значительный разброс экспериментальных точек.

Вопрос о влиянии отрывного обтекания на работу гребного винта исследован в упомянутой работе экспериментально на моделях с коэффициентом обшей полноты $\delta = 0,800-0,870$ при $L_p/B = 5,8-8,3$. На рис. 3.2, заимствованном из этой работы, представлены кривые

$$\eta; i = f(\lambda_p),$$

где λ_p — относительная поступь винта.

Кривые относятся к модели с коэффициентом $\delta = 0,825$, отличающейся бубликообразной формой шпангоута в кормовой оконечности. Они показывают, что на протяжении зоны перепадающего отрыва коэффициент поступного потока резко возрастает, а то время

как коэффициент засасывания сохраняет приблизительно постоянную величину.

Комплексно оценивая эти результаты, следует учесть увеличение сопротивления формы, вызванное отрывом пограничного слоя. Кроме того, снижение скорости воды в диске винта $u_0 = (1-\alpha)$ и неблагоприятно складывается на к. п. д. гребного винта, что несколько снижает эффект увеличения коэффициента η .

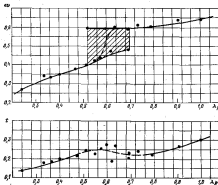


Рис. 3.2. Коэффициенты η ; $i = f(\lambda_p)$ в условиях отрыва пограничного слоя на дельтовидной модели с коэффициентом $\delta = 0,825$

В общем плане следует признать, что имеется принципиальная возможность обеспечить желательный режим отрывного обтекания, однако, как отмечено в работе [3], значения относительной поступи λ_p , соответствующие критической зоне, могут изменяться в зависимости от формы обводов и характеристик гребного винта. Кроме того, неясен вопрос о масштабом эффекте при экспериментальном изучении явления отрыва.

В работе [3] не освещен вопрос о коэффициентах влияния неравномерности потока при отрывном обтекании.

§ 3.4. Расположение гребных винтов и пространственное соотношение с ними выступающих частей

В тех случаях когда число оборотов гребного винта можно выбрать по усмотрению проектировщика, винт максимального по условиям размещения диаметра является наиболее эффективным.

Нижне перечисляемые условия, ограничивающие диаметр винтов.

Для нормальной работы гребных винтов они должны быть достаточно погружены в воду. Кроме того, необходимо выдерживать достаточные зазоры между лопастью винта и корпусом судна. В некоторых случаях (при проектировании ледоколов) стремятся расположить винты таким образом, чтобы они не выходили из пределов площади грузовой ватерлинии, что также ограничивает диаметр винтов. На одновинтовых судах с закрытой кормой необходимо также обеспечить достаточный зазор между лопастью винтов и пятакой ахтерштевня, а на двувинтовых судах с открытой кормой и двувинтовых судах большинства типов винты располагают таким образом, чтобы кромки лопастей в их нижнем положении не выходили за пределы основной линии.



Рис. 3.3. Расположение гребных винтов на одновинтовом и двувинтовом суднах

Недостаточная величина зазоров между лопастями гребного винта и корпусными конструкциями может вызвать вращение корпуса или лопастей. С другой стороны, на одновинтовых судах для улучшения пропульсивного коэффициента выгодно уменьшать зазор между винтом и рулевым устройством или между винтом и рулем, если последний расположен непосредственно за винтом. Для той же цели выгодно увеличивать до известного предела зазор между лопастью винта и старп-постом, так как это позволяет уменьшить коэффициент засасывания, сохраняя приблизительно неизменным коэффициент попутного потока.

Правила классификации и постройки морских судов Регистра СССР [22] регламентируют на одновинтовых судах с коррозий закрытого типа (рис. 3.3) следующие минимальные зазоры, выраженные в долях диаметра винта:

$$\frac{e}{d} = 0,10; \quad \frac{c}{d} = 0,10; \quad \frac{f}{d} = 0,04.$$

Кроме того, относительный зазор между лопастью винта [и старп-постом на расстоянии от оси вала, равном 70% от радиуса винта, должен быть не менее:

$$\frac{b}{d} = 0,15,$$

а расстояние e от ступицы винта до ахтерштевня не менее 20—25 см.

Пределы изменения рассматриваемых величин, вытекающие из требований иностранных классификационных обществ и рекомендаций некоторых авторов, выражаются следующим образом:

$$\frac{a}{d} = 0,07 + 0,08; \quad \frac{b}{d} = 0,15 + 0,17;$$

$$\frac{c}{d} = 0,08 + 0,10; \quad \frac{f}{d} = 0,02 + 0,03;$$

$$\frac{e}{d} = 0,08.$$

Поперечному сечению ахтерштевня целесообразно придавать форму, показанную на рис. 3.3. Размеры этого сечения определяются правилами классификационных обществ. В предварительных расчетах можно неходить из соотношения

$$\frac{x}{d} = 0,045.$$

Обычно на одновинтовых транспортных судах относительный диаметр винта не выходит из пределов

$$\frac{d}{T} = 0,65 + 0,70, \quad (3.8)$$

где T — осадка судна в полном грузу. При этом относительное погружение верхней кромки лопастей винта в воду оказывается равным

$$\frac{h}{d} = \frac{T}{d} - \left(1 + \frac{f + e}{d}\right) = 0,36 + 0,47.$$

По поводу последнего соотношения можно отметить, что степень погружения гребного винта в воду оказывает существенное влияние на его работу в балластных переходах. Чем больше отношение g/d при осадке судна в полном грузу, тем меньше требуется балласта для достаточного погружения винта, когда судно идет без груза.

На одновинтовых судах прижимание norms открытого типа (рис. 3.4) позволяет увеличить зазор между лопастями гребного винта и корпусом судна. Кроме того, при такой конструкции вырабатывается в известной мере поток в дилке винта, что способствует снижению вибрации корпуса, гребного винта и валопровода.

В Правилах Регистра СССР, относящихся к двухвинтовым судам, минимальный зазор между лопастью гребного винта и корпусом судна (см. рис. 3.3) принят равным $k = 0,12 d$.

Кроме того, согласно рекомендации Правил, зазор между лопастью и кронштейном гребного винта на радиусе, равном 70% от радиуса винта, должен быть не менее $m = 0,2 d$.



Рис. 3.4. Открытая крейсерская корма

Для определения минимального зазора между лопастями гребного винта и корпусом на двухвинтовых судах К. Шехерр [8] предложил формулу

$$k = 0,068 \sqrt{L_s} - 0,11,$$

где L_s — расстояние от носового перпендикуляра до винта, м. Формула получена в предположении, что величина рассматриваемого зазора должна быть соразмерна с толщиной попутного потока в месте расположения гребных винтов.

В справочнике [10] рекомендуются следующие значения зазора k :

- для транспортных судов $k = (0,15 + 0,17) d$;
- для быстроходных судов $k = (0,20 + 0,25) d$.

Для того чтобы избежать поломки винта, если двухвинтовое судно коснется корой грунта, расстояние от конца лопастей в их нижнем положении до основной плоскости должно быть не менее 150–200 мм. Однако на некоторых типах быстроходных судов лопасти винтов значительно выходят за основную плоскость.

Обычно винты располагают в нос от рудерпоста или носовой кромки руля на расстоянии, равном 75–100% диаметра винта. Если винты чрезмерно раздвинуты в поперечной плоскости, теряется положительный эффект от попадания струй воды, образующихся винтом, на передоженный руль. Независимо от этого увеличение расстояния между гребными винтами приводит к увеличению размера выкружек и кронштейнов, что сопряжено с увеличением сопротивления воды.

Не следует чрезмерно увеличивать угол между осями валопроводов, так как это приводит к ухудшению поворотности судна при больших углах перекладки руля, увеличению сопротивления воды и утяжелению корпуса.

Перечисленные требования, регламентирующие расположение винтов и зазоры между лопастями винта и корпусом, ограничивают предельный диаметр винта. На практике относительный диаметр винта двухвинтовых судов не превосходит обычно

$$\frac{d}{T} = 0,60 + 0,65. \quad (3.9)$$

Формулами (3.8) и (3.9) можно пользоваться в ориентировочных расчетах. Для обоснованного же определения предельного диаметра винтов необходимо нанести их схематически на корпус, а в более сложных случаях также и на другие проекции теоретического чертежа. Естественно, что фактический диаметр гребных винтов, подобранный с учетом характеристик реальной энергетической установки, может отличаться от диаметра, вычисленного по формулам (3.8) и (3.9).

Указания о сопротивлении выкружек и кронштейнов гребного вала были приведены в § 2.3. Поэтому в настоящем параграфе достаточно отметить, в качестве досюдашних выкружек то, что они защищают гребной вал от механических повреждений, препятствуют попаданию песка и подшипники, поддерживающие вал, и в некоторой степени увеличивают сопротивление качению. Правильные же кронштейны позволяют улучшить маневренные качества судна.

Для поддержания гребных валов двухвинтовых транспортных судов обычно применяют одинарные кронштейны с выкружками. Кронштейн большей частью располагают нормально к планоутту, на котором он установлен. Радиусы обвода выкружек должны плавно увеличиваться по направлению от кормы к носу судна. Втулка кронштейна должна быть расположена симметрично относительно оси кронштейна.

Несимметричным выкружкам (относительно кронштейна) присуща контрпродуктивная свойства, что способствует увеличению продольного коэффициента. Оговоренно увеличивается сопротивление корпуса, и в конечном счете такая конструкция оказывается невыгодной.

Вопрос о влиянии направления вращения винтов на мореходные качества судна не имеет точ. Обычно на двухвинтовых судах

уставляются анкры, вращающиеся через верх наружу. Согласно распространенному мнению, при установке анкров, вращающихся внутрь, можно незначительно увеличить пропульсивный коэффициент, однако при этом одновременно ухудшаются маневренные качества судна.

Лопатки крошечек и в руверосту с рулем следует придавать удобоукладываемую форму. На одновинтовых судах это позволяет не только незначительно уменьшить сопротивление корпуса, но и существенно повысить пропульсивный коэффициент.

По словам П. Мандела [85], при проектировании быстроходных судов следует учитывать возможность кавитации лоп крошечек. Выкружки же могут способствовать кавитации гребных винтов.

§ 3.5. Предварительный расчет гребного винта

При определении элементов проектируемого судна возникает ряд вопросов, связанных с исследованием гребной установки. Так, уже в начальных стадиях разработки проекта необходимо приблизительно оценить пропульсивный коэффициент и число оборотов гребного вала, соответствующие заданной скорости хода и найденному сопротивлению воды движению судна при принятом диаметре винта. После выбора конкретного двигателя, удовлетворяющего условиям задачи по мощности и числу оборотов, необходимо уточнить достижимую скорость хода и диаметр винта, соответствующие параметрам энергетической установки.

Для получения необходимых данных с точностью, достаточной для начальных стадий разработки проекта, можно воспользоваться графиками на рис. 3.5 и 3.6. Они построены по данным испытаний в Вагенингенском опытовом бассейне моделей трех- и четырехлопастных винтов ($z = 3$ и $z = 4$) при трех дисковых отношениях θ . По осей ординат, ограничивающим диаграммы слева и справа, отложены соответственно величины, относящиеся к четырех- и трехлопастным винтам. График на рис. 3.5 позволяет определить коэффициент полезного действия η_p и относительную поступь винта

$$\lambda_p = \frac{v_n}{n \cdot d} \quad (3.10)$$

по найденному коэффициенту

$$C_T = \frac{P}{\rho d^5 n^3} \quad (3.11)$$

где P — упор винта, кг; ρ — плотность воды, кг·с⁴/м⁴. [После этого число оборотов гребного вала в секунду определяется по формуле

$$n = \frac{v_n}{\lambda_p d}$$

Решать эту задачу удобно для нескольких предварительно выбранных диаметров гребного винта.

График на рис. 3.6 позволяет определить коэффициент полезного действия и относительную поступь винта, соответствующую коэффициенту

$$C_T^2 = \left(\frac{N_p n^2}{\rho d^5} \right)^{1/2} \quad (3.12)$$

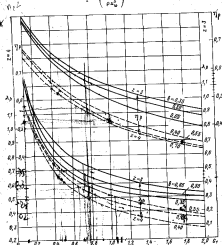


Рис. 3.5. Кривые η_p , $\lambda_p = f(C_T)$ для расчета гребного винта

где $N_p = 75 \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{двиг}} N$ — мощность, подводимая к винту, кг·м·с⁻²; N — мощность двигателя, л. с. После этого диаметр винта найдется по формуле

$$d = \frac{v_n}{\lambda_p n}$$

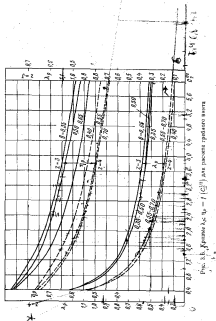


Рис. 3.6. Кривые λ_p и $\eta_p = f(H/d)$ для расчета гребного винта

Если задача решается исходя из нескольких скоростей хода, то достижимая скорость хода определяется пересечением кривых $R \sim f_1(v)$ и $P_s = f_2(v)$. В этом случае тягу винта P_s , уравновешивающую сопротивление R , определяют по формуле

$$P_s = \frac{75}{1000} \frac{\pi}{\kappa} \eta_p \eta_{\text{в}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{гид}},$$

если R и P_s выражены в тоннах.

Коэффициенты C_1 и C_2 связаны с коэффициентами упора и момента

$$K_1 = \frac{P}{\rho \alpha_z^2 d^4};$$

$$K_2 = \frac{M}{\rho \alpha_z^2 d^5}$$

зависимостями

$$C_1 = \frac{K_1}{\lambda_p^2}; \quad C_2 = 2\pi \frac{K_2}{\lambda_p^3}.$$

Кривые η_p ; $\lambda_p \sim f_2(C_2) \sim f_2(C_2)$ на рис. 3.5 и 3.6 построены для оптимальных шаговых соотношений, соответствующих максимуму коэффициента η_p , что позволило ограничиться лишь двумя графиками. При построении диаграммы не использованы участки оригинальных кривых, на протяжении которых к. п. д. винта $\eta_p < 0.4$, а также участки кривых, для которых к. п. д. падает по мере уменьшения коэффициентов C_1 или C_2 .

Отдельные кривые на рис. 3.5 и 3.6 относятся к гребным винтам, которые в зависимости от числа лопастей z можно охарактеризовать следующими значениями дискового отношения θ относительного диаметра ступицы $d_{\text{ст}}/d$ и относительной толщины лопастей e :

z	2	3	3	3	4	4	4
θ	0.38	0.50	0.55	0.65	0.40	0.58	0.70
$d_{\text{ст}}/d$	0.180	0.180	0.180	0.180	0.167	0.167	0.167
e	0.50	0.50	0.50	0.50	0.45	0.45	0.45

Шаговое соотношение гребных винтов изменится в пределах $H/d = 0.5 \sim 1.4$.

Как это следует из рис. 3.5 и 3.6, к. п. д. гребного винта возрастает по мере уменьшения дискового отношения. Поэтому целесообразно принимать минимальное дисковое отношение, допускаемое условиями кавитации.

Критическое дисковое отношение $\theta_{\text{кр}}$, соответствующее началу развития кавитации, можно приблизительно определить по диаграмме на рис. 3.7, заимствованной из справочника [10]. Диаграмма по-

позволяет определить критическое дисковое отношение в зависимости от погружения оси винта l и удельной нагрузки винта, кг/м^2 :

$$\bar{p} = \frac{4P}{\pi d^2}$$

Фактическое значение дискового отношения выбирают с запасом в 50—70% и, таким образом,

$$\frac{b}{d_p} = 1,5-1,7.$$

Учитывая влияние масштаба эффекта, обычно уменьшают на 5% диаметр винта по сравнению с оптимальным диаметром, к которому приводят расчетные графики при заданной мощности, подводимой к винту. Принимая $d_s = 0,95 d$, необходимо соответственно увеличить шпиговое отношение винта. Это приводит к незначительному снижению к. п. д. винта. Приблизительно

$$\eta_p = \eta_p - 0,01.$$

Вообще можно исходить в первом приближении из следующих соотношений между снижением относительного диаметра винта и уменьшением коэффициента полезного действия винта:

$$\Delta \eta_p = -0,01 \text{ при } \Delta d/d = -0,05;$$

$$\Delta \eta_p = -0,02 \text{ при } \Delta d/d = -0,10;$$

$$\Delta \eta_p = -0,04 \text{ при } \Delta d/d = -0,15.$$

Рис. 3.7. Критические значения дискового отношения

При больших коэффициентах нагрузки $\sigma_p > 3+4$, т. е. при больших скоростях винта, судно по указанным в отечественном и зарубежном справочнике, не следует уменьшать расчетный диаметр гребного винта. Указанными значениями σ_p соответствуют коэффициенты C_1 , выходящие из графиков на рис. 3.5.

§ 3.6. Влияние некоторых факторов на эффективность работы гребных винтов

Диаграммы, приведенные в предыдущем параграфе, позволяют внести ясность в некоторые вопросы, связанные с выбором числа гребных винтов и их характеристик. В частности, рис. 3.5 и 3.6 показывают, что уменьшение коэффициентов C_1 и C_2 до предельных величин, охваченных диаграммами, сопровождается возрастанием к. п. д. винта. Для уменьшения же коэффициентов C_1 и C_2 , как следует из формул (3.11) и (3.12), выгодно увеличивать диаметр и сни-

жать число оборотов гребного винта. Те же формулы показывают, что к. п. д. винта возрастает с увеличением скорости хода, а развитым образом, с уменьшением угла винта и мощности, передаваемой на гребной винт.

Уменьшение коэффициентов C_1 и C_2 сверх предела, охваченных рассматриваемыми диаграммами, сопровождается сравнительно резким снижением к. п. д. винта. Поэтому следует избегать соотношений, при которых $C_1 < 0,08 + 0,10 \sqrt{C_2}$ и $C_2 < 0,03 + 0,04$. В неблагоприятной зоне значений C_1 и C_2 погрешности расчета или изменения расчетных предпосылок могут привести к значительному снижению к. п. д. винта.

При выборе энергетической установки гражданских судов не всегда бывает ясно, следует ли отдать предпочтение однолопастной или двухлопастной установке. Если диаметр винта не диметрирован, к. п. д. двухлопастной гребной установки с менее нагруженными винтами окажется выше по сравнению с однолопастной установкой. С другой стороны, коэффициент удлинения корпуса однолопастных судов превосходит на 10—15% коэффициент удлинения корпуса двухлопастных судов. Последние отличаются также более высоким сопротивлением выступающих частей (приблизительно на 4—6%). Поэтому при всех прочих одинаковых условиях однолопастные суда сохраняют преимущество в отношении мощности энергетической установки до тех пор, пока к. п. д. винта однолопастной установки не падает ниже 80—85% от к. п. д. винтов двухлопастной установки.

Выигрыш в продольном коэффициенте однолопастной установки снижается по мере увеличения мощности главных механизмов, особенно после того, как предельно допустимая осадка судна или технологические условия начинают диктовать максимальный диаметр винта.

Предел, после которого двухлопастная установка становится более эффективной, в каждом частном случае легко определить расчетом. Значительно труднее определить экономические показатели однолопастной и двухлопастной установок в целом с учетом всевозможных соотношений, стоимости корпуса и механизмов, численности обслуживающего персонала и др. Решая рассматриваемую задачу в практическом аспекте, приходится считаться с реальными типами механизмов, которые можно установить на судне. Необходимо учитывать также требования, предъявляемые к маневренным качествам судна.

При выборе числа лопастей гребного винта следует иметь в виду, что к. п. д. трехлопастных винтов несколько выше, чем четырехлопастных. С другой стороны, четырехлопастные винты получают меньшего диаметра по сравнению с трехлопастными. Кроме того, на двухлопастных судах меньший диаметр ступицы четырехлопастных винтов позволяет уменьшить размеры крокошейлов и выкружек гребных винтов, а следовательно, уменьшить массу и стоимость конструкций. Одновременно уменьшается и сопротивление выступающих частей.

Преимуществом четырехлопастных винтов по сравнению с трехлопастными является также меньшая интенсивность импульсов, передаваемых на корпус. Однако при выборе числа лопастей следует учитывать наряду с интенсивностью также резонансную частоту амплитуды. Для обеспечения ясности в этот вопрос необходимо рассмотреть частоту вибрационных колебаний корпуса.

Обычно на одновинтовых судах устанавливают четырехлопастные винты, а на двухвинтовых судах — большей частью трехлопастные. Двухлопастные винты применяют на парусно-моторных судах, что объясняется меньшим сопротивлением двухлопастных винтов при ходе под парусами с застойными двигателями. Пятилопастные винты устанавливают при больших коэффициентах нагрузки винта.

§ 3.7. Влияние степени погружения гребного винта в воду на эффективность его работы

При недостаточном погружении гребного винта в воду, а также в тех случаях, когда во время качки лопасти винта выходят из воды или близко подходят к поверхности воды, упор винта снижается вследствие засасывания воздуха. Если лопасти частично выходят из воды, наряду с засасыванием воздуха сказывается уменьшение рабочей площади лопастей.

При перемещении корпуса оконечности судна во время качки масса воды, которую приводит в движение гребной винт, увеличивается. Это также неблагоприятно сказывается на работе гребного винта. Кроме того, оказывает влияние орбитальное движение воды в проходах винтов.

В целом отмеченные закономерности мало изучены. Некоторое представление о влиянии засасывания воздуха на работу гребного винта можно получить по диаграмме Кизефа [172], представленной на рис. 3.8. Диаграмма, построенная по данным испытаний профилированного винта с шаговым отношением $H/d = 1,1$ и дисковым отношением $\Phi = 0,414$, содержит кривые значений коэффициентов K_1 , K_2 , η_p в зависимости от относительного погружения оси винта I/d и относительной поступи λ_p . Испытания проводились при числе $n\sqrt{d} = 4,08$.

Диаграмма показывает, что при относительном погружении винта $I/d < 0,7$ или, иначе говоря, если относительная высота слоя воды над винтом $g/d = I/d - 0,5 < 0,2$, коэффициенты K_1 , K_2 , η_p уменьшаются с уменьшением погружения винта. При этом коэффициенты упора и момента снижаются быстрее, чем к. п. д. винта.

А. М. Васин и Г. А. Гошев [4] провели испытания мало погруженных и частично погруженных гребных винтов по более разнообразной программе. В качестве переменных величин они приняли шаговое и дисковое отношения, число лопастей, погружение винта и число $n\sqrt{d}$. Испытания показали, что при уменьшении относительной поступи винта коэффициенты K_1 , K_2 и η_p значаще возраст-

ают, но после достижения критических величин начинают уменьшаться. Интенсивность процесса возрастала по мере увеличения числа $n\sqrt{d}$.

Более детально исследовали это явление В. Б. Лилис и В. Ф. Малов [20] путем испытания серии гребных винтов в опытовом бассейне Ленинградского кораблестроительного института. Во время испытаний тележка с приводами к гребному винту, совершавшему гармонические колебания в вертикальной плоскости, перемещалась вдоль бассейна.

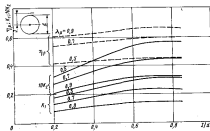


Рис. 3.8. Зависимость коэффициентов K_1 , K_2 , η_p от степени погружения гребного винта в воду и относительной поступи λ_p по Кизефу

Объектами испытаний являлись четырехлопастные гребные винты типа Тростта. Шаговое отношение винтов изменялось в пределах $H/d = 0,6 + 1,2$ при дисковом отношении $\Phi = 0,55$. Пределы изменения дискового отношения $\Phi = 0,4 + 0,7$ при шаговом отношении $H/d = 1,0$. Испытания проводились при переменной скорости тележки и переменном числе оборотов гребного винта.

В качестве показателя, характеризующего погружение винта во время испытаний, авторы приняли величину

$$\bar{g} = \frac{l - h_p}{d},$$

где l — начальное расстояние от уровня воды до оси винта; h_p — амплитуда вертикальных перемещений винта. Из этой формулы следует, что максимальная высота слоя воды над винтом определяется равенством $\bar{g} = h - 0,5$. Если $\bar{g} = 0$ и, следовательно,

$\bar{\alpha} = -0,5$, винт обнажается во время вертикальных перемещений до оси.

При малых нагрузках винта (большие скорости течения, большие относительные поступы λ_p , малые отношения H/d) обнажение лопастей винта значительно снижалось на среднее за период вертикальных колебаний значение коэффициентов упора и момента.

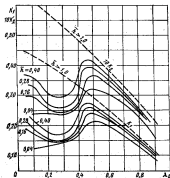


Рис. 3.9. Коэффициенты упора и момента при вертикальных гармонических перемещениях гребного винта по Липису и Малюеву

При постепенном увеличении нагрузки на винт наступал момент, когда эти коэффициенты начинали резко снижаться. Наглядное представление об этом явлении дают кривые K_F и $K_M = f(\lambda_p)$ на рис. 3.9, заимствованные из рассматриваемой работы [20]. Крайние построены для винта с шаговым отношением $H/d = 1,0$ при дисковом отношении $\delta = 0,55$ и характеризуют средние на протяжении одного колебания значения коэффициентов K_1 и K_2 . Каждая кривая соответствует определенному значению параметра \bar{h} . Для построения диаграммы использованы данные, при которых этот параметр изменялся в пределах $\bar{h} = 0,04 \div 0,40$.

Из диаграмм, приведенных в работе, следует, что критические условия создавались в интервале $\lambda_p = 0,45 \div 0,80$. По мере увеличения шагового отношения крайнее наступало при меньших отношениях λ_p , а во время испытаний гребного винта с шаговым отношением $H/d = 0,6$ крайние явления практически не наблюдались. При уменьшении параметра \bar{h} крайний пик смещался в сторону более высоких значений относительной скорости поступы винта. Такое же влияние оказывало увеличение произведения $\pi\tau$, где τ — период вертикальных колебаний.

Практические данные, приведенные в работе В. Б. Липиса и В. Ф. Малюева, позволяют определить желательную осадку судна кормой во время балластных переходов. Для этого необходимо предварительно рассчитать продольную качку судна при характерных для его эксплуатации гидрометеорологических условиях.

§ 3.8. Численный пример

Требуется рассчитать гребной винт и подобрать главный двигатель исходя из следующих данных.

Главные размеры судна: $L = 152$ м; $B = 22,3$ м; $T = 9,2$ м. Коэффициенты полноты: $\delta = 0,55$; $\phi = 0,60$. Скорость хода — эксплуатационная $v = 20,0$ уз. Скорость хода на испытаниях $v_s = 21,2$ уз; $\alpha = 10,9$ м/с. Сопротивление воды движению судна

R , т	30	31,2	31,5	33,0
R , т	80,5	93,0	96,5	129,5

Коэффициенты полноты потока и засасывание определяем по графикам Харавада исходя из отношений $B/L = 0,147$. Приняв в первом приближении $d/L = 0,04$; $\Delta\alpha_2 = 0$, находим $\alpha = 0,22$; $t = 0,18$ и, следовательно;

$$\eta_h = \frac{1-t}{1-\alpha} = \frac{1,00-0,18}{1,00-0,22} = 1,05.$$

Упор винта

$$P = \frac{R}{1-t} = \frac{93,0}{1,00-0,18} = 113,2 \text{ т.}$$

Скорость потока в диске винта

$$v_w = (1-\alpha)\alpha = (1,00-0,22) 10,9 = 8,5 \text{ м/с.}$$

Коэффициенты C_1 и λ_p выражаются равенствами

$$C_1 = \frac{P}{\rho v_w^2 d^2} = \frac{113,2}{104 \cdot 8,5^2 d^2} = \frac{15,1}{d^2};$$

$$\lambda_p = \frac{v_w}{\alpha v} = \frac{8,5}{\alpha v}$$

и, следовательно,

$$\eta_c = \frac{8,5}{\lambda_p v}.$$

Необходимая мощность двигателя, если принять коэффициент полезного действия валопровода $\eta_{\text{вп}} = 0,98$, найдется из равенства

$$N = \frac{P_n}{\eta_{\text{вп}}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{дв}}} = \frac{3000 \cdot 10,9}{75 \cdot 1,05 \cdot 0,98} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{дв}}} = \frac{12750}{\eta_{\text{дв}}}$$

Для выбора дискового отпושки необходимо предварительно определить удельную критическую нагрузку, воспринимаемую винтом. Приняв в первом приближении диаметр винта $d = 6,2$ м — $= 0,677$, найдем

$$P_{\text{кр}} = \frac{4P}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,113,2 \cdot 10^6}{\pi \cdot 6,2^2} = 3770 \text{ кг/м}^2.$$

Если ось винта погружена в воду на глубину $l = 5,9$ м, то, как это следует из рис. 3.7, найденной нагрузке на винт соответствует критическое дисковое отпושки $\theta_{\text{кр}} = 0,37$. Принимая это отпושки с запасом в 50%, приходим к четырехлопастному винту с дисковым отпושки $\theta = 0,55$.

Для трех произвольно выбранных диаметров винта график на рис. 3.5 приводит к следующим значениям λ_p ; π ; η_p ; $N = f(C_2)$:

d	6,0	6,2	6,4
$C_2 = \frac{15,1}{d^2}$	0,419	0,393	0,368
λ_p	0,750	0,770	0,790
η_p	0,655	0,665	0,675
$a_2 = \frac{6,30}{d}$	1,83	1,78	1,68
$\pi = 60 \eta_p$	113	107	100
$N = \frac{12750}{\eta_p}$	19 500	19 200	18 900

Выбирая двигатель с нормальной (эксплуатационной) мощностью 22 000 л. с. при $n = 120$ об/мин или, иначе говоря, при $\eta_p = 2,16$ об/с. Мощность, подводимая к гребному винту, равна

$$N_p = \eta_{\text{вп}} N_s = 0,98 \cdot 22000 = 21600 \text{ л. с.}$$

Коэффициент C_2 определяется по формуле

$$C_2 = \frac{N_p a_2^2}{\rho \omega_{\text{вп}}^2} = \frac{21600 \cdot 2,16^2}{104 \cdot a_2^2} = \frac{57090}{a_2^2}$$

и, таким образом,

$$C_2^{1/2} = \frac{231}{a_2^2}$$

Тяга винта выражается равенством

$$P_s = \frac{75 N_p \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{вп}} \eta_{\text{дв}}}{1000 \omega_{\text{вп}}} = 75 \cdot 21,6 \cdot 1,05 \cdot 0,98 \cdot \frac{\eta_{\text{дв}}}{\omega_{\text{вп}}}$$

$$\eta_{\text{дв}} = 1,1 \cdot 10^9$$

в соответствии с чем

$$P_s = 1700 \frac{\eta_{\text{дв}}}{\omega_{\text{вп}}}$$

Кроме того,

$$d = \frac{a_2}{\pi \lambda_p} = \frac{a_2}{2,16 \lambda_p}$$

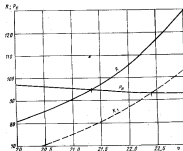


Рис. 3.10. Диаграмма к иллюстративному расчету гребного винта

Обращаясь к графику на рис. 3.6, найдем для трех скоростей хода диаметр, κ , π , d и тягу гребных винтов, соответствующих условиям задан:

ω	20,0	21,5	23,0
κ	10,30	11,05	11,80
$\pi = 0,38 \kappa$	8,04	8,62	9,20
$d = 1,5 \pi$	183	219	267
$C_2^{1/2} = 301/a_2^{1,5}$	1,70	1,43	1,12
λ_p	0,570	0,610	0,660
$d = a_2 \cdot 2,16 \lambda_p$	6,33	6,54	6,36
$d_1 = 0,95 d$	6,23	6,22	5,95
η_p	0,600	0,625	0,655
$\eta_{\text{вп}} = \eta_p - 0,010$	0,590	0,615	0,655
$P_s = 1700 \eta_{\text{вп}} / \omega$	97,2	94,2	92,7

Скорость хода, которую может обеспечить выбранный двигатель, определится при принятой постановке задачи пересечением кривых $R = f(\omega)$ и $P_s = f(\omega)$. В настоящем случае (рис. 3.10) до-

стижная скорость хода на испытании оказалась практически равной заданной скорости. Таким образом, увеличение мощности двигателя по сравнению с найденной в первом приближении мощностью не привело к увеличению скорости хода, так как одновременно увеличилось число оборотов двигателя, вследствие чего снизился коэффициент полезного действия винта.

Остановимся на этом варианте расчета, в котором исходными величинами являются эксплуатационная скорость хода $v = 20$ уз и возросшее при этой скорости на 20% сопротивление

$$R = 1,20 \cdot 80,5 = 96,7 \text{ т.}$$

Это сопротивление приблизительно совпадает с тягой, которую, как это следует из приведенных выкладок, развивает гребной винт диаметром $d = 6,2$ м при эксплуатационной скорости хода.

Вернемся теперь к диаграмме на рис. 3.10 и рассмотрим кривую сопротивления

$$R_1 = \frac{R}{1,20} = 0,83 R.$$

нанесенную пунктиром. При таком сопротивлении скорость хода возрастает приблизительно на 6% и становится равной 22,4 уз. Оптимальный же диаметр винта изменится незначительно (приблизительно от 6,2 м до 6,1 м).

Приведенные данные показывают, что при заданной мощности главного двигателя и заданном числе оборотов гребного винта оптимальный диаметр винта мало зависит от режима использования судна.

Вопрос о выборе расчетного режима при проектировании гребного винта рассмотрен в § 4.5.

Глава четвертая

ВЛИЯНИЕ ОБРАСТАНИЯ КОРПУСА И ГИДРОМЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ НА МОЩНОСТЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ СУДНА

§ 4.1. Предварительные замечания

Колебания скорости судна и мощности машинной установки в эксплуатационных условиях (см. § 1.7) объясняются:

- обростанием и коррозией корпуса и гребных винтов;
- влиянием ветра, килки и ударов волн, избегающих на судно;

- горизонтальным перемещением воды, участвующей в волновом движении;

- возникновением поверхностных ветровых течений;

- дополнительным сопротивлением отклоненного руля, перекладываемого для удержания судна на курсе;

- удлинением пути, проходимого судном, вследствие дрейфа и раскачки в свежую погоду;

- изменением условий, при которых работают гребные винты и главный двигатель на волнении;

- случаем вынужденного снижения числа оборотов гребных винтов в изменении курса для предотвращения повреждения судна и перевозимого груза во время шторма.

Поверхностные течения и горизонтальное перемещение волн, участвующей в волновом движении, в отличие от других факторов оказывают непосредственное, хотя и незначительное, влияние на скорость хода, не связываясь на кривой сопротивления. При попутном ветре и волнении некоторые из перечисленных факторов действуют в благоприятном направлении.

Обозначим символом $v_{\text{н}}$ скорость судна на тихой воде при чистой наружной обшивке и эксплуатационной (нормальной) мощности энергетической установки N . Пусть при той же затраченной мощности скорость хода в более тяжелых условиях (на волнении при возросшей шероховатости наружной обшивки) будет $v_{\text{м}}$. Назовем, кроме того, приведенной мощностью энергетической установки $N_{\text{пр}}$ мощность, при которой судно на тихой воде развивает ту же скорость $v_{\text{м}}$, что и на волнении. Отношения

$$K_v = \frac{v_{\text{н}} - v_{\text{м}}}{v_{\text{н}}}; \quad (4.1)$$

$$K_N = \frac{N - N_{\text{пр}}}{N_{\text{пр}}}$$

будем рассматривать как коэффициенты, характеризующие в относительных единицах потерю скорости и приращение мощности в более тяжелых условиях плавания.

Экспериментальные исследования ходности судна на штильном море показывают, что при фиксированных гидрометеорологических условиях коэффициенты K_v и K_N зависят от размеров судна, его энергооборуженности, формы корпуса, продольного распределения нагрузки и относительной скорости хода. Гидрометеорологические условия характеризуются скоростью ветра v , относительной длиной волны λ/L , крутизной волн A_v/K_v , курсовым углом судна по отношению к ветру и волнению.

Форму корпуса в рассматриваемом случае уместно характеризовать коэффициентами δ , δ/δ_0 , соотношениями главных размеров L/B , L/T и относительной абсциссы центра величины $x = x/L$. Продольное распределение нагрузки характеризуют относительным радиусом ширины r/L . Обычно при рассмотрении практических задач считают, что направление ветра совпадает с направле-

нием, по которому распространяются волны. Нередко гидрометеорологические условия характеризуют одной лишь буйливостью ветра (В).

Таким образом, если не учитывать обрастания и коррозии каменной обшивки, можно написать:

$$R_k; R_N = f_1 \left(u, \frac{\lambda}{L}, \frac{v_N}{\lambda}, \delta, \frac{\partial}{\partial}, x, \frac{L}{B}, \frac{L}{T}, \frac{N}{D}, Fr, \frac{c_N}{L} \right)$$

или при другой постановке задачи

$$R_k; R_N = f_2 \left(B, L, \delta, \frac{\partial}{\partial}, x, \frac{L}{B}, \frac{L}{T}, \frac{N}{D}, Fr, \frac{c_N}{L} \right).$$

Для получения необходимых практических данных о скорости судна на извилистом море прибегают как к натурным испытаниям судов, так и к испытаниям моделей на регулярном и нерегулярном волнении. Пользуются также практическими данными, которые содержатся в вахтенных журналах.

Результаты, полученные путем испытания моделей на регулярном волнении, можно использовать для суждения о поведении судна в условиях нерегулярного волнения.

Сопоставляя результаты испытаний судов и систематических испытаний серий моделей, необходимо учитывать, что обычно изменению одного из элементов судна сопровождается изменением и некоторых других элементов. Например, одновременно с изменением коэффициента δ изменяют коэффициент α и абсциссу центра вытеснения x_c .

В настоящей главе, наряду с элементарными сведениями о механизме рассматриваемого явления, приводятся практические данные, которыми можно пользоваться для определения в первом приближении эксплуатационных потерь скорости хода и мощности, возникающей энергетической установкой.

§ 4.2. Влияние обрастания и коррозии корпуса

Во многих морях наблюдается обрастание корпуса судов морскими организмами (водорослями, ракушками и др.), которое приводит к увеличению сопротивления воды движению судна. Наряду с этим сопротивление воды увеличивается вследствие постепенной коррозии наружной обшивки и выступающих частей.

После каждой окраски корпуса во время постановки судна в док сопротивление воды уменьшается из-за устранения обрастания. Дополнительно же сопротивление, вызванное коррозией корпуса, непрерывно возрастает с момента спуска судна на воду и до переделки его на слом. Наглядное представление об этой закономерности можно составить по рис. 4.1, на котором для типичного танкера приведена кривая изменения его скорости во времени, в зависимости от числа лет, прошедших после первого дозаванта. В данном случае междоудовольный период равен одному году. Рисунком иллюстрируют из работы [90].

В докладе на симпозиуме в 1960 г. А. Логен [83] отметил, что скорость ряда наливных судов снижалась вследствие коррозии в течение первых восьми лет эксплуатации в среднем на 0,75 уз. Наиболее интенсивно скорость снижалась на протяжении первых четырех лет. Данные А. Логена соответствуют приблизительно диаграмме на рис. 4.1.

Обрастание происходит в основном во время стоянки судна в портах или на ходу при очень малых скоростях, не превышающих 2—3 уз. Поэтому суда с большим стояночным временем оказываются в худших условиях, чем суда, не простаивающие долго в портах. К числу первых можно отнести грузовые суда океанского назначения со стоянками в 50—60% и малые каботажные грузовые суда со стоянками в 70—80% от продолжительности рейса. Значительно меньше обрастание нефтеналивные, контейнерные и пассажирские суда, у которых стояночное время сравнительно невелико. Обрастание происходит особенно интенсивно в портах с высокой температурой воды.

Обрастание корпуса сказывается в основном на увеличении сопротивления трения. Поэтому уместно учитывать его дополнительным коэффициентом обрастания $\zeta_{об}$ сверх обычной надбавки на конструктивную шероховатость и неровности судовой поверхности, которые учитываются коэффициентом $\zeta_{\text{н}}$.

С увеличением скорости судна обрастание в меньшей степени сказывается на его ходовых качествах. Это объясняется тем, что сопротивление трения быстродвижущихся судов по сравнению с тихоходными составляет меньшую долю от полного сопротивления.

Наряду с корпусом обрастают и гребные винты. С увеличением шероховатости гребных винтов увеличивается коэффициент упора и возрастает коэффициент момента. В конечном счете это приводит к уменьшению к. п. д. винта. С другой стороны, обрастание корпуса повышает скорость попутного потока, что также ухудшает к. п. д. гребных винтов. Увеличение коэффициента попутного потока сказывается на коэффициенте винного корпуса, который несколько уменьшается.

Теоретически для определения влияния обрастания корпуса и гребных винтов на продолжении рейса или назначения следовало бы установить продолжительность стоянок в каждом из портов, посещаемых судном, и подчинять соответствующим им приращению сопротивления. Практически, однако, поскольку рассматриваемое явление недостаточно еще изучено не только количественно, но и качественно, обычно оперируют средними цифрами.

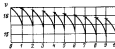


Рис. 4.1. Изменение скорости судна вследствие обрастания и коррозии корпуса

В статье Е. Люнга [81], базирующейся на опубликованных практических данных, приведен график, позволяющий оценить дополнительную поправку на шероховатость в функции времени в зависимости от условий эксплуатации судов групп А, Б, В. Крылья Люнга мало отличаются от графиков. Они приводят к следующим значениям коэффициента $\zeta_{об}$ при десятидневном плавании:

Группа А. Суды с незначительным стоянием в портах и суда, эксплуатирующие порты, в которых обращение исключительно	$0,9 \cdot 10^{-3}$
Группа Б. Суды при средних условиях плавания	$1,8 \cdot 10^{-3}$
Группа В. Суды, посещающие порты, в которых обращение интенсивно	$2,8 \cdot 10^{-3}$

Коэффициент полного сопротивления грузовых судов в условиях судочных испытаний может быть принят в среднем равным $3,5 \cdot 10^{-3}$. В соответствии с этим для таких судов данные Люнга равносильны допущению о следующем увеличении сопротивления (в %) после суточного, месячного и шестимесячного плавания:

Суды группы	1 сут	1 мес	6 мес
А	0,086	2,6	15
Б	0,171	5,2	31
В	0,258	8,1	48

Британское адмиралтейство оценивает увеличение сопротивления за каждые сутки после выхода корабля из дока надбавкой в 0,25% при умеренной температуре воды и 0,50% при плавании судна в бассейнах с теплой водой. Эти цифры, относящиеся к обращению военных кораблей во время стоянок в гаванях, значительно превосходят цифры, вытекающие из графика Люнга.

Х. Саулерс [103, т. 2, с. 575] отмечает, что в среднем приращение сопротивления, вызванное обрастанием корпуса, колеблется в пределах 6—20% от сопротивления судна с чистым корпусом. Эти цифры отражают, по-видимому, практику эксплуатации судов в США.

Желательную продолжительность междудюкового периода можно определить расчетом путем сопоставления повышения эксплуатационных расходов, вызванных обрастанием корпуса, со стоимостью постановки судна в док для очистки и окраски корпуса.

В отечественных условиях продолжительность междудюкового периода определяется Правилами технической эксплуатации судов морского флота. В зависимости от типа судна междудюковый период назначается в пределах 6—12 мес для южных широт и 12—24 мес для северных широт. Некоторые предложения по этому поводу содержатся в статье Г. Финкеля [401].

О практике борьбы с обрастанием корпуса судна за рубежом можно составить представление по книге М. Ратта [131]. Отметим,

что срок действия противообрастающих красок зависит от ряда факторов, и прежде всего от района плавания судна, времени года, длительности стоянки в гаванях, места стоянки на якоре, качества окраски, атмосферных условий во время окраски судна и т. д. М. Ратт характеризует отдельные бассейны следующим образом: «В Северной Атлантике, в Северном и Балтийском морях срок действия ядовитых красок составляет от девяти до двенадцати месяцев. При плавании в Средиземном море, у берегов Китая, Японии и Восточной Индии срок действия их сокращается до 6—9 месяцев; при плавании в Австралию в летний период, а также в Западному побережью Африки доживание необходимо проводить после каждого рейса, а при плавании к Восточной Африке — через два рейса. В то же время при плавании в Аргентину окраску требуется возобновлять только через год».

Как отмечалось, обрастание корпуса сопровождается увеличением коэффициента попутного потока. Из диаграммы в работе М. А. Гречина [131] можно определить приращение коэффициента попутного потока в функции приращения сопротивления, вызванного обрастанием корпуса, по формуле

$$\frac{\Delta \alpha_p}{\alpha} = 0,81 \frac{R_{об}}{R}$$

в которой величины, отмеченные индексом «об», относятся к коэффициенту попутного потока и сопротивлению данного судна в условиях обрастания корпуса. Одновременно несколько увеличивается коэффициент лентинга корпуса, поскольку обрастание корпуса не оказывает влияния на коэффициент засасывания.

§ 4.3. Воздушное сопротивление.

Возникновение аэтра и паразитный руль

Воздушное сопротивление можно подсчитать по формуле

$$R_a = \zeta_a \frac{\rho_a}{2} Q_a (u \pm u_a)^2,$$

где Q_a — проекция надводной части судна на плоскость движения; $\rho_a = 0,125 \text{ кг/с}^3/\text{м}^3$ — плотность воздуха; u — скорость судна, м/с; u_a — скорость течения или попутного ветра, м/с.

Коэффициент ζ_a в зависимости от конфигурации надстроек, формы надводной части корпуса и соотношения между площадями проекции надстроек и проекции надводной части корпуса колеблется в пределах: $\zeta_a = 0,7 + 0,8$ — для пассажирских судов; $\zeta_a = 0,8 + 1,0$ — для грузовых судов.

При штормовой погоде отношение

$$\frac{R_a}{R} = \zeta_a \frac{Q_a}{S} \frac{\rho_a}{\rho}$$

не зависит от скорости хода, и в этих условиях воздушное сопротивление обычно не превосходит 2—4% от сопротивления воды.

При встречном ветре отклонение

$$\frac{R_2}{R} = \frac{c_x}{\zeta} \frac{a_2}{S} \frac{B}{\rho} \left(1 + \frac{u_2}{u}\right)^2$$

возрастает с уменьшением скорости хода. Иначе говоря, при всех прочих одинаковых условиях встречный ветер оказывает более существенное влияние на сопротивление тихоходных судов, чем на сопротивление судов быстроходных. Воздушное сопротивление зависит также от угла между направлением ветра и диаметральной плоскостью судна. Наибольшее неблагоприятные условия создаются, когда этот угол равен приблизительно 30° . В этом случае воздушное сопротивление возрастает примерно на 30% по сравнению с сопротивлением при встречном ветре. Придавая надстройкам обтекаемую форму, можно несколько снизить воздушное сопротивление, если ветер дует прямо с носа, однако эффект от применения обтекаемых надстроек теряется, когда ветер отходит от этого направления.

С воздушным сопротивлением тесно связано дополнительное сопротивление, вызванное систематическими перекачками руля. При тихой погоде оно не превосходит 1—1,5% от полного сопротивления. В свежую погоду при встречном ветре сопротивление, связанное с перекачками руля, может возрасти до 5—6% от полного сопротивления, так как в этих условиях для удержания судна на курсе приходится чаще поворачивать руль, причем углы перекачки возрастают. Эти цифры даются с учетом удлинения пути, вызванного расклинением судна.

При сильном боковом ветре для противодействия моменту, стремящемуся повернуть судно вокруг вертикальной оси, приходится поворачивать руль на большой угол. Этот угол, а также гидродинамические силы, действующие на руль, можно определить расчетом, как это указано в работах по управлению судном.

Не останавливаясь на деталях такого расчета, отметим, что необходимый угол перекачки руля и его лобовое сопротивление достигают максимума, когда кажущаяся сила ветра действует под углом α к диаметральной плоскости $\alpha = 110^\circ - 130^\circ$ (при встречном ветре $\alpha = 0$). Судя по экспериментальным данным, приведенным в работах Г. Хьюза и собранных в ките Дж. Кента [73], для противодействия давлению бокового ветра при скорости его, равной 15 м/с, что соответствует семibalльному ветру, необходимо повернуть руль (в среднем для судов различного типа) на 15° . Приведенные ниже выкладки позволяют ориентировочно определить дополнительное сопротивление движению судна, вызванное такой перекачкой руля.

Лобовое сопротивление изолированного руля определяют по формуле

$$P_R = c_x \frac{\rho}{2} F u_R^2,$$

где $c_x = f(\alpha)$ — коэффициент лобового сопротивления, зависящий от угла перекачки руля α ; F — площадь руля; u_R — скорость воды, набегавшей на руль,

$$u_R = u(1 - \mu) + u_n,$$

здесь u — скорость судна; μ — коэффициент попутного потока; u_n — скорость воды, отбрасываемой гребным винтом (предполагается, что руль расположен за винтом).

Практически влияние корпуса судна и струй, отбрасываемой винтом, приблизительно компенсируют друг друга. Это позволяет считать, что $\mu_n \approx \mu$, и определить лобовое сопротивление руля по приближенной формуле

$$P_R = c_x \frac{\rho}{2} F u^2.$$

Сопоставив силу P_R с сопротивлением судна на тихой воде

$$R = \zeta \frac{\rho}{2} S u^2,$$

найдем

$$\frac{P_R}{R} = \frac{c_x}{\zeta} \frac{F}{S}.$$

Для конкретизации решения прием по Деву-Мунфорду (см. § 2.1)

$$S = (1,7 + \delta \frac{B}{T}) LT,$$

в соответствии с чем

$$\frac{P_R}{R} = \frac{c_x}{\zeta} \frac{k}{(1,7 + \delta \frac{B}{T})},$$

где $k \sim F/LT$.

Пусть для транспортного судна $k = 0,018$; $B/T = 2,5$; $\delta = 0,7$. Приним, кроме того, в качестве средней величины, что при угле $\alpha = 15^\circ$ и удалении руля $\lambda = 1,25$ коэффициент лобового сопротивления $c_x = 0,18$. Коэффициент же полного сопротивления движению судна на тихой воде примем $\zeta = 3,5 \cdot 10^{-3}$. Тогда $P_R/R = 0,258$ и, если R_0 — сопротивление судна с отклоненным рулем, то

$$\frac{R_2}{R} = \frac{P_R + R}{R} = 1,27.$$

Полученный результат показывает, что при сильном боковом ветре перекачка руля, необходимая для удержания судна на курсе, является источником значительного дополнительного сопротивления.

§ 4.4. Качественное влияние качки, волнения и горизонтального перемещения воды, окружающей судно

Влияние качки и волнения на сопротивление движению судна обуславливается следующими факторами: появлением дополнительной системы давлений в воде при качке судна; затратой энергии на отражение волн, набегающих на судно; интерференцией корабельных волн, возникающих при качке, и набегающих волн; поверхностным течением, вызванным ветром; горизонтальным перемещением воды, участвующей в волновом движении.

Качественно влияние перечисленных факторов сводится к следующим.

Килевая и вертикальная качка судна не совпадают по фазе с движением воды, и, следовательно, на возмущенном море возникает дополнительная перемещение судна по отношению к воде. Вследствие этого в воде, окружающей корпус, создается дополнительная система давлений, которая возрастает с увеличением как амплитуды качки, так и фазового угла. Дополнительные давления, сопутствующие качке, создают новую систему корабельных волн. Одновременно на протяжении каждого колебания изменяется характер обтекания корпуса и вследствие появления ускорений периодически изменяется форма пограничного слоя. Дело осложняется влиянием орбитального движения частиц воды на обтекание корпуса.

Качка и волнение приводят к возрастанию как волнового сопротивления, так и сопротивления трения и формы. Первая из перечисленных составляющих имеет наибольшее значение. Максимум приращения полного сопротивления, связанного с изменением системы давлений в окружающей судно воде, не соответствует соотношению, при которых амплитуды качки достигают максимальных значений. Как отмечалось, это объясняется влиянием фазового угла на сопротивление.

С увеличением скорости хода вследствие быстрого возрастания доли сопротивления, соответствующей движению судна из тихой воды, снижается роль рассматриваемых составляющих приращения сопротивления. Их влияние становится мало ощутимым при высоких относительных скоростях, характерных для быстроходных судов.

Дополнительное сопротивление, связанное с отражением волн, набегающих на судно, быстро увеличивается с ростом высоты волн (по некоторым теоретическим данным — пропорционально квадрату высоты). При встречном волнении оно зависит от полноты носовых обводов и ширины судна. На попутном волнении волна, настигающая судно, оказывает в известной мере благоприятное влияние на сопротивление.

Как отмечалось, вследствие интерференции корабельных волн волновое сопротивление судна на тихой воде может быть больше

или меньше суммы сопротивлений, обусловленных волнообразованием в носовой и кормовой оконечностях. На возмущенном море в интерференцию вступают также корабельные волны, возникающие при качке, и набегающие океанские волны. При этом эффект от интерференции (в отношении сопротивления) может изменяться к лучшему или худшему.

Дополнительную мощность ΔN_p , подводимую на возмущенном море к требовому винту для поддержания постоянной скорости хода, можно разбить на составляющие ΔN_s и ΔN_f , соответствующие дополнительным сопротивлениям, вызванным действиями ветра и волнения.

Диаграмма на рис. 4.2, заимствованная из работы Г. Аэртсена [44], показывает, как изменялось во время испытаний судна «Джордана» отношение

$$\frac{\Delta N_p}{\Delta N_f} = \frac{\Delta N_s}{\Delta N_s + \Delta N_f}$$

в зависимости от силы ветра.

Из диаграммы следует, что при силе ветра меньше 4 баллов основное значение имела аэродинамическая составляющая приращения мощности. При силе ветра, равной или превышающей 6 баллов, около 75—80% полного приращения мощности ΔN_p было обусловлено действием волнения.

О скорости ветровых поверхностных течений v_1 и скорости горизонтального перемещения воды v_2 , участвующей в волновом движении, можно судить по следующим данным, заимствованным из работы А. И. Вознесенского и Г. А. Фирсова [9]:

Сила ветра, баллы	6	7	8	10	12
Волнение, баллы	5	6	—	8	—
Скорость ветра, м/с	12	—	18	25	35 и выше
Скорость v_1 , уз	0,25	—	0,40	0,55	0,85 и выше
Скорость v_2 , уз	0,30	0,50	—	0,80	—

Приведенные данные показывают, что при встречном ветре 6—8 баллов горизонтальное перемещение воды, вызванное ветром и волнением, может снизить скорость судна на 0,5—1,0 уз.

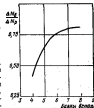


Рис. 4.2. Зависимость отношения $\Delta N_p/\Delta N_f$ от силы ветра в баллах во время испытаний судна «Джордана»

§ 4.5. Работа главного двигателя
и гребного винта при различных скоростях
движения судна.
Выбор расчетного режима работы винта

Мощность N , развиваемая двигателем, выражается через вращающий момент M и число оборотов вала n , формулой

$$N = 2\pi n M.$$

У двигателей с постоянным моментом, к числу которых относятся двигатели внутреннего сгорания, момент M практически не меняется в зависимости от числа оборотов; поэтому внешняя характеристика двигателя $N = f(n)$ мало отличается от прямой, проходящей через начало координат. Такую же характеристику имеет diesel-электрическая установка на постоянном токе.

У паровых и газовых турбин вращающий момент изменяется приблизительно обратно пропорционально числу оборотов, а мощность сохраняет приблизительно постоянное значение.

Мощность, перерабатываемую винтом, можно выразить формулой

$$N_p = c n^3 v^5;$$

$$c = f\left(\frac{D_p}{d}\right) = f(\lambda_p).$$

Рис. 4.3. Кривые N_1 , $N_p = f(n)$ двигателя и гребного винта

Так как скорость v изменяется приблизительно пропорционально числу оборотов гребного винта, кривая $N_p = f(n)$, подобно кривой $N_p = f(v)$, мало отличается от кубической параболы.

На рис. 4.3 нарисован пунктиром две кривые $N_p = f(n)$, из которых верхняя кривая отражает условия плавания на возмущаемом море. Там же приведены принципиальные внешние характеристики $N = f(n)$ двигателей с постоянным моментом и постоянной мощностью: $M = \text{const}$ и $N = \text{const}$, где N — мощность, отдаваемая двигателем за вычетом потерь в валопроводе. Обе кривые пересекаются в точке A с кривой $N_p = f(n)$, построенной для условий плавания на тихой воде, а в точках A_1 и A_2 с аналогичной кривой, построенной для более суровых условий плавания.

Приведенная диаграмма показывает, что машины установки, работающие по принципу двигателей с постоянным моментом, по-

¹ Если мощность выражена в л. с., а число оборотов отнесено к минуте, формула принимает вид

$$N = \frac{\pi n M}{178}.$$

гут оказаться неспособными развить полную мощность, когда судно движется при возросшем сопротивлении. В подобных случаях эффективность работы главного двигателя можно частично возместить за счет перегрузки его (в допустимых пределах) путем увеличения количества толкаемого в цилиндры двигателя внутреннего сгорания. При этом форсировочная кривая $N = f(n)$ примет выше нормальной кривую.

Из выложенного следует, что при проектировании гребных винтов нужно внимательно относиться к выбору расчетных условий, учитывая, что гребные винты не должны быть ни слишком «открыты», ни чрезмерно «закрыты». Для выяснения ясности в этот вопрос полезно в процессе разработки проекта строить паспортные диаграммы гребных винтов исходя из возможных гидрометеорологических условий при различных состояниях наружной обстановки.

Переходя к вопросу об упоре, развиваемом гребным винтом при сниженной скорости хода, обратимся к рис. 4.4, заимствованному из книги Г. Воссера [117]. Диаграмма на этом рисунке содержит кривые перепада давления

$$\frac{\Delta P}{P_0} = 100 \frac{P - P_0}{P_0} = f(v),$$

где P_0 — упор, соответствующий расчетной скорости хода $v = 17,2$ уз; P — упор при сниженной скорости хода.

Диаграмма, рассчитанная с предположением, что крутящий момент, развиваемый двигателем, не меняется, построена для нескольких значений d и λ . На диаграмме, наряду с кривыми $\Delta P = f(v)$, нанесены кривые постоянных чисел оборотов, развиваемых двигателем при отнесенных на диаграмме отношениях мощностей на винте $N_p/N_0^{0,75}$, где $N_0^{0,75}$ — мощность при скорости $v = 17,2$ уз.

Диаграмма показывает, что увеличение диаметра винта позволяет двигателю развить более значительный упор при сниженной скорости хода, а при заданном приращении упора — более высокую скорость хода. В соответствии с этим Г. Воссер рекомендует ориентироваться в первом приближении при разработке проекта на винт максимально допустимого диаметра даже в тех случаях, когда винт меньшего диаметра отличается более высоким коэффициентом полезного действия. Остановимся на этом вопросе более подробно.

Рассматриваемая диаграмма наряду с другими материалами, приведенными в книге Г. Воссера, позволяет сопоставить следу-



Рис. 4.4. Зависимость упора, развиваемого гребным винтом, от скорости хода при различных расчетах предположений

щие показатели судна при установке гребных винтов, отличающихся диаметром и шагом от номинальных:

Параметры винта:			
$d/d_0 = d/d_0$	1,0	1,1	1,2
N/N_0	0,84	0,70	0,60
Показатели судна:			
v_0 при $v = 17,2$ уз	0,61	0,58	0,54
ΔP , %, при $v = 17,2$ уз	—	5,0	15,0
ΔP , %, при v , уз			
16,0	2,0	3,5	5,0
15,0	4,0	5,6	8,5
14,0	5,5	7,5	11,5
13,0	7,0	9,5	14,5

Приведенные данные показывают, что для достижения заданной скорости хода $v = 17,2$ уз при диаметре гребного винта, увеличенном на 10% и 20%, необходимо увеличить мощность на винте соответственно на 5% и 13%. При скорости хода $v = 16,0$ уз, которую можно рассматривать как среднюю эксплуатационную, упор гребного винта с диаметром $d = d_0$ возрастает на 2%, а для установок с гребными винтами увеличенного диаметра — на 3,5 и 5%.

Лишь в тех случаях, когда скорость хода значительно снижается вследствие возрастания сопротивления (до $v = 15$ уз, если $d/d_0 = 1,1$ и до $v = 13$ уз, если $d/d_0 = 1,2$), относительное приращение упора превышает первоначальное относительное увеличение мощности на винте. Поэтому с отмеченной рекомендацией Г. Воссера нельзя полностью согласиться.

В заключение остановимся на вопросе о выборе расчетного режима при проектировании гребного винта.

Известно, что гребные винты, рассчитанные исходя из скорости судна на испытаниях и соответствующего ей сопротивления, или же из скорости хода, сниженной вследствие возрастания сопротивления, способны в одинаковых условиях развивать одинаковую скорость хода. Отличаются же также винты числом оборотов, а следовательно, и запасом мощности, в пределах которых двигатель может работать без перегрузки (имеются в виду двигатели с постоянными крутящим моментами).

На практике наблюдаются различные подходы к выбору исходных данных для проектирования гребных винтов.

Нередко гребные винты проектируют исходя из условий плавания на испытаниях при номинальной или эксплуатационной мощности двигателя. Такие винты позволяют использовать полную мощность двигателя в условиях плавания на такой воде при полном или сниженном водозаполнении. Малый перепад мощности, в пределах которого двигатель способен работать без перегрузки, является недостатком подобных винтов.

М. А. Гречина в работе [14] отмечает, что фирма Вурмейстер и Вайн рекомендует проектировать гребной винт на условия стандартных испытаний (чистая лагуна, обильная, теплая погода) при полном водозаполнении судна, эксплуатационной мощности двигателя

в числе оборотов гребного вала, превышающем на 2,5% эксплуатационное число оборотов. При всех прочих одинаковых условиях фирма Зульцер рекомендует, по словам М. А. Гречина, проектировать гребной винт на номинальное число оборотов, которое превосходит эксплуатационное примерно на 3,5%.

В обоих случаях расчетная характеристика винта (см. рис. 4.4) смещается вправо и гребной винт оказывается более «легким», что уменьшает возможность перегрузки двигателя.

Аналогичный эффект можно получить, проектируя винт исходя из эксплуатационных характеристик двигателя и условной эксплуатационной скорости хода, соответствующей возросшей на величину ΔP буксировочной мощности. В отечественной практике приняты следующие надбавки: для сухогрузных судов действом до 7000 т и малых судов действом до 10 000 т $\Delta P = 20\%$; для тех же судов при большем действе $\Delta P = 15\%$; для пассажирских судов $\Delta P = 10\%$. Такой дифференцированный подход к определению поправки ΔP можно обосновать тем, что возрастание буксировочной мощности в свежую погоду зависит от размеров судна и скорости хода.

В некоторых странах независимо от типа судна принята стандартная надбавка $\Delta P = 20\%$.

§ 4.6. Вынужденное снижение числа оборотов гребного винта

К преднамеренному снижению скорости хода на встречном волнении прибегают для предотвращения повреждения судна или перевозимого груза вследствие slamming, заливания открытых палуб забортной водой, периодического обматывания гребного винта водорослями и т.п. Даже на сравнительно крупных судах также условия создаются при силе встречного ветра, равной или превышающей 6—7 баллов.

Наглядное представление об этом явлении можно получить по диаграммам на рис. 4.5 и 4.6, заимствованным из работы Г. Ауртсена [14]. Диаграммы характеризуют поведение на встречном волнении судна «Йордан» действом 12 000 т со следующими элементами: $L = 146,1$ м; $B = 20,1$ м; $\delta = 0,032$. Возвращаемые судна при осадке $T = 9,14$ м составляет $D = 19 060$ т. Эксплуатационная скорость хода 16,5 уз, а номинальная мощность двигателя $N_{\text{ном}} = 9000$ л.с. Диаграммы построены по данным испытаний этого судна на протяжении шести рейсов в Северной Атлантике при осадке $T = 8,5$ м.

Диаграмма на рис. 4.5 содержит кривые мощности на винте N_v , построенные в зависимости от скорости хода при балльности ветра в качестве параметра. Кроме того, на диаграмме приведены кривые $N_v/N_{\text{ном}} = f(v)$, выражающие верхний и нижний пределы максимальной мощности на винте, которую удавалось развить на зпол-

² В использованной работе оба рисунка совмещены на одной диаграмме.

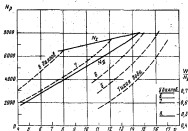


Рис. 4.5. Судно «Джордан». Кривые мощности на винте в функции скорости хода при балльности ветра в качестве параметра

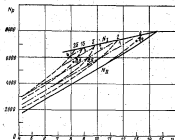


Рис. 4.6. Судно «Джордан». Кривые постоянных значений частоты сменения (— — —) и обмывания гребного винта (.....) в зависимости от скорости хода и мощности на винте

нованном море. В правой части диаграммы отмечены значения продольного коэффициента W/N_p в зависимости от балльности ветра.

На рис. 4.6 приведены кривые повторяемости сменения и обмывания винта в зависимости от мощности на винте и скорости хода. Числа над и под кривой N_p обозначают соответственно количество ударов корпусу о воду ($\theta=4$) и число случаев обмывания гребного винта ($\theta=25$), приходящихся на 100 продольных колебаний судна. Числами около точек отмечены давления при сменении, кг/см^2 .

При силе ветра, не превосходящей 6 баллов, мощность, развиваемая главным двигателем судна «Джордан», колебалась в пределах 8000—8500 л. с., что составляет 85—90% от номинальной мощности. При более сильном ветре приходилось довольствоваться меньшей мощностью в пределах, ограниченных кривыми N_p ; $N_{II} = f(V)$.

Из рис. 4.5 следует, что при восьмibalльном встречном ветре скорость судна не превышала 8 уз при мощности на винте 6500 л. с. Эти величины соответствуют верхнему дилити мощности по кривой $N_p = f(V)$. При силе ветра в 7 баллов скорость судна не превосходила 12 уз, а мощность на винте 7400 л. с.

Кроме того, Г. Азретсен отмечает, что при встречном ветре потеря скорости судна «Джордан» достигала следующих величин:

Сила ветра, баллы	4	5	6	7	8
Относительная скорость, %	4	8	15	20	30

Переходя к рассмотрению диаграммы на рис. 4.6, отметим, что во время исследований на судне «Джордан» кривые постоянных значений частоты сменения и обмывания гребного винта располагались левее кривой $N_{II} = f(V)$. Иначе говоря, эти явления возникали при силе ветра, равной и превышающей 7 баллов. При тех же условиях наблюдалось забрызгивание и заливание верхней палубы.

Давления, сопровождающие сменение, не превосходили 1 кг/см при осадке судна $T = 8,5$ м. В балластном пробеге и при артефициальной осадке давления, вызванные сменением, выражались более высокими цифрами.

§ 4.7. Дополнительные сведения о ходкости судна на встречном волнении

В настоящем параграфе приведены дополнительные сведения о ходкости судна на встречном волнении, базирующиеся на модельных и натурных испытаниях.

В. Мёкель [87], используя данные, полученные в натурных условиях Д.м. Кентом и Г. Кемпфом, построил диаграммы, приведенные на рис. 4.7. Они позволяют определить потерю скорости хода Δv , %, на встречном волнении при курсовых углах $\alpha = 0-30^\circ$ в зависимости от энерговооруженности судна, коэффициента продольной полноты и относительной длины воды.

В левой половине рисунка кривые $\Delta v/v = f(\lambda/L)$ построены в функции коэффициента продольной полноты при относительной длине волны в качестве параметра. На диаграмме отмечены три зоны, каждая из которых соответствует определенным пределам изменения энергоскоруживости судна N/D . Аналогичная диаграмма в правой части рисунка содержит кривые $\Delta v/v$, построенные в функции от-

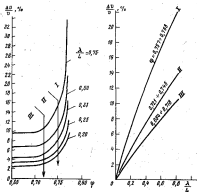


Рис. 4.7. Кривые потерь скорости $\Delta v/v = f(\lambda/L)$ и $\Delta v/v = f(\lambda/L)$ для Скорая Атлантыка за Миссиссиппи
Зоны: I — $N/D = 0.150 \pm 0.145$; II — $N/D = 0.300 \pm 0.285$; III — $N/D = 0.450 \pm 0.270$

ношения λ/L для трех пределов изменения коэффициента ϕ и энергоскоруживости судна.

Диаграммы показывают, что скорость судна на волнении быстро падает при увеличении коэффициента продольной полноты сверх $\phi = 0.75$. Так же сжимается увеличение отношения λ/L .

Максимальное значение отношения λ/L , полученное отражение на рис. 4.7, равно 0.75. При такой относительной длине волны судно не испытывает значительной продольной качки, и снижение скорости хода обуславливается в основном затратой энергии на отражение набегающих волн.

Современные грузовые суда в общем более быстроходны, чем суда, для которых построены диаграммы Миссиссиппи. Поэтому в настоящее время рассматриваемые диаграммы интересны в основном для оценки ходкости на встречном волнении сравнительно тихоходных судов. К их числу принадлежат суда, предназначенные для перевозок навалочных и жидких грузов.

На рис. 4.8 приводятся диаграммы Аэртосека 1961, предназначенные для определения снижения скорости судна при встречном волнении в зависимости от коэффициента общей полноты и длины судна. Диаграммы построены для силы ветра в 4—6 баллов на основе данных натурных испытаний трех судов, характеристики которых приведены в § 4.8.

В оригинальных диаграммах Аэртосека кривые $\Delta v/v$ даны в функции коэффициента общей полноты при трех длинах судна, совпадающих с длиной судов, использованных для натурных испытаний.

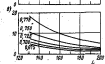


Рис. 4.8. Снижение скорости судна по Аэртосеку при встречном ветре силой 4 балла (а), 5 балла (б), 6 балла (в)

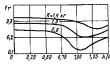


Рис. 4.9. Относительное снижение скорости судна в зависимости от относительной длины волны при постоянном сопоставлении

Представляют интерес буксировочные испытания моделей на волнении в бассейнах гравитационного типа, при которых модели приводятся в движение подвешенным грузом. В качестве примера на рис. 4.9 представлена диаграмма, заимствованная из книги Г. Воссера [117], для построения которой были использованы данные испытаний модели с коэффициентом полноты $\phi = 0.60$ из серии

«Виктор». Испытания сводились к буксировке моделей на встречном регулярном волнении при относительной высоте волны $h/L = 0,021$.

Диаграмма содержит кривые, характеризующие наименьшее относительное сопротивление модели в зависимости от относительной длины волны λ/L . Каждой кривой соответствует определенная величина падающего груза.

Минимумы кривых на рис. 4.9 располагаются в интервале относительных длин волны $\lambda/L = 1,0 \div 1,3$. При буксировке модели грузом $R = 1,4$ кг число Фруда изменялось в пределах $Fr = 0,38 \div 0,25$. Нижней кривой ($R = 0,6$ кг) соответствуют пределы изменения числа Фруда $Fr = 0,25 \div 0,13$. В первом случае скорость модели в экстремальной точке снижалась на 22%, а во втором — на 50%. Таким образом, по мере возрастания энергоснабженности судна снижалась потеря скорости на волнении.

В работе В. Мичеля [86], посвященной исследованию мореходных качеств траулера, приводятся данные о потере скорости этих судов на волновом море. Относящиеся к этому вопросу выводы могут быть охарактеризованы следующими числами, выражающими снижение скорости (в %) в зависимости от силы ветра, измеренной в баллах, и коэффициента общей полноты судна:

Сила ветра, баллы	4	5	6
Снижение скорости узла:			
при $\delta = 0,52$	3,5	7,5	12,5
• $\delta = 0,54$	3,5	9,5	15,5
• $\delta = 0,56$	7,0	12,5	20,0

О падении скорости полных тихоходных судов можно составить представление по работе Н. Н. Спуйского [38], использовавшего вахтенные журналы судов, курсировавших на линии Баку—Астрахань. Водоизмещение судов варьировало 2000—6000 т, скорость 9—10 уз. При встречном ветре падение скорости выражалось так:

Сила ветра, баллы	3	4	5	6	8
до %, %	5	10	22	40	50

При попутном ветре падение скорости было приблизительно в два раза меньше. Преобладающие ветры были в 3—4 балла. По видимому, скорость рассматриваемых судов в среднем на протяжении года снижалась на 5—6%.

§ 4.8. Влияние курсового угла, под которым судно встречает волнение

На рис. 4.10 приведены диаграммы, при построении которых приращение мощности на венте рассматривалось как функция относительной длины волны, относительной скорости судна и его курсового угла по отношению к волнению. Диаграммы, заимствованные из работы Г. Воссера и В. Саалта [116], построены по данным испытаний сходной модели судна «Виктория» на регулярном волнении. Элементы судна: $\delta = 0,688$; $\alpha = 0,740$; $L = 133$ м; $B =$

$= 18,9$ м; $T = 8,69$ м; $V = 15$ 000 м³; $h = 1,13$ м; $\tau_0 = 13$ с, где h — метacentрическая высота, τ_0 — период собственных поперечных колебаний судна. На диаграммах по оси абсцисс отложены курс-

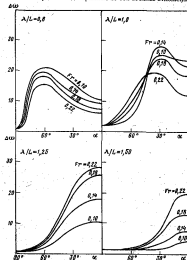


Рис. 4.10. Кривые коэффициента приращения мощности на венте в зависимости от относительной длины волны, числа Фруда и курсового угла по данным испытаний модели судна «Виктория»

совые углы в пределах $\alpha = 0 \div 90^\circ$, а по оси ординат безразмерный коэффициент приращения мощности

$$\Delta W = \frac{\Delta N_{\text{в}} L}{\tau_0^2 g^2 \rho},$$

где ΔN_s — абсолютное приращение мощности; r_s — амплитуда волны. Диаграммы построены для четырех значений относительной длины волны λ/L при отношении $2\theta_0/\lambda = 0,02$.

При относительной длине волны, равной и меньшей длины судна, приращение Δn достигало максимума не на встречном волнении, а при курсовых углах $\alpha = 30^\circ - 60^\circ$. По мере увеличения числа Фруда приращение Δn возрастало, если $\lambda/L > 1$, и убывало, если $\lambda/L < 1$.

Из других материалов, приведенных в рассмотренной работе, следует, что при встречном волнении Δn достигало наибольших значений при следующих сочетаниях относительной длины волны и числа Фруда:

λ/L	1,1	1,2	1,3	1,4
Fr	0,32	0,34	0,38	0,22

Нетрудно убедиться, что при этих соотношениях кажущийся период волны

$$T_{\text{ка}} = \frac{\lambda}{u + c},$$

где c — скорость волны, близок собственным периодам продольно-угловых и вертикальных колебаний T_θ и T_γ .

О влиянии курсового угла, под которым судно встречает волнение, можно также судить по рис. 4.11, на котором приведены диаграммы, заимствованные из работ Г. Азросена [43], [48]. На диаграммах, построенных по данным натурных испытаний сухогрузных судов «Лубубашин», «Жадотилья», «Эмизабет» (в дальнейшем они обозначаются первой буквой названия), приведены кривые приращения мощности на малу $\Delta N/N$ (при постоянной скорости) и снижения скорости $\Delta v/v$ (при постоянной мощности) в зависимости от балльности ветра и курсового угла судна по отношению к волнению. Квадраты курсовых углов обозначены римскими цифрами (I—IV).

Особенности судов можно характеризовать следующими показателями:

Судно	L	B	T	S	Ф	N	В
«Л»	136	18,6	7,81	0,699	0,703	6000	15,0
«Ж»	156	21,1	8,30	0,672	0,690	9500	16,5
«Э»	192	25,3	10,20	0,730	0,776	13 900	16,0

Рисунок показывает, что по мере увеличения курсового угла α от нуля (встречное волнение) до 180° неблагоприятное влияние ветра и волнения становится менее ощутимым. При силе ветра 4—6 баллов и попутном волнении ($\alpha = 150^\circ - 210^\circ$) скорость рассматриваемых судов несколько увеличилась, а мощность, необходимая для поддержания определенной скорости, снижалась. При более сильном ветре ходовые показатели судов на попутном волнении ухудшались.

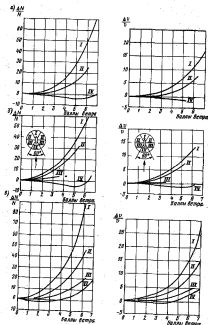


Рис. 4.11. Кривые приращения мощности и потери скорости хода в зависимости от балльности ветра и курсового угла для судов «Жадотилья» (а), «Эмизабет» (б) и «Лубубашин» (в).

Размеры обычных и штормовых волн в отдельных бассейнах более или менее стабильны. Поэтому после увеличения длины судна более некоторого предела вероятность встречи волн, имеющей длину, равную или большую, чем длина судна, снижается. Этим объясняется то, что на встречном волнении более крупное судно «бежит» себя лучше, чем судно «А», несмотря на больший коэффициент общей полноты первого судна.

§ 4.3. Определение скорости судна в средних эксплуатационных условиях и запаса мощности, необходимого для поддержания заданной эксплуатационной скорости хода

Практические данные, приведенные в предыдущих параграфах, позволяют определить вероятное снижение скорости проектируемого судна в средних эксплуатационных условиях или же, при другой постановке задачи, рассчитать запас мощности, необходимый для обеспечения заданной эксплуатационной скорости. В дальнейшем эти задачи рассматриваются без учета сопротивления, вызванного обтеканием и коррозией корпуса. Предполагается, что влияние этих факторов учитывается введением поправочных слагаемых в соответствии с предполагаемыми условиями эксплуатации судна.

В каждом частном случае для строгого решения сформулированной задачи необходимо предварительно определить долгосрочное распределение показателей ходкости судна на нерегулярном волнении с учетом вероятных курсовых углов судна по отношению к ветру и волнению. Для этого можно воспользоваться данными натурных или модельных испытаний судов на волнении. Во втором случае необходимо дополнительно учесть влияние ветра и перекачки воды, а если речь идет о буксировочных испытаниях моделей — также эффективность работы гребных винтов и главных механизмов на волнении. В тех случаях, когда исходные данные получены путем испытаний моделей на регулярном волнении, дополнительно учесть подлежат также влияние нерегулярности волнения.

В принципиальном аспекте сформулированная задача рассмотрена в работе автора¹ (§ 4 и 5 главы четвертой). В дальнейшем изложении она рассматривается в упрощенной постановке, позволяющей получить приближенное решение. Для этого подставим в формулу (4.1) вместо произвольной скорости на волнении $v_{\text{в}}$ эксплуатационную скорость v , а вместо приведенной мощности $N_{\text{пр}}$ — мощность энергетической установки $N_{\text{в}}$, при которой судно на такой

волне развивает эксплуатационную скорость v . Тогда коэффициенты снижения скорости и приращения мощности выразятся формулами

$$k_v = \frac{\Delta v}{v_{\text{в}}} = \frac{v_{\text{в}} - v}{v_{\text{в}}}; \quad (4.2)$$

$$k_N = \frac{\Delta N}{N_{\text{в}}} = \frac{N - N_{\text{в}}}{N_{\text{в}}}. \quad (4.3)$$

Кроме того, введем понятие об эквивалентной силе ветра и эквивалентном волнении, которые в приближенных расчетах ходкости приводят к тем же результатам, что и подробные расчеты, учитывающие распределение этих характеристик во времени. Эквивалентной силой ветра и эквивалентными размерами волн естественно считать значения этих величин, отличающихся наибольшей повторяемостью, или же их средние значения. Практически оба эти показателя мало отличаются друг от друга.

На рис. 4.12 приведена диаграмма Ролла, заимствованная из [117]. Диаграмма, характеризующая распределение силы ветра в Северной Атлантике на протяжении года, показывает, что наибольшей повторяемостью в этом бассейне отличается пятибалльный ветер. Рассматривая эту величину как характеристику эквивалентного ветра в Северной Атлантике, найдем, руководствуясь шкалами ветра и волнения, действующими в Советском Союзе, что такой повторяемости соответствует скорость ветра

$$u_e = 7,5 - 9,8 \text{ м/с}$$

и высота волн трехпроцентной обеспеченности

$$H_{3\%} = 1,25 - 2,00 \text{ м.}$$

Отметим также, что при пятибалльном ветре (см. табл. 12 в работе, указанной в ссылке на стр. 108) длина волн лежит в пределах

$$\lambda = 39 - 76 \text{ м.}$$

Таким образом, в среднем можно принять

$$h = 1,6 \text{ м}; \quad \lambda = 60 \text{ м.}$$

Для экваториальной части Атлантического и Тихого океанов, а также для северной части Индийского океана представляется

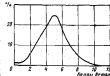


Рис. 4.12. Распределение силы ветра в Северной Атлантике по Роллу

¹ Ногин Л. М. Остойчивость судна в его поведении на волнении. М., «Судостроение», 1965.

возможным исходить из эквивалентной силы ветра в 4 балла и эквивалентной высоты волн $h_N = 1$ м. Среднегодовые условия плавания и других бассейнах можно установить по данным о распределении высоты волн, приведенным в табл. 10 и 11 (см. список на с. 108).

При принятых допущениях коэффициенты потерь скорости и приращения мощности на встречном волнении выражаются формулами

$$k_0^I = (k_0^I)_{\max}; \quad (4.4)$$

$$k_N^I = (k_N^I)_{\max},$$

в которых индекс «I» показывает, что судно встречает волнение на встречных курсовых углах, а индексами «max» отмечены эквивалентные значения рассматриваемых коэффициентов.

В практических расчетах все курсовые углы судна по отношению к волнению обычно предполагаются равновероятными. При таком допущении можно принять средние значения коэффициентов k_0 и k_N приближенными зависимостями

$$k_0 = \frac{1}{2} (k_0^I)_{\max}; \quad (4.5)$$

$$k_N = \frac{1}{2} (k_N^I)_{\max}.$$

Для проверки формулы (4.5) обратимся к курсу Г. Воссерса [117], в котором приведены средние эксплуатационные значения коэффициента k_N , полученные детальным расчетом для судов «Л», «В» и «Э». Расчет выполнен исходя из условий плавания в Северной Атлантике в предположении, что все курсовые углы судна по отношению к ветру и волнению равновероятны. Расчет базируется на данных, вытекающих из диаграмм Аэртсена и Ролла (см. рис. 4.11 и 4.12).

Ниже приведены значения k_0^I для силы ветра в 3 балла, связанные с диаграмм Аэртсена, значения k_N , рассчитанные по формуле (4.5), и значения k_N , полученные Г. Воссерсом:

Сила	k_0^I	$k_N = \frac{1}{2} (k_N^I)_{\max}$	По Воссерсу k_N
«Л»	45	22	33
«В»	36	18	12
«Э»	32	17	15

Значения коэффициента k_N , полученные приближенным и детальным расчетом, удовлетворительно согласуются друг с другом, что подтверждает возможность пользоваться формулой (4.5).

Получено также в виду, что при обычных соотношениях между скоростью на тихой воде и эксплуатационной скоростью можно пользоваться приближенной формулой

$$(1 + k_0) = (1 + k_N)^{1/2}, \quad (4.6)$$

вытекающей из соотношения

$$\frac{N}{N_0} = \left(\frac{v_0 + v}{v} \right)^4.$$

Формулу (4.6) можно представить в виде

$$k_0^I = (1 + k_N^I)^2 - 1, \quad (4.7)$$

где $i = I + IV$ — номер квадранта, характеризующий курсовые углы судна по отношению к волнению.

Ниже диаграмма Аэртсена (см. рис. 4.11) использована для проверки формулы (4.7) исходя из двух предположений о силе ветра.

При силе ветра 5 баллов

Сила	$(1 + k_0^I)$ по диаграмме	$100 k_N^I$ из формулы (4.7)	$100 k_0^I$ по диаграмме
«Л»	1,46	10,0	8,6
«В»	1,33	7,0	6,5
«Э»	1,38	9,6	8,4

При силе ветра 3 балла

Сила	$(1 + k_0^I)$ по диаграмме	$100 k_N^I$ по формуле (4.7)	$100 k_0^I$ по диаграмме
«Л»	1,88	16,0	16,0
«В»	1,50	11,1	11,0
«Э»	1,55	11,2	12,5

Приведенные данные показывают, что формулой (4.7) можно пользоваться для приближенных расчетов.

Возвращаясь к расчету Воссерса, отметим, что полученные им данные мало отличаются от результатов, к которым приводит диаграмма на рис. 4.11, если силу ветра принять равной четырем баллам. Поэтому можно считать, что диаграмма Аэртсена для четырехбалльного встречного ветра, приведенная на рис. 4.8, характеризует средние условия плавания в Северной Атлантике в тех случаях, когда все курсовые углы судна предполагаются равновероятными. Можно применять также диаграмму Аэртсена для низкابلльного ветра, если результаты, к которым она приводит, умножить в два раза.

Для упрощения расчетов, связанных с определением коэффициентов k_0 и k_N в тех случаях, когда в основу принимаются модельные испытания на регулярном волнении, А. И. Вознесенский и Г. А. Фарсов [91] предложили использовать распределения высоты

и длин видимых волн. В этом случае можно определить среднее приращение буксировочной мощности по формуле:

$$\Delta W = \frac{\Sigma \Delta W_i t_i}{\Sigma t_i},$$

где ΔW_i — приращение мощности, вызванное регулярными волнами, действовавшими на протяжении промежутка времени t_i .

Аналогичную формулу можно, очевидно, написать также и для потерь скорости хода.

§ 4.10. Средние коэффициенты потери скорости и приращения мощности

В практических расчетах широко применяют средние коэффициенты потери скорости и приращения мощности, численные значения которых установлены путем анализа записей в вахтенных журналах и попутных наблюдений на судах в эксплуатационных условиях. В связи с этим уместно отметить, что еще сравнительно недавно необходимый запас мощности энергетической установки учитывали следующим процентным прибавкам к мощности на тихой воде, предложенными Г. Кемпфом в 1937 г.:

Северная Атлантика. Рейс в восточном направлении, летом и зимой соответственно	15; 20
Северная Атлантика. Рейс в западном направлении, летом и зимой соответственно	20; 30
Тихий океан	15—30
Южная Атлантика	12—18

Суда, обследованные Г. Кемпфом для получения средних цифр, были сравнительно тихозидны, и потому в настоящее время и цифрам, которые он предложил, нужно подходить критически.

В Правилах Морской комиссии США проектная эксплуатационная скорость судна рассматривается как скорость на испытании при проектной осадке и мощности механизмов, равной 80% от эксплуатационной мощности. Этим устанавливается следующее соотношение между мощностью N_0 и эксплуатационной мощностью энергетической установки:

$$N = 1,25N_0.$$

Для дизельных судов правила предусматривают дополнительную десятипроцентную надбавку к эксплуатационной мощности, которая не распространяется на турбинные суда, поскольку паровые турбины меньше подвержены старению и более приспособлены к поддержанию постоянной скорости судна на протяжении плавания. Таким образом, для дизельных судов

$$N_{диз} = 1,10N = 1,37N_0.$$

Глава пятая

КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛНОТЫ И СООТНОШЕНИЯ ГЛАВНЫХ РАЗМЕРЕНИЙ СУДА

§ 5.1. Предварительные замечания

Коэффициенты теоретического чертежа и соотношения главных размерений, которыми оперируют в проектных разработках, оказывают влияние, с одной стороны, на ходовые качества судна, а с другой стороны — на его остойчивость, мореходность, массу корпуса, водоизмещение.

В первоначальных исследованиях, связанных с определением масс, входящих в нагрузку судна, влиянием многих показателей, характеризующих форму судна, можно пренебречь. К числу таких показателей, относительно мало влияющих на массы или вообще не сказывающихся на них, относятся коэффициенты полноты киль-шпангоута и грузовой ватерлинии, обшеса центра ватерлинии, относительная длина цилиндрической атаки, угол притыкания грузовой ватерлинии к диаметральной плоскости и т. д. Численные значения подобных величин задают в основном исходя из требований, связанных с ходовыми качествами судна, на основе эмпирических зависимостей, позволяющих приблизительно выбрать подходящее решение.

Иначе обстоит дело с выбором таких показателей, как коэффициент общей полноты, относительная длина судна, отношение его длины к ширине и т. д., оказывающих существенное влияние как на сопротивление воды движению судна, так и на массу корпуса. В этом случае возникает вопрос о возможных вариантах решения задачи, а следовательно, и о водоизмещении, полезности механизмов и других технических и экономических показателях судна в каждом варианте.

Несмотря на успехи достигнутые на протяжении последних десятилетий в разработке теории волнового сопротивления, наши представления о закономерностях, определяющих остаточное сопротивление, основываются и в настоящее время главным образом на результатах испытаний систематических серий моделей. Естественно, что модельными экспериментами нельзя охватить все возможные изменения формы судна в широком диапазоне относительных скоростей. Таким образом, возникает необходимость конкретизировать задачу, ограничив ее рассмотрением лишь типичных комбинаций применительно к судам определенного типа в интервале скоростей, имеющих практическое значение. Однако и такое су-

жение задачи не устраняет полностью значительных трудностей, связанных с обобщением экспериментальных данных, поскольку при изучении влияния отдельных факторов на сопротивление воды движению судна принцип наложения оказывается чаще всего недействительным. В соответствии с этим выводы, вытекающие из отдельных серийных испытаний моделей с закономерно изменяющимися элементами корпуса, могут быть, строго говоря, применены лишь при определенных предположениях о форме судна в целом.

Несмотря на эти обстоятельства, влияние главных параметров формы, определяющих сопротивление воды движению судна, изучено сравнительно полно. К числу таких параметров, которые оказывают наиболее существенное влияние на сопротивление, относятся коэффициенты обшей и продольной полноты, соотношения главных размерений судна, положение центра величины по длине судна.

Экспериментальные данные позволяют выявить применительно к проектируемому судну не только качественное, но и, в известной степени приближенно, количественное влияние этих параметров. Достаточно полно с практической точки зрения исследован также вопрос о взаимодействии гребного вала и корпуса судна. Все это в каждом частном случае открывает возможность комплексного изучения корпуса с выборе главных элементов судна с учетом гидромеханических условий, соотношений компонентов нагрузки, экономических показателей и требований, предъявляемых к различным свойствам судна.

Изменения судовых обводов, уменьшающие буксировочное сопротивление, могут привести к снижению скорости хода в реальных условиях эксплуатации, вследствие ухудшения поведения судна на возмущающем море или уменьшения пропульсивного коэффициента. Поэтому качество формы корпуса следует оценивать, учитывая все три аспекта вопроса о ходкости судна.

Независимо от этого во многих случаях оказывается целесообразным отступить в известной мере от решений, которые представляются оптимальными для ходовых качеств судна для того, чтобы улучшить другие его качества.

Такие соображения могут быть вызваны стремлением улучшить устойчивость или сделать кампу проектируемого судна более плавной, упростить технологический процесс постройки корпуса, улучшить дифферентную или размешение оборудования, обеспечить более выгодное использование кубатуры грузовых трюмов и т. д. В подобных случаях для того, чтобы принять правильное решение, необходимо хотя бы приблизительно оценить, как скажутся отступления от оптимальной формы корпуса на сопротивлении воды движению судна и его пропульсивных качествах.

В настоящей главе наряду с практическими рекомендациями, вытекающими из исследований ходкости судна, приводятся статистические зависимости, характеризующие соотношение элементов построенных судов. В отношении таких закономерностей следует

отметить, что при обработке первичных статистических данных, характеризующих форму судна, наблюдаются значительные отклонения частных значений искомых величин от их средних значений. Поэтому уместно пользоваться статистическими зависимостями лишь в первоначальных расчетах. Независимо от этого статистические последования представляют интерес также и для выяснения общего характера изучаемых закономерностей, которые с течением времени постепенно изменяются.

Для уточнения элементов судна, намеченных в начальных стадиях разработки проекта, целесообразно прибегать к технико-эксплуатационным расчетам, охватывающим ряд вариантов решения задачи. Степень достоверности подобных расчетов зависит от точности, с которой определены массы, стоимость постройки, ходовые и другие показатели сопоставляемых вариантов судна.

В результате анализа опубликованных данных о серийных испытаниях моделей и вращении материалов опытовых бассейнов обычно после определения элементов проектируемого судна удается подобрать подходящую модель, которую можно принять в основу нового проекта. Проектирование остается путем незначительного изменения исходной формы привести ее в соответствие с разработанным проектом.

При выборе в качестве прототипа какой-либо модели систематической серии не следует забывать, что при разработке таких серий, предназначенных для изучения влияния тех или иных параметров на сопротивление и пропульсивный коэффициент, не ставится задача укомплектовать серию моделями, обладающими наилучшими ходовыми качествами. Поэтому, если одна из моделей, вошедших в серию, используется в качестве прототипа, для дальнейшего улучшения обводов и уточнения расчетных цифр целесообразно прибегать к помощи опытовых бассейнов.

§ 5.2. Качественно точные кривые буксировочного сопротивления

Общие указания. При проектировании грузовых и грузопассажирских судов различного назначения целесообразно применять наибольшие допустимые значения коэффициента обшей полноты. Это позволяет создать судно, которое при фиксированных главных размерениях будет обладать максимально возможной грузоподъемностью. Чемзерно больший коэффициент обшей полноты приводит к несораздному возрастанию мощности механизмов, и, как следствие, к ухудшению экономичности эффективности судна.

О предельно допустимых значениях коэффициента обшей полноты можно в известной мере судить по кривым сопротивления

$$\xi; C[C]; C_a = f(Fr), \quad (5.1)$$

построенным для ряда конкретных значений этого коэффициента. Рассматривая такие кривые, мы замечаем, что начиная с некото-

рой точки, сопротивление быстро возрастает по мере увеличения скорости хода. Чем толще судно, тем при меньшей относительной скорости наступает это явление.

Скорости и числа Фруда, соответствующие таким точкам, в дальнейшем называются критическими. Ниже критических точек сопротивление изменяется пропорционально скорости в степени 2—3. Если же скорость превышает критическую, сопротивление возрастает пропорционально скорости в степени 4—5. Поэтому при выборе коэффициента общей полноты в начальных стадиях разработки проекта естественно исходить из предположения, что эксплуатационная

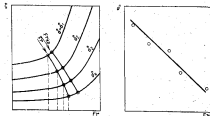


Рис. 5.1. Серия к вопросу о критических и экономических значениях коэффициента δ

тация судна при скоростях, превышающих критическую или слишком близких к ней, экономически невыгодна, так как требует чрезмерного увеличения мощности механизмов.

Определив для данного коэффициента общей полноты критическую скорость $v_{кр}$, нетрудно исходить из практических соображений установить соответствующую ей эксплуатационную скорость v и скорость на испытаниях v_i . Поэтому рациональное значение коэффициента общей полноты можно определять в зависимости от числа Фруда, отмеченных и любой из этих скоростей.

В дальнейшем числа Фруда, соответствующие скоростям $v_{кр}$, v , v_i , обозначаются соответственно символами $Fr_{кр}$, Fr , Fr_i . Коэффициенты δ , установленные исходя из критических точек, называются экономическими коэффициентами общей полноты.

Для пояснения сказанного в левой части рис. 5.1, проведены гипотетические кривые сопротивления $\xi = f(Fr)$ серии моделей, отличающихся коэффициентами δ . На каждой кривой нанесены точки, соответствующие критическим и эксплуатационным значе-

ниям числа Фруда. Условная кривая $\delta = f(Fr)$, соответствующая этому построению, представлена в правой части рассматриваемого рисунка.

Кроме коэффициента общей полноты, на положение критических и экстремальных точек оказывают влияние и другие параметры, определяющие форму судна. Из них наиболее существенное значение имеет абсцисса центра плавучести. В сравнительно небольшой степени сказывается отношение длины судна к его ширине. Влияние других параметров незначительно и не поддается точному учету, однако весь комплекс показателей, определяющих форму судна, сказывается на положении критических и экстремальных точек.

Способы определения критической скорости. Положение критических точек на кривых сопротивления можно определять на глаз, однако ощущается потребность в стандартном способе решения этой задачи, обеспечивающем получение единообразных результатов. На практике применяют несколько таких способов. В курсе Вил-Ламмерена, Тростра и Конинга [8] наложен способ определения положения критических точек, принятый Валентиновским опытным бассейном. Как показано на рис. 5.2, критическая точка по этому способу определяется пересечением двух касательных к кривой буксировочного сопротивления, построенной в форме

$$r_a = \frac{R}{v^2 v^2} = f\left(\frac{Fr}{v^2}\right).$$

При таком представлении данных о сопротивлении воды данному судну кривые сопротивления отличаются резким изменением формы, что облегчает нахождение критической скорости. Задача становится менее определенной при более плавных кривых сопротивления.

Вил-Ламмерен считает, что скорость на испытаниях целесообразно принимать равной критической скорости хода. Что же касается эксплуатационной скорости, то, в соответствии с рекомендацией Дж. Кента, Вил-Ламмерен принимает для тихоходных судов

$$v = v_{кр} - 1,0$$

при измерении скорости в узлах, а для сравнительно быстроходных транспортных судов

$$v = v_{кр} - 0,5.$$

Исходя из этих данных и учитывая типы судов, которые рассматривал Дж. Кент, можно считать, что предложенному им способу определения эксплуатационной скорости хода соответствуют приблизительно отношения $Fr/Fr_{кр} = 0,93$ при $Fr = 0,18$ и $Fr/Fr_{кр} = 0,97$ при $Fr = 0,25$.

По А. Сильверлифу и Дж. Лаусону [102] критической скорости (которую называют ее граничной скоростью) соответствует на кривой $\xi = f(Fr)$ точка, после которой кривая начинает отделяться от

касательной тем, как это показано на рис. 5.3.¹ Авторы рекомендуют принимать эксплуатационную скорость равной граничной скорости.

Построение Сальверлафа—Дэусона также не отличается желательной степенью определенности.

Для вычисления экономической скорости по кривой сопротивления можно воспользоваться критерием Тростта [113], согласно которому граничная скорость, или, иначе говоря, устойчивая скорость хода v в средних эксплуатационных условиях, предпологается равной скорости на такой воде при мощности механизма

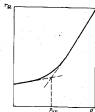


Рис. 5.2. Определение критической скорости по Ван-Дамерсу

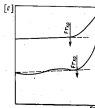


Рис. 5.3. Определение критической точки по Сальверлафу—Дэуэну

$N_{0.8}$, сниженной на 20% по сравнению с нормальной мощностью N . Последний соответствует скорости на тихой воде $v_{0.8}$, которая связана по Л. Тростту со скоростью v соотношением

$$\frac{N_{0.8}}{N} = \left(\frac{v}{v_{0.8}} \right)^4.$$

Из этой формулы следует, что, пренебрегая изменением пульсационного коэффициента, можно принять

$$\frac{R_{0.8}}{R} = \left(\frac{v}{v_{0.8}} \right)^3; \quad \frac{[C]_{0.8}}{[C]} = \frac{v}{v_{0.8}}. \quad (5.2)$$

Кроме того,

$$\frac{v_{0.8}}{v} = \left(\frac{1}{0.8} \right)^{1/3} = 1.057. \quad (5.3)$$

¹ Практически к тем же результатам приводит кривая $\xi = f(v)$.

Далее Л. Тростт принимает, что в интервале скоростей от 0,9 v_0 до v_0 сопротивление возрастает пропорционально скорости в степени 2,5. В соответствии с этим при $v_1 = 0,9 v$

$$\frac{N_1}{N} = \left(\frac{v_1}{v} \right)^{2.5} = 0.69.$$

Критерий Тростта согласуется с Правилами Морской комиссии (Maritime Administration) США для судов, построения которых субсидируется правительством. Согласно этим правилам проектная эксплуатационная скорость судна принимается равной скорости на испытаниях при мощности энергетической установки, сниженной на 20% по сравнению с нормальной (эксплуатационной) мощностью — для теплоходов и по сравнению с максимальной длительной мощностью — для судов с паротурбинными энергетическими установками.

Максимальная мощность главных двигателей должна превосходить нормальную на 10%.

Изложенные требования соответствуют распространенным взглядам на необходимый запас мощности энергетической установки. При более строгом подходе

к определению этой величины следует учитывать (см. главу четвертую), что запас мощности энергетической установки, необходимый для поддержания (в среднем) эксплуатационной скорости хода, может изменяться в широких пределах в зависимости от коэффициента общей полноты корпуса, качества обводов, размеров судна и гидрометеорологических условий в районах его эксплуатации.

В дальнейшем изложении критическая скорость, как и в курсе автора [26], отождествляется с эксплуатационной скоростью хода, причем предполагается, что в критической точке сопротивление начинает возрастать быстрее кубе скорости. При таком допущении удобно определять эксплуатационную скорость по минимуму одной из кривых

$$\frac{W}{F_1^2}; \quad \frac{R}{P^2}; \quad \frac{1}{P}; \quad \frac{[C]}{P} = f(v),$$

где W — буксировочная мощность.

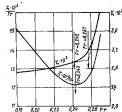


Рис. 5.4. Составление способов определения эксплуатационной скорости на испытаниях

В рассматриваемом случае кривые $\zeta/Fr = f(Fr)$ и $ICV/Fr = f(Fr)$ совпадают, поскольку для данного судна при $Fr = 1$ идео коэффициент ζ пропорционален адмиралтейскому коэффициенту (C).

На рис. 5.4 в качестве примера приведены кривые $\zeta \cdot 10^4 = f(Fr)$ и $\zeta \cdot 10^4/Fr = f(Fr)$, характеризующие сопоставление модели серии «Б» с коэффициентом полноты $\delta = 0,55$. Кривые построены по данным, приведенным в работе Ф. Тодда [111]. На первой из них отмечены стрелками числа Фруда $Fr_a = 0,242$ и $Fr_b = 0,257$, полученные соответственно построением Силверлифа—Дэусона и Ватенингского бассейна. В настоящем случае $Fr_a/Fr_b = 1,05$, что приблизительно соответствует соотношению, принятому Тростом.

Кривая $\zeta \cdot 10^4/Fr = f(Fr)$ на рассматриваемом рисунке достигает минимума при числе Фруда $Fr_a = 0,243$, что незначительно отличается от результата, полученного по способу Силверлифа—Дэусона.

§ 5.3. Анализ кривых бурсового сопротивления

Определение критических точек. На рис. 5.5 представлено семейство кривых $ICV/Fr_a = f(Fr)$, построенных по данным испытаний серии моделей BSRA (Братской судостроительной исследовательской ассоциации) с коэффициентом $\delta = 0,625 \sim 0,825$. Исходные материалы для построения кривых заимствованы из работы Х. Льюиса и М. Паркера [78]. Экстремальные точки кривых, форма которых изменяется закономерно, оказались взаимно обмениваясь общей кривой, выражающей зависимость критических значений коэффициента общей полноты от числа Фруда.

Те же исходные данные воспроизведены на рис. 5.6 в виде кривых удельного сопротивления $R/D = f(Fr)$ при числе Фруда и качестве параметра. Наряду с ними нанесены кривые, объединяющие критические ($\delta_{кр}$) и оптимальные по сопротивлению ($\delta_{опт}$) значения коэффициента общей полноты. Аналогичная диаграмма, построенная по данным испытаний основных моделей серии «Б» Тодда [111], приведена на рис. 5.7.

При малых числах Фруда коэффициенты $\delta_{кр}$ на рис. 5.6 и 5.7 намного превосходят значения коэффициента $\delta_{опт}$. По мере увеличения числа Фруда кривые $\delta_{кр} = f(Fr)$ и $\delta_{опт} = f(Fr)$ сближаются и на рис. 5.7 сливаются при числе Фруда $Fr \approx 0,26$.

Кривые $ICV/Fr_a = f(Fr)$, приведенные на рис. 5.8, построены по данным испытаний японского опытового бассейна, опубликованные в работе Японской судостроительной ассоциации [55]. Кривые охватывают интервал более высоких чисел Фруда и меньших коэффициентов общей полноты $\delta = 0,55 \sim 0,65$, чем кривые на трех предыдущих рисунках.

Нижняя диаграмма на рис. 5.8 относится к судам с традиционными обводами. В верхней части рисунка эта диаграмма представ-

лена в переработанном виде применительно к судам с бульбовыми обводами. Влияние бульбы учитывалось с помощью графика Силверлифа—Дэусона [102]. При построении диаграмм перемичные данные использованы в переработанном виде, так как они представлены в работе Л. М. Ногма и А. В. Бромникова [23]. В последней они пересчитаны на базе коэффициентов трения Шлихтинга и отнесены к голому корпусу судна длиной 160 м и отношениями $L/B = 6,96$; $B/T = 2,5$.

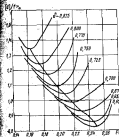


Рис. 5.5. Определение критических точек на кривых сопротивления моделей серии BSRA

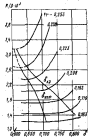


Рис. 5.6. Кривые $R/D \cdot 10^4 = f(Fr)$ по данным испытаний моделей серии BSRA. Критические $\delta_{кр}$ и оптимальные по сопротивлению ($\delta_{опт}$) значения коэффициента общей полноты

Диаграммы на рис. 5.8 показывают, что при $\delta < 0,60$ кривые $ICV/Fr_a = f(Fr)$ пересекаться и ложатся менее закономерно, чем кривые, полученные для более высоких значений коэффициента общей полноты. При переходе от традиционных обводов к бульбовым критические точки смещаются в направлении более высоких чисел Фруда.

Диаграмма на рис. 5.9 иллюстрирует влияние изменения положения центра тяжести на длину судна на положение критических точек. Диаграмма построена по данным испытаний моделей серии «Б», приведенным в работе Ф. Тодда и П. Пина [110]. Критические точки определены для коэффициентов $\delta = 0,60$; $0,75$; $0,80$ при трех значениях абсциссы центра тяжести, измеренной в процентах от длины судна. Сплошными линиями проведены кривые ζ/Fr_a

с абсциссой центра величины

$$x = x_0 = 20 (\delta = 0,675),$$

как это принято для основных моделей серии BSRA, а пунктирными линиями для моделей с абсциссой $x = x_0 \pm 1\%$.

Рисунок показывает, что для толстых моделей изменение абсциссы на величину $\Delta x = \pm 1\%$ сопряжено с изменением критиче-

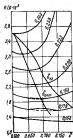


Рис. 5.7. Кривые $R/D \times 10^3 = f(\delta)$ по данным испытаний моделей серии «60». Критические ($\delta_{кр}$) и оптимальные по сопротивлению ($\delta_{опт}$) значения коэффициента общей полноты

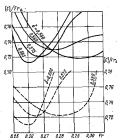


Рис. 5.8. Определение положения критической точки на базе оригинальных (—) и перестроенных (---) кривых сопротивления моделей классической серии

жизелье Тейлора¹ $f > 0,11$, приведенные в работе Дж. Мунтисерфа [93]. Данные испытаний относятся к этой работе к голому корпусу судна длиной $L = 244$ м и отношениями $L/B = 6,50$; $B/T = 2,65$; $x = +2,0\%$. Подобные соотношения главных размеров и положение центра величины характерны для крупных современных танкеров и рудоземов.

При одинаковом коэффициенте общей полноты переход от традиционных обводов к цилиндрическим сопровождается возрастанием критического числа Фруда. Так, например, если $\delta = 0,825$,

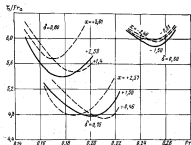


Рис. 5.9. Определение положения критических точек в зависимости от абсциссы центра величины на базе кривых сопротивления моделей серии «60»

ского числа Фруда в среднем на $\Delta Fr = \pm 0,0125$. Сохраняя же эксплуатационную скорость судна и соответствующее ей число Фруда постоянным, можно изменить коэффициент общей полноты на величину $\Delta \delta = \pm 0,025$. При коэффициенте общей полноты $\delta = 0,6$ продольное перемещение центра величины мало сказывается на положении критических точек.

В отличие от рис. 5.5—5.7 и 5.9, которые относятся к судам с традиционными обводами, кривые $W/Fr^2 = f(Fr)$ на рис. 5.10 рассчитаны по данным испытаний моделей с цилиндрическим носом. Для построения диаграммы использованы кривые мощности буксировки W моделей с коэффициентами $\delta = 0,825$ и $\delta = 0,850$ при по-

критическом числе Фруда для моделей с традиционными обводами (см. рис. 5.5) равно $Fr = 0,163$, а для модели с цилиндрическим носом при том же коэффициенте общей полноты $Fr = 0,175$. Положительный эффект позволяет эксплуатировать полные суда с цилиндрическими обводами при более высоких числах Фруда. Если же число Фруда сохраняется постоянным, достаточно увеличить коэффициент δ судна с цилиндрическим носом.

При коэффициентах $\delta > 0,82$ цилиндрические обводы приводят к более благоприятным результатам также и по сравнению с булыговыми обводами. Одна работа В. М. Штумфа, А. Ф. Пустош-

¹ Показатель Тейлора выражает фактическую площадь плангута у носового перекрижника, подсчитанную в долях площади модель-плангута, в предположении, что затеряны все высоты скруглений.

ного и Ю. С. Базилевского [104] показала, что при коэффициентах $\delta = 0,78 \div 0,80$ и подходящих соотношениях главных размерений судна с таранным булем отличается меньшим сопротивлением, чем суда с традиционными и цилиндрическими обводами.

Экстремальные точки. Как отмечалось (см. рис. 5.5 и 5.7), кривые, объединяющие критические и экстремальные значения коэффициента δ , сближаются по мере увеличения числа Фруда.

При проектировании грузовых и грузопассажирских судов естественно ориентироваться на более высокие значения коэффициента δ . При проектировании же пассажирских судов представляется целесообразным принимать меньше из двух значений этого коэффициента.

Если другие соображения (например, связанные с расположением помещений) не приводят к еще меньшим значениям.

Для определения экстремальных точек на кривых сопротивления быстроходных грузовых судов ниже жарду с уплывающей ранее работой японского бассейна использованы экспериментальные данные, приведенные в работах Х. Нордстрема [95] и Е. Фрейманиса — Х. Лиллгрена [62], [64]. В переработанном виде эти данные содержатся в уже отмеченной работе Л. М. Ногиды и А. В. Бронникова, где влияние носового буля учтено с помощью графика Сильверлифа—Джоуна [102].

Рис. 5.10. Кривые $W'/a^3 = f(Fr)$ судов с цилиндрическими носом

Нижне для определения положения экстремальных точек на кривых сопротивления двухантовых пассажирских судов использована также статья Е. Тамлера [106] с кривыми, перестроенными по графику Мура в работе Р. Тернера, М. Харпера и Д. Мура [114]. График Мура основывается на данных испытаний около 200 моделей судов с коэффициентами $\delta = 0,52 \div 0,62$.

Осмысленные работы позволяют установить, что в интервале чисел Фруда $Fr = 0,24 \div 0,27$ кривые $R/D \cdot Fr^2 = f(\delta)$ достигают минимума при следующих значениях коэффициента общей полноты:

При традиционных обводах				
Fr	0,24	0,25	0,26	0,27
$\delta^{(a)}$	0,630	0,630	0,607	0,580
$\delta^{(b)}$	0,632	0,635	0,587	0,568

1 Символы $\delta^{(a)}$ и $\delta^{(b)}$ отмечены коэффициентами обшей полноты моделей японской и шведской серий.

При бульбовых обводах				
Fr	0,24	0,25	0,26	0,27
$\delta^{(a)}$	0,635	0,635	0,607	0,583
$\delta^{(b)}$	0,640	0,630	0,595	0,580

На двухантовых судах				
Fr	0,250	0,260	0,270	0,275
δ	0,623	0,603	0,570	0,560
				0,544

Полученные данные показывают, что японские испытания приводят к несколько более высоким значениям оптимального по сопротивлению коэффициента δ , чем испытания шведского бассейна. При замене традиционных обводов бульбовыми коэффициент δ_{opt} возрастает приблизительно на $\Delta\delta = 0,005$, если $Fr = 0,25$, и на $\Delta\delta = 0,012$, если $Fr = 0,27$. При одинаковых числах Фруда коэффициенты δ_{opt} одноантовых и двухантовых судов мало отличаются друг от друга.

§ 5.4. Коэффициент обшей полноты

Современные суда дальнего плавания. Рекомендуемые в технической литературе значения коэффициентов обшей полноты грузовых судов выражены большей частью линейными зависимостями вида

$$\delta = a - bFr; \quad (5.4)$$

$$\delta = a_1 - b_1Fr_a,$$

где a и b — численные коэффициенты; Fr и Fr_a — числа Фруда, отнесенные соответственно к эксплуатационной скорости хода и скорости на испытаниях.

В ряде формул коэффициенты b и b_1 приняты равными. В подобных случаях равенство

$$\frac{\Delta Fr}{Fr_a} = \frac{Fr_a - Fr}{Fr_a} = \frac{1}{Fr_a} \cdot \frac{a_1 - a}{b} \quad (5.5)$$

позволяет выводить предположики о снижении скорости судна в средних эксплуатационных условиях, принятые при выводе формулы (5.4).

А. Збр [48] предложил определять коэффициент обшей полноты одноантовых транспортных судов по формулам

$$\delta = 1,05 - 1,68Fr; \quad (5.6)$$

$$\delta = 1,08 - 1,68Fr_a, \quad (5.7)$$

где Fr и Fr_a — числа Фруда, отнесенные к длине судна между перпендикулярами и подсчитанные соответственно по эксплуатационной скорости и скорости на испытаниях. Пределы применимости формулы (5.7)

$$Fr_a = 0,15 \div 0,30.$$

Из формул (5.5) — (5.7) следует, что в рассматриваемом случае отношения $\Delta R/Fr$, принимаем в зависимости от числа Фруда Fr , следующие значения:

$\frac{Fr}{\Delta R/Fr}, \%$	0,175	0,225	0,275
	10,2	8,0	6,5

Для двухвинтовых судов А. Эйр рекомендует увеличивать коэффициент общей полноты на величину $\Delta\sigma = 0,01$. Впоследствии Эйр предложил рассматривать первый коэффициент формулы (5.6) как переменную величину, которая в зависимости от числа Фруда принимает следующие значения:

Fr	0,150	0,180	0,210	0,240	0,270	0,300
σ	1,040	1,045	1,050	1,055	1,070	1,080

Формулы Эйра широко применялись на протяжении длительного времени, однако в настоящее время они в известной мере устарели. При числах Фруда $Fr \leq 0,28$ лучше согласуются с практическими данными, характеризующими современные транспортные суда, формулы Шугаффа [42]:

$$\delta_0 = 0,967 - 0,470Fr^{(2)} - 3,530[Fr^{(2)}]^2; \quad (5.8)$$

$$\delta_0 = 0,967 - 0,485Fr^{(2)} - 3,915[Fr^{(2)}]^2. \quad (5.9)$$

Если принять в качестве средних соотношений

$$\delta = 1,025\delta_0; \quad Fr = 1,012Fr^{(2)},$$

формула (5.9) представится в виде

$$\delta = 0,992 - 0,501Fr - 3,915Fr^2. \quad (5.10)$$

В интервале чисел Фруда $Fr = 0,20 + 0,28$ приблизительно к тем же результатам приводит модифицированная формула Сильверлифа—Даусона [102], которую можно представить в виде¹

$$\delta = 1,214 - 2,36Fr. \quad (5.11)$$

Авторы отмечают следующие пределы применимости формулы (5.11) для одновинтовых ($n = 1$) и двухвинтовых ($n = 2$) судов:

	$n = 1$	$n = 2$
$\Delta\sigma$	6,4—6,7	6,5—6,5
L/T	19,0—19,0	22,0—27,0
δ	0,50—0,85	0,54—0,80

Отмеченным значениям коэффициента общей полноты соответствуют пределы изменения чисел Фруда $Fr = 0,15 + 0,30$ для одновинтовых и $Fr = 0,18 + 0,29$ для двухвинтовых судов.

От формулы (5.11) мало отличается статистическая формула Бронникова [51]

$$\delta = 1,21 - 2,36Fr, \quad (5.12)$$

¹ В оригинальной формуле Сильверлифа—Даусона число Фруда отнесено к длине судна по конструктивной интерпретации, а коэффициент при числе Фруда равен 2,34.

предназначенная для определения коэффициента δ одновинтовых транспортных судов в более узком интервале чисел Фруда ($Fr = 0,25 + 0,29$). При скоростях хода, соответствующих числам Фруда $Fr = 0,19 + 0,25$, А. В. Бронников предлагает пользоваться зависимостью

$$\delta = 1,07 - 1,68Fr, \quad (5.13)$$

которая отличается от формулы Эйра численным значением первого коэффициента. В переходном районе ($Fr = 0,245 + 0,255$), где раз-

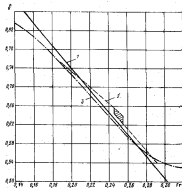


Рис. 5.11. Кривые $\delta = f(Fr)$ по Сильверлифу—Даусону (1), Бронникову (2) и Бенфорду (3).

брос практических точек особенно значителен, можно пользоваться по предложению А. В. Бронникова как формулой (5.12), так и формулой (5.13).

На рис. 5.11 кривые $\delta = f(Fr)$, рассчитанные по формулам Бронникова и Сильверлифа—Даусона, сопоставлены с аналогичной кривой, предложенной Х. Бенфордом [52]. Последняя построена в соответствии с зависимостью $\phi = f(Fr)$ Саузера (см. § 5.6), характеризующей пределы значений коэффициента продольной полноты, принятых на практике. Выбирая численные

значения коэффициента β . Х. Бенфорд руководствовался характеристиками моделей серии «В».

На рис. 5.12 прямая Сильверлифа—Дэусона совпадает с определенной кривой $\delta = f(Fr)$, построенной по Саундерсу, исходя (см. § 5.5 и 5.6) из его предельных кривых $\varphi = f(Fr)$ и рекомендуемых им значений коэффициента $\beta = f(Fr)$. Там же приведены кривые, предложенные Бенфордом и Эйром. В интервале чисел

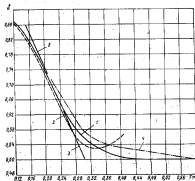


Рис. 5.12. Средственная кривая $\delta = f(Fr)$ по Саундерсу (1). Кривая $\delta = f(Fr)$ по Бенфорду (2) и Сильверлифу—Дэуону (3). Участок кривой Эйра (4).

Фруда $Fr = 0,18 \pm 0,26$ прямая Сильверлифа—Дэуона и кривая Саундерса проводят к близким результатам. При числах Фруда, превышающих $Fr = 0,34 \pm 0,36$, кривая Бенфорда явно занижена.

Критические и экстремальные значения коэффициента общей полноты, полученные в предыдущем параграфе, можно отобразить формулой

$$\delta = 1,23 - 2,44Fr, \quad (5.14)$$

которая действительна для судов с традиционными обводами в интервале чисел Фруда $Fr = 0,16 \pm 0,26$. Во избежание значитель-

ного падения скорости хода на изволнованном море при числах Фруда $Fr \leq 0,18$ ее можно применять лишь к крупным судам.

Для сравнительно небольших тихоходных судов ($L \approx 120$ м) с традиционными обводами и для быстроходных грузовых судов с бульбовыми обводами можно принять

$$\delta = 1,23 - 2,44Fr + 0,14(10,0Fr - 2,8)^2, \quad (5.15)$$

Формулой (5.15), которая имеет более общее значение, чем формула (5.14), можно пользоваться в интервале чисел Фруда $Fr = 0,16 \pm 0,30$.

Необходимость учитывать длину судна при определении коэффициента общей полноты тихоходных судов обусловлена тем, что, как это было указано в главе четвертой, по мере увеличения их размеров потеря скорости хода в средних эксплуатационных условиях снижается. Так, например, при четырехбалльном волнении скорость судна с характеристиками $\delta = 0,74$ и $L = 120$ м снижается приблизительно на 10%. В той же пропорции снижается скорость хода судна с коэффициентом $\delta = 0,78$ при длине $L = 170$ м.

Как это следует из рис. 5.10, при проектировании крупных тихоходных судов с цилиндрическим носом целесообразно исходить из соотношения

$$\delta = 1,19 - 2,06Fr, \quad (5.16)$$

действительного в интервале чисел Фруда $Fr = 0,16 \pm 0,18$, которому соответствуют коэффициенты $\delta = 0,86 \pm 0,82$. Практически можно применять эту формулу также и к судам с таранным бульбом, если $Fr = 0,185 \pm 0,195$ и $\delta = 0,81 \pm 0,78$. В этом случае бульбовые обводы выгоднее эллиптических.

Формула (5.16) мало отличается от формулы Керлена (74)

$$\delta = 1,18 - 2,05Fr,$$

которая, судя по словам автора отмеченной работы, получена путем анализа кривых сопротивления полных тихоходных судов с коэффициентами $\delta = 0,78 \pm 0,84$. В другой формуле Керлена коэффициент при числе Фруда принят равным 2,03 и соответствует к положительным критическим (границным) точкам, найденным способом Сильверлифа—Дэуона (см. § 5.2).

Формулы (5.14) — (5.15) получены в предположении, что в интервале чисел Фруда $Fr = 0,16 \pm 0,26$ абсцисса центра величины судна определяется стандартной зависимостью

$$x = 20(\delta - 0,675),$$

принятой для моделей серии BSRA. Если положение центра величины не соответствует этому стандарту, целесообразно вводить поправки $\Delta\delta$ к коэффициенту общей полноты или же изменять эксплуатационную скорость хода в соответствии с указаниями в предыдущем параграфе. Влияние отклонения L/B на положение критических точек представляется возможным в первом приближении пренебречь.

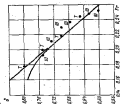


Рис. 5.14. Кривые $\delta = f(L/B)$, рассчитанные по формулам (5.14) и (5.15). Кружками обозначены коэффициенты сопротивления серий «В» и «Ш» (7% и «Ш»)

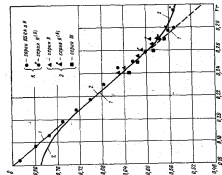


Рис. 5.15. Кривые $\delta = f(L/B)$, рассчитанные по формулам (5.14) и (5.15). Критические K и критические δ значений коэффициента сопротивления

Кривые, построенные по формулам (5.14) и (5.15), приведены на рис. 5.13 наряду с критическими и экстремальными точками, полученными по результатам испытаний моделей BSRA, шведского и японского опытных бассейнов. Индекс (6) относится к моделям с несвязным бульбом.

На аналогичной диаграмме, представленной на рис. 5.14, отмечены критические точки, рассчитанные по кривым сопротивления моделей серии «В» и серии шведского опытового бассейна (в принятых обозначениях серия «Ш»). Исходные данные для построения диаграммы заимствованы из работ Ф. Тодда — П. Пина [10] и Е. Фрейманиса — Х. Локдзгера [64]. В первой из отмеченных работ использованы данные, относящиеся к моделям с тем же положением центра величины по длине судна, что и у моделей BSRA.

Сопоставляя диаграммы на рис. 5.13 и 5.14, следует учесть различия в соотношениях главных размеров и положении центра величины рассматриваемых моделей.

Ниже приведены значения отклонений B/T и L/B моделей:

Серия	B/T	L/B
BSRA	2,11	7,27
«В»	2,50	Перекосное
«Ш»	2,40	
		7,06

Отношения L/B моделей серии «В» в зависимости от коэффициента общей полноты следующие:

δ	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80
L/B	7,50	7,35	7,00	6,75	6,50

Ниже приведены значения абсциссы центра величины сопоставляемых моделей в процентах от их длины:

δ	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80
Серия BSRA	-1,80	-0,50	+0,50	+1,50	+2,50
Серия «В»	-1,70	-1,25	-0,10	+0,85	-

Из приведенных данных следует, что модели серии «В» отличаются от других моделей главным образом отношением длины к ширине, а модели серии «Ш» — положением центра величины по длине судна. Этими различиями моделей, а также другими особенностями их формы можно объяснить то, что на рис. 5.14 экспериментальные точки легли менее кучно, чем на рис. 5.13. В общем же обрисовка подтверждает возможность применять формулы (5.14) и (5.15) для определения коэффициента общей полноты сухогрузных и грузопассажирских судов в начальной стадии разработки проекта.

Уместно подчеркнуть, что с неоспоримостью решения необходимо считаться и в тех случаях, когда коэффициент общей полноты проектируемого судна определяется технико-экономическими расчетами на основе данных каких-либо испытаний моделей.

Численные значения коэффициента общей полноты, рассчитанные по формулам (5.10), (5.11), (5.14), (5.15) и снятые с диаграммы Вилфорда, приведены ниже:

Число Фруда Fr	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30
По формуле (5.10)	0,812	0,775	0,738	0,699	0,646	0,597	0,545	0,490
По формуле (5.11)	0,836	0,791	0,743	0,696	0,649	0,601	0,555	0,508
По Вилфорду	0,805	0,770	0,730	0,682	0,637	0,593	0,552	0,511
По формуле (5.14)	0,840	0,791	0,742	—	—	—	—	—
По формуле (5.15)	0,792	0,774	0,738	0,694	0,645	0,599	0,565	0,547

Рассматриваемые данные показывают, что в интервале чисел Фруда $Fr = 0,20 \div 0,26$ все рассмотренные формулы, а также кривая Вилфорда приводят к близким результатам. Предлагаемая формула (5.15) удовлетворительно согласуется с кривой Вилфорда на протяжении всего рассматриваемого интервала чисел Фруда. При малых числах Фруда приблизительно совпадают результаты, полученные по формуле (5.14) и формуле (5.11) Сальверленга—Джусота. Формула (5.10) Штумфа при числах Фруда $Fr = 0,16 \div 0,26$ приводит приблизительно к тем же результатам, что и диаграмма Вилфорда.

В более ограниченном диапазоне чисел Фруда $Fr = 0,20 \div 0,30$ можно также пользоваться степенной формулой

$$\delta = \frac{0,218}{Fr^2}, \quad (5.17)$$

а при числах Фруда $Fr = 0,24 \div 0,28$ формулой

$$\delta = \frac{0,164}{Fr}, \quad (5.18)$$

Пассажирские суда. Служебные скорости пассажирских судов не превосходят большей частью 28 уз и соответствуют числам Фруда $Fr = 0,22 \div 0,28$. Эти числа Фруда характерны также и для некоторых типов грузовых судов. В отличие от последних элементы пассажирских судов в значительной мере определяются требованиями, связанными с размещением помещений, для удовлетворения которых необходимы определенные габариты палуб. Нередко это приводит к коэффициентам общей полноты менее требуемых, чтобы обеспечить судну хорошие ходовые качества. Учитывая это обстоятельство, нужно считать, что формулы, пригодные для определения коэффициента общей полноты сухогрузных судов, ограничивают лишь верхний применяемый предел значений коэффициента полноты пассажирских судов.

Специально для пассажирских судов предназначена статическая формула Вронникова [7]

$$\delta = 0,77 - 0,78 Fr, \quad (5.19)$$

действительная в диапазоне чисел Фруда $Fr = 0,25 \div 0,35$.

Низкие значения коэффициента δ , подсчитанные по формулам (5.15), (5.17) и (5.19), сопоставлены с экстремальными значениями

этого коэффициента δ_0 , отмеченными в § 5.3. Во всех случаях формула (5.19) приводит к значительно низким значениям коэффициента δ . Однако по мере возрастания числа Фруда результаты, полученные различными способами, сближаются:

Число Фруда Fr	0,240	0,280	0,300	0,320	0,375	0,380	0,300
По формуле (5.10)	0,845	0,820	0,599	0,580	0,572	0,565	0,547
По формуле (5.17)	0,835	0,818	0,599	0,581	0,572	0,566	0,539
По формуле (5.19)	0,583	0,375	0,507	0,539	0,555	0,552	0,526
δ_0	0,642	0,816	0,893	0,970	0,980	0,980	—

Малые каботажные суда. В качестве характерных элементов этих судов можно назвать длину в пределах $L = 25 \div 80$ м и водоизмещение порядка $P_{вд} = 150 \div 2500$ т. Малые каботажные суда делятся на три группы.

К первой группе относятся наиболее крупные суда, совершающие рейсы сравнительно большой протяженности вдоль незащищенных берегов и глубоководных районов. При выборе коэффициента общей полноты судов этого типа можно пользоваться формулами, указанными для судов дальнего плавания.

Вторую группу составляют менее крупные суда, плавающие в защищенных глубоководных бассейнах при частых заходах в порты. Ходовые время этих судов мало по сравнению со стояночными, следовательно, расходы на топливо имеют для них меньшее значение, чем для судов дальнего плавания. Поэтому с экономической точки зрения выгодно увеличивать коэффициент общей полноты судов второй группы. Это возможно, поскольку они плавают в более благоприятных условиях, чем суда первой группы. В качестве средних цифр можно назвать приращение коэффициента полноты $\Delta\delta = 0,05$.

К третьей группе можно отнести мелкие суда, которые в отличие от судов второй группы плавают частично в мелководных районах (часто с заходами в речные порты). Это дает основание к дальнейшему увеличению коэффициента общей полноты рассматриваемых судов. В среднем для судов этой группы $\Delta\delta = 0,07$.

По Ван-Ламмерену [8] в среднем для судов прибрежного плавания

$$\delta = 1,106 - 1,68 Fr. \quad (5.20)$$

Формула (5.20) отличается от формулы (5.6) Эбра численными значениями первого коэффициента ($\Delta\delta = 0,056$).

Интересную разновидность судов прибрежного плавания представляют суда смешанного (морского и речного) плавания. Они отличаются ограниченной осадкой, что приводит к необходимости увеличивать их длину, ширину и коэффициент общей полноты. Для обеспечения надлежащей общей прочности и жесткости приходится также увеличивать высоту бортов. В соответствии сложным рассматриваемые суда по соотношениям главных размерных сложны с речными судами. Коэффициенты же общей полноты выра-

жаются цифрами, характерными для каботажных судов второй или третьей группы.

Танкеры. При проектировании наливных судов обычно принимают более высокие значения коэффициента общей полноты, чем для сухогрузных судов с тем же главным размерением и с той же скоростью хода. Объясняется это тем, что в обратном рейсе танкеры обычно идут без груза с большим или меньшим (в зависимости от гидрометеорологических условий) количеством балласта. Поэтому усредненный коэффициент общей полноты в рейсе меньше максимального на 0,02—0,05, в зависимости от коэффициента вертикальной полноты при максимальной осадке.

Все же при проектировании танкеров можно применять общие формулы, предназначенные для определения коэффициента общей полноты грузовых судов, но в некоторых случаях необходимо отнести эти формулы к усредненной осадке T_{cp} и усредненному коэффициенту общей полноты δ_{cp} . После этого коэффициент полноты танкера, соответствующий осадке по конструктивную ватерлинию, можно определять по найденному коэффициенту δ_{cp} исходя из известного соотношения, предложенного В. Л. Позданиным [31],

$$k = \frac{\delta}{\delta_{cp}} = \frac{L_{cp}}{L} \cdot \frac{B_{cp}}{B} \left(\frac{T}{T_{cp}} \right)^n, \quad (5.21)$$

где L_{cp} и B_{cp} — усредненные значения длины и ширины судна. Показатель степени n определяется по формуле

$$n = \frac{\alpha_{cp}}{\delta_{cp}} - 1,$$

где α_{cp} — коэффициент полноты ватерлинии при осадке T_{cp} .

Из формул, предложенных для определения коэффициента общей полноты танкеров непосредственно по осадке T , отметим формулу Логачева [21]

$$\delta = 1,105 - 1,68F_F, \quad (5.22)$$

которая отличается от формулы Эбра свободным членом (в настоящем случае $\Delta\delta = 0,655$).

Для иллюстративного расчета, приведенного ниже, принято

$$\frac{L_{cp}}{L} \cdot \frac{B_{cp}}{B} = 1,0; \quad \frac{T}{T_{cp}} = 1,4.$$

Соотношения между коэффициентами δ и α определены по диаграмме Лисабла [119], которую можно выразить формулой

$$\alpha = 0,655 + 0,355\delta,$$

значения $\delta_F = f(F_F)$ рассчитаны по формуле (5.15). Найденные значения коэффициента $\delta = f(F_F)$ сопоставлены с результатами, к которым приводит статистическая формула Логачева:

F_F	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24
δ_{cp} по формуле (5.15)	0,702	0,774	0,738	0,694	0,645
α_{cp}	0,879	0,881	0,835	0,805	0,774
$\alpha_{cp} \delta_{cp}$	1,030	1,105	1,130	1,162	1,300
$n = \alpha_{cp} \delta_{cp} - 1$	0,030	0,325	0,130	0,162	0,300
$k = \delta / \delta_{cp} = 1,4^n$	1,039	1,335	1,045	1,225	1,470
$\delta = k \delta_{cp}$	0,816	0,902	0,772	0,731	0,690
δ по формуле (5.22)	0,837	0,683	0,703	0,736	0,702
$\Delta\delta = \delta - \delta_{cp}$	-0,021	-0,061	+0,065	-0,005	-0,012

Расчет показывает, что в интервале чисел Фруда $F_F = 0,16 \rightarrow 0,24$ отношение $k = \delta / \delta_{cp}$ изменится приблизительно линейно в пределах 1,03—1,07. Приращение же $\delta - \delta_{cp}$ изменяется в пределах 0,024—0,045.

Расхождения $\Delta\delta$ между значениями коэффициента δ , найденными способом критических точек и полученными по формуле Логачева, оказались незначительными.

Кривые, построенные по найденным значениям коэффициента δ и по формуле Логачева, представлены на рис. 5.15. Там же приведены граничные кривые Логачева и кривая, рассчитанная по формуле (5.16) (для судов с цилиндрическим и булбовым носом) исходя из осадки судна по конструктивную ватерлинию. Можно считать, что эта кривая близка к верхнему пределу применимых коэффициентов общей полноты для танкеров.

Быстроходные суда. Согласно классификации, приведенной в § 1.5, быстроходными считаются суда со скоростями хода, соответствующими числам Фруда $F_F > 0,35$. Частично в эту категорию попадают пассажирские пароходы, используемые для поддержания сообщения через проливы. Для этих судов, длина которых обычно не превышает 120 м, характерны служебные скорости $v = 19 \rightarrow 25$ уз и числа Фруда $F_F = 0,30 \rightarrow 0,42$.

В книге А. Лисабла [119] приведена диаграмма для определения коэффициента полноты рассматриваемых судов, которую можно

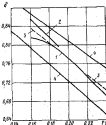


Рис. 5.15. Зависимость $\delta = f(F_F)$ для танкеров

1 — по способу критических точек; 2 — по формуле Логачева; 3 — по формуле Логачева с поправкой; 4 — граничные кривые Логачева

выразить формулой

$$\delta = 0,632 - 0,252F_r. \quad (5.23)$$

В диапазоне чисел Фруда $F_r = 0,30 \div 0,42$ лучше согласуются со статистическими данными кривая на рис. 5.12, построенная по Саундерсу, и формула

$$\delta = \frac{0,466}{F_r^{1/4}}. \quad (5.24)$$

Значения коэффициента δ , снятые с кривой на рис. 5.12 и подсчитанные по формулам (5.19), (5.23) и (5.24), составлены ниже:

Число Фруда F_r	0,31	0,32	0,34	0,36	0,38	0,40	0,42
По Саундерсу	0,580	0,542	0,530	0,520	0,512	0,507	0,504
По формуле (5.23)	0,584	0,551	0,546	0,541	0,536	0,531	0,526
По формуле (5.24)	0,542	0,539	0,530	0,522	0,516	0,510	0,503
По формуле (5.19)	0,528	0,520	0,505	—	—	—	—

Приведенные данные показывают, что в интервале чисел Фруда $F_r = 0,31 \div 0,42$ предлагаемая формула и кривая, построенная по данным Саундерса, приводят к близким результатам.

При более высоких числах Фруда ($F_r = 0,44 \div 0,60$) коэффициент общей полноты по Саундерсу в среднем получается равным $\delta = 0,50$.

§ 5.5. Коэффициент полноты модель-шапгоута

Транспортные суда. При числах Фруда, характерных для грузовых и пассажирских судов ($F_r \leq 0,38$), для снижения сопротивления выгодно заострить оконечности, концентрируя водонамещение в средней части судна. С другой стороны, при сравнительно низких коэффициентах общей полноты и чрезмерно полном модель-шапгоуте трудно осуществить плавное сопряжениеATERLIER в районе их припайки к цилиндрической вставке. Это ограничивает верхний предел приемлемых значений коэффициента полноты модель-шапгоута.

Принятые на практике соотношения между коэффициентами δ , β и φ можно в среднем выразить следующей формулой, предложенной автором [26].

Если $\delta \leq 0,615$ или $\varphi \leq 0,632$, то

$$\left. \begin{aligned} \beta &= 0,813 + 0,267\delta; \\ \beta &= 0,786 + 0,303\varphi; \\ \varphi &= 0,689 + 0,882\delta. \end{aligned} \right\} \quad (5.25)$$

Если $\delta \geq 0,615$ или $\varphi \geq 0,632$, то

$$\left. \begin{aligned} \beta &= 0,928 + 0,080\delta; \\ \beta &= 0,924 + 0,084\varphi; \\ \varphi &= 0,044 + 0,950\delta. \end{aligned} \right\} \quad (5.26)$$

Если $\delta \geq 0,8$, то $\beta = 0,992 = \text{const}$.

Для определения коэффициента β в зависимости от числа Фруда можно воспользоваться формулой

$$\beta = \frac{0,86}{F_r^{1/4}}. \quad (5.27)$$

Приравняв числа Фруда в формуле (5.27) и степенной формуле (5.17), предложенной для определения коэффициента общей полноты, нетрудно получить равенство

$$\beta = 1,015 F_r^{1/4}. \quad (5.28)$$

которое согласуется с формулой, предложенной В. В. Ашником,²

$$\beta = (1,00 \div 1,03) \delta^{1/4}.$$

Численные значения коэффициента β , подсчитанные по формулам (5.25), (5.26) и (5.28), сопоставлены в табл. 5.1 со значениями этого коэффициента, принятыми для моделей некоторых серий. Кроме того, в таблице отмечены значения коэффициента β , рекомендуемые Ватсонингемским опытным бассейном. Они сняты с диаграммы в книге [8]. Расхождение между значениями коэффициента β , полученными различными путем, оказались незначительными.

Таблица 5.1

Коэффициенты полноты модель-шапгоута транспортных судов

Источники	При коэффициентах δ							
	0,325	0,350	0,375	0,400	0,450	0,500	0,575	0,600
Серия «Б» Уайда	—	—	—	0,807	0,882	0,985	0,920	0,994
Шведская серия	0,950	—	0,960	0,975	0,984	0,984	0,984	—
Ватсонингемский бассейн	—	0,990	—	0,973	0,980	0,984	0,987	0,988
Японская серия	—	0,940	0,956	0,966	0,980	—	—	—
По формуле (5.25) и (5.26)	0,953	0,960	0,969	0,973	0,980	0,984	0,988	0,992
По формуле (5.28)	0,947	0,952	0,958	0,962	0,971	0,980	0,987	0,995

В курсе Х. Саундерса [103] приведена кривая рекомендуемых значений коэффициента $\beta \sim f(F_r)$. Значения этого коэффициента, снятые с кривой Саундерса и подсчитанные по формуле (5.27), сопоставлены ниже:

Число Фруда F_r	0,150	0,160	0,200	0,240	0,270	0,300
По Саундерсу	0,991	0,986	0,984	0,978	0,970	0,958
По формуле (5.27)	—	0,993	0,980	0,967	0,958	0,950

² См. примечание к книге А. Дендлаба [19].

Быстрходные суда. В диапазоне более высоких чисел Фруда кривая Саундерса приводит к следующим соотношениям:

Fr	0,34	0,38	0,42	0,46	0,50—0,55
β	0,925	0,875	0,825	0,800	0,790

Если в интервале чисел Фруда $Fr = 0,5 \div 0,5$ принять в качестве средней величины $\varphi = 0,63$, что согласуется с практическими данными, то коэффициент β окажется равным

$$\beta = \frac{\delta}{\varphi} \approx 1,585.$$

Приняв по Саундерсу для этих чисел Фруда $\beta = 0,790$, получим $\delta = 0,50$.

Построим модель-аппроксимат. Обычно обвод модель-аппроксимат очерчивает двумя прямыми и дугой окружности. Радиус закругления скулы транспортных судов не выходит большей частью за пределы

$$R = (0,14 \div 0,35) \frac{B}{2}.$$

На современных грузовых и грузопассажирских судах днище в средней части делается либо без подвеса, либо с небольшой килеватостью, тогда

$$a = (0,01 \div 0,02) \frac{B}{2},$$

где a — килеватость судна.

Для судов с вертикальным бортом в районе модели нетрудно вывести следующие соотношения, связывающие радиус закругления скулы R с шириной судна B , его осадкой T , коэффициентом полноты модель-аппроксимата β и килеватостью a :

$$\frac{R^2}{BT} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - \beta - \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{T}}{1 + \frac{a^2}{\beta^2} - \frac{x}{1 + \frac{a}{\beta}}},$$

Если килеватость мала по сравнению с шириной судна, то

$$\frac{a^2}{\beta^2} \approx 0; \quad \frac{1}{1 + \frac{a}{\beta}} \approx 1 - \frac{a}{\beta}$$

и, следовательно,

$$\frac{R^2}{BT} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - \beta - \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{T}}{0,215 - \frac{a}{\beta}}.$$

Для судов с горизонтальным днищем при $\alpha = 0$

$$\frac{R^2}{BT} = 2,32(1 - \beta).$$

По мере снижения коэффициента β килеватость возрастает.

§ 5.5. Коэффициент гидравлического сопротивления

После определения коэффициентов общей полноты и полноты модель-аппроксимата отпадает необходимость в особых формулах вида $\varphi = f(Fr)$. Все же приведем аналитические зависимости, вытекающие из равенств (5.15), (5.25), (5.26) и позволяющие непосредственно определить коэффициент продольной полноты транспортных судов.

Если $\delta \geq 0,615$; $\varphi \geq 0,632$; $Fr \leq 0,255$, то для определения коэффициента φ можно воспользоваться зависимостью

$$\varphi = 1,214 - 2,33Fr + 0,133(10,0Fr - 2,3)^2. \quad (5.29)$$

В тех случаях, когда $\delta \leq 0,615$; $\varphi \leq 0,632$; $Fr \geq 0,255$, формула для определения коэффициента φ представляется в виде

$$\varphi = 1,174 - 2,15Fr + 0,123(10,0Fr - 2,3)^2. \quad (5.30)$$

Для крупных судов с коэффициентом $\delta \geq 0,74$

$$\varphi = 1,214 - 2,32Fr. \quad (5.31)$$

Кроме того, для судов с цилиндрическими и таранным носом, если $\delta \geq 0,78$, можно принять

$$\varphi = 1,20 - 2,1Fr. \quad (5.32)$$

Степенные формулы (5.17) и (5.27), предложенные для определения коэффициентов общей полноты и полноты модель-аппроксимата, приводят к равенству

$$\varphi = \frac{0,253}{Fr^{1/3}}. \quad (5.33)$$

Из других формул, позволяющих непосредственно определить коэффициент продольной полноты транспортных судов (однолонжеронных и двухлонжеронных), отметим формулу Тростки [113]

$$\varphi = 1,155 - 2,10Fr; \quad (5.34)$$

$$\varphi = 1,155 - 1,98Fr^{1/2}. \quad (5.35)$$

В этих формулах числа Фруда определяются в зависимости от длины по грузовой ватерлинии. В формуле (5.34) число Фруда относится к эксплуатационной скорости хода, а в формуле (5.35) к скорости на испытаниях. Формулы даны в предположении, что числа Фруда Fr_0 и Fr_1 связаны соотношением

$$Fr_1^2 = 1,06Fr_0.$$

Воспользовавшись приближенным равенством $F_r = 1,012 F_{r_0}$, можно представить формулу (5.34) Троица в виде

$$\varphi = 1,155 - 2,07 F_r. \quad (5.36)$$

Отметим также формулу Г. Бэкера [49]

$$\varphi = 1,02 - 0,61 F_r. \quad (5.37)$$

которая позволяет определять коэффициент продольной полноты в зависимости от числа Фруда, отнесенного к водонесению.

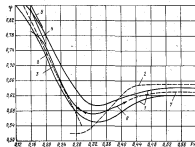


Рис. 5.16. Кривые $\varphi = f(F_r)$

1 — по Саундерсу; 2 — по Тейлору; 3 — по формулам (5.26) и (5.36); 4 — по формуле (5.31) для корпусов судов; 5 — по формуле (5.34) для судов с промежуточной обшивкой; 6 — для промежуточной обшивки; 7 — для обшивки корпуса; 8 — по Троице

При числах Фруда, превышающих $F_r = 0,45$, значения коэффициента продольной полноты, соответствующие минимуму сопротивления, почти не зависят от относительной скорости хода и в значительной степени зависят от соотношений главных размеров. Для серии моделей Тейлора¹ оптимальное значение коэффициента φ равно приблизительно 0,65 с небольшими отклонениями от этого среднего значения. Судя по указанию Г. Бэкера [49], при более современных обводах $\varphi_{\text{опт}} = 0,63 - 0,65$ в зависимости от относительной длины судна.

¹ В новой редакции данных испытаний серии Тейлора приведены в работе М. Герлаера [65].

При меньших числах Фруда оптимальное значение коэффициента φ быстро падает по мере уменьшения коэффициента δ . Для серии Тейлора $\varphi_{\text{опт}} = 0,52$ при числе Фруда $F_r = 0,30$, что, однако, противоречит экспериментальным данным в области транспортного судостроения. По-видимому, отмеченное обстоятельство объясняется особенностями моделей Тейлора, не характерных для транспортных судов (малый коэффициент полноты модели-шпангоута, центр валичности, расположенный на малом, и т. д.).

В интервале чисел Фруда $F_r = 0,30 - 0,42$ предлагаемая формула (5.24) и кривая $\varphi = f(F_r)$ Саундерса приводит к следующим значениям коэффициента продольной полноты, которые согласуются с обычной практикой:

F_r	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38	0,40	0,42
φ	0,577	0,574	0,572	0,570	0,568	0,566	0,564

На рис. 5.16 в широком диапазоне чисел Фруда ($F_r = 0,15 - 0,60$) приведены кривые $\varphi = f(F_r)$ Саундерса, характеризующие, как отмечалось, пределы общепринятых значений коэффициента φ . Наряду с ними приведена кривая $\varphi_{\text{опт}}$ Тейлора, построенная в предположении, что для каждого числа Фруда отношение L/B и B/T принимает подходящие по относительной скорости значения.

В интервале чисел Фруда $F_r = 0,30 - 0,42$ на диаграмме проведена кривая, построенная по отмеченным выше значениям коэффициента φ . Нанесены также кривые, построенные по формуле Троица (5.36) и предлагаемым формулам (5.29) — (5.32).

Все кривые на рис. 5.16, за исключением кривой Тейлора, согласовались более или менее satisfactorily.

§ 5.7. Коэффициент валицы конструктивной ватерлинии

Коэффициент полноты конструктивной ватерлинии геометрически связан с другими коэффициентами теоретического чертежа и, кроме того, зависит от угла заострения ватерлинии и формы шпангоутов.

Каждый из этих показателей оказывает влияние на сопротивление воды движению судна, зависящее, в свою очередь, от относительной скорости и формы судна. Все это осложняет вопрос о значении коэффициента φ , наиболее выгодных для ходкости судна. Вместе с тем при выборе коэффициента полноты грузовой ватерлинии приходится учитывать требования, связанные с устойчивостью судна и его поведением на волновом море. Форма грузовой ватерлинии оказывает влияние и на другие показатели судна: теплоемкость, кубитурку отсеков и т. д.

В настоящее время нельзя указать какие-либо практические пределы, позволяющие заранее назвать вполне обоснованное значение коэффициента полноты грузовой ватерлинии проектируемого судна с учетом всех рассматриваемых обстоятельств. Поэтому в каждом частном случае целесообразно базироваться на анализе данных

о подводящих прототипах и серийных испытанных моделях. Иногда, однако, окончательное значение коэффициента α определяется в самом процессе разработки теоретического чертежа после выбора длины носового и кормового заострения, углов заострения ватерлинии и некоторых других параметров теоретического чертежа.

В практических формулах, предложенных для определения коэффициента α , этот коэффициент большей частью является функцией коэффициента δ . К их числу, в частности, относится формула Бронникова

$$\alpha = \delta + 0,12, \quad (5.38)$$

предназначенная для определения коэффициента α транспортных судов, и формулы Мура [89]

$$\alpha = 0,826 + 0,247\delta, \quad (5.39)$$

$$\alpha = 0,826 + 0,240\delta,$$

первая из которых относится к судам с традиционными обводами, а вторая — к судам с бульбовым носом. Формулы получены путем статистической обработки элементов около 100 моделей быстрходных грузовых судов с коэффициентами $\delta = 0,54 + 0,66$.

По сравнению с формулами указанного типа лучше согласуются с геометрией судовых обводов зависимости вида $\alpha = f(\varphi)$. Для обоснования этого положения рассмотрим два попереза с прямоугольными ватерлиниями при прямоугольных и треугольных шпангоутах. В обоих случаях формула $\alpha = \varphi = 1,0$ приводит к правильным результатам. С другой стороны, для судна с прямоугольными шпангоутами $\alpha = \delta$, а для судна с треугольными шпангоутами $\alpha = 2,0 \delta$. К аналогичным выводам приводит рассмотрение вариантов обводов судна с водозащелками, изменяющимися в соответствии с изменением коэффициента полноты модель-шпангоута при одной и той же форме грузовой ватерлинии. Все это показывает, что формула вида $\alpha = f(\varphi)$ лучше отражает сущность задачи, чем формула $\alpha = f(\delta)$.

По А. Лидзюлю [82]

$$\alpha = \alpha_0 \varphi^{0,5}, \quad (5.40)$$

где $\alpha_0 = 1,0$. Данные испытаний моделей транспортных судов в открытом бассейне, приведенные в работе В. М. Шугица [43], позволяют определить приведенные ниже значения коэффициента α_0 для одновинтовых транспортных судов с U-образной, промежуточной и V-образной формой шпангоута:

Серия	δ	φ	α	α_0
U-образная	0,611	0,622	0,302	0,563
UV-образная	0,631	0,632	0,716	0,581
V-образная	0,611	0,622	0,734	1,005
U-образная	0,712	0,725	0,778	0,966
UV-образная	0,712	0,725	0,796	0,988
V-образная	0,712	0,725	0,814	1,010

Ниже приведены значения коэффициентов α_0 , подсчитанные для моделей серии «60» и японской серии:

	Серия «60»				
	δ	φ	α	α_0	
	0,600	0,620	0,700	0,750	0,800
	0,614	0,661	0,710	0,758	0,806
	0,706	0,744	0,787	0,827	0,871
	0,978	0,983	0,990	0,986	1,010

	Японская серия				
	δ	φ	α	α_0	
	0,548	0,575	0,601	0,635	0,648
	0,583	0,602	0,622	0,644	0,668
	0,709	0,718	0,723	0,728	0,734
	1,02	1,01	0,990	0,987	0,980

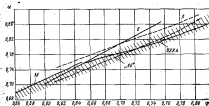


Рис. 5.17. Кривые $\alpha = f(\varphi)$.
Зашифрованная область $\alpha = (0,97 + 1,01) \varphi^{0,5}$
B — по Бронникову; Л — по Лидзюлю; М — по Муру

На рис. 5.17 наряду с зашифрованной областью, границы которой определяются зависимостями $\alpha = 0,97 \varphi^{0,5}$ и $\alpha = 1,01 \varphi^{0,5}$, приведены кривые Лидзюля, перестроенные из диаграммы в его работе [19], кривые, построенные по формуле Бронникова и второй формуле Мура, а также кривые, выражающие соотношения между коэффициентами α и φ , принятые при проектировании моделей серии «60» и BSRA.

Кривые Лидзюля, Бронникова и Мура рассчитаны в предположении, что коэффициенты δ и φ связаны соотношениями, вытекающими из формул (5.25) и (5.26).

Рис. 5.17 показывает, что коэффициенты α моделей четырех отечественных серий не выходят из предельно зашифрованной зоны. Формулы же, полученные статистическим путем, привели к более низким значениям рассматриваемого коэффициента. В связи с этим уместно напомнить, что полные и острее ватерлинии сочтутся

соответственно с V- и U-образными шпангоутами. В отношении сопротивления на тихой воде оба типа шпангоутов приблизительно равнозначны. Однако из-за нестремного волнения при относительной длине волны $\lambda/L = 0,7-1,3$ переход от U-образных к V-образным шпангоутам приводит к резкому увеличению сопротивления. Одновременно при $\lambda/L > 1,0$ снижается амплитуда килевой и вертикальной качки.

Вследствие отмеченных обстоятельств представляется целесообразным ориентироваться при проектировании одновитковых транспортных судов на коэффициенты Лидла около $a_0 = 1,01$ в интервале $\varphi = 0,56-0,66$ и $a_0 = 0,98$, если $\varphi = 0,80-0,81$.

Для конкретизации данных представляется о типовых обводах интересно выявить соотношения между коэффициентами α и φ особенно для носовой и кормовой половины судна. Параметр α , подсчитанный для кормовой половины судна применительно к моделям серии «60», оказался весьма стабильным. В среднем $a_0 = 1,045 \pm 0,005$. Для носовой же половины судна этот параметр изменяется в пределах $a_0 = 0,900-0,975$.

При всех прочих одинаковых условиях для двухвитковых транспортных судов, которые, как правило, имеют V-образные кормовые шпангоуты, целесообразно принимать более высокие значения коэффициента α , чем для одновитковых судов.

Ниже приводим данные по рассматриваемому вопросу, заимствованные из работы В. А. Перлова [30]. В работе, посвященной исследованию ходкости пассажирских судов, заложены результаты испытаний серии моделей с коэффициентами $\varphi = 0,566-0,667$ и абсолютной центра вентили, изменяющейся в широких пределах. Относительные ниже элементы относятся к моделям с абсолютной $\lambda = x_p/L = 2,88-2,95\%$ в корму от модели:

δ	0,550	0,600	0,660
φ	0,566	0,615	0,667
α	0,722	0,749	0,773
a_0	1,05	1,04	1,03
a_0	1,12	1,10	1,08

Модель двухвиткового пассажирского судна Линдблада [19] можно охарактеризовать следующими показателями: $\delta = 0,550$; $\varphi = 0,594$; $\alpha = 0,717$; $a_0 = 1,01$. Для других более полных моделей Линдблада коэффициент Лидла оказался приблизительно равным $a_0 = 1,0$.

Как видно из работы Дж. Хью и Х. Иа [70], при проектировании моделей быстроходных судов серии «64» с коэффициентами $\delta = 0,35-0,55$ во всех случаях принято $\varphi = 0,63$; $\alpha = 0,761$; $a_0 = 1,035$.

Коэффициенты a_0 рыболовных судов варьируют в широких пределах.

§ 5.3. Влияние соотношений главных размеров на сопротивление воды движению судна

Относительная длина судна и отношение длины к ширине. При постоянных значимых волноизменениях, коэффициенты облей полноты и отношения ширины к осадке относительная длина судна пропорциональна отношению длины к ширине в степени 2/3. Поэтому с качественной точки зрения обе рассматриваемые величины оказывают одинаковое влияние на различные показатели судна.

Вопрос о влиянии относительной длины на сопротивление воды движению судна уже был частично освещен в первой главе. Восвращаясь к этому вопросу, примем вначале, что при рассматриваемых изменениях формы судна его длина и скорость хода сохраняют постоянные значения. Волноизменение же меняется вследствие изменения в одинаковой пропорции ширины и осадки.

Для этих условий в табл. 5.2, заимствованной из книги А. Лала [75], указано, как в процентах изменяется остаточное сопротивление $\Delta R_{\text{ост}} = R_{\text{ост}} - R_{\text{вн}}^{\text{вн}}$ при изменении относительной длины на величину $\Delta L = 0,5$ по сравнению с $L = 5$ (увеличение L сопровождается увеличением $R_{\text{ост}}$). Таблица рассчитана по графикам Тейлора при подходе к соотношениям между числом Фруда и коэффициентом продольной полноты.

Таблица 5.2

Изменение остаточного сопротивления при изменении L на величину $\Delta L = \pm 0,5$

R_d	R_r	φ	$\Delta R_{\text{ост}}$ в % значения R/T	
			2,25	2,75
0,95	0,298	0,600	5,5	4,0
0,93	0,267	0,625	4,0	4,0
0,85	0,233	0,650	2,0	3,0
0,80	0,208	0,675	1,0	3,0
0,75	0,223	0,700	—	1,5
0,70	0,204	0,725	—	1,5
0,65	0,183	0,750	—	2,0
0,60	0,177	0,775	—	2,0

Из таблицы следует, что в интервале коэффициентов продольной полноты, характерных для судов торгового флота, приращение остаточного сопротивления не превосходит 5%, что соответствует приращению полного сопротивления приблизительно на 2%. Поэтому при принятых предположениях влияние изменения относительной длины и отношения длины к ширине в первом приближении можно пренебречь.

Ничего обстоит дело в тех случаях, когда возмущающие волны являются возмущением и абсолютной скорости хода. При этих условиях, больше соответствующих задаче определения эле-

Таблица 5.4

Показатели буксирного сопротивления четырех вариантов вариантов быстроходного транспортного судна

$\frac{L}{B}$	λ	$S, \text{ м}^2$	F_t	$R_{\text{пр}} \cdot \tau$	$R_{\text{ост}} \cdot \tau$	R, τ	[C]
6,54	3,77	2522	0,289	23,53	22,18	45,71	0,887
7,06	6,07	2598	0,281	24,12	18,86	42,99	0,836
7,59	6,38	2692	0,275	24,70	15,65	40,35	0,784
8,14	6,68	2725	0,268	25,27	12,05	37,32	0,725

ментов проектируемого судна, увеличение относительной длины сопровождается увеличением сопротивления трения, что обусловлено увеличением смоченной поверхности. Остаточное же сопротивление из-за уменьшения числа Фруда убывает, притом тем быстрее, чем быстрее судно. Вследствие этого кривые полного и удельного сопротивления тихоходных судов ($Fr < 0,20$), построенные в функции относительной длины, обычно имеют минимумы. Сопротивление же более быстроходных судов монотонно убывает по мере увеличения относительной длины.

В качестве примера в табл. 5.3 приведены данные о сопротивлении четырех вариантов проекта танкера, заимствованные из работы Х. Экстрема [59]. Во всех случаях $D = 21\ 900 \text{ т}$; $\delta_s = 0,750$; $\delta = 0,768$; $\beta = 0,993$; $B/T = 2,3$; $x = +1,0\%$, а длина судна изменяется в пределах $L = 152-164 \text{ м}$. В таблице для двух скоростей хода наряду с адмиральскими коэффициентами приведены значения удельного сопротивления (в оригинальной работе они не указаны), подсчитанные по формуле

$$\frac{R}{D} = \frac{15,7}{v^3} [C] Fr_{\lambda}^2.$$

где Fr_{λ} — число Фруда по водозмещению, которое при $v = 15 \text{ км/ч}$ сохраняет истинное значение.

Таблица 5.3

Адмиральские коэффициенты и удельное сопротивление четырех проектов вариантов танкера

$\frac{L}{B}$	f	$S, \text{ м}^2$	$v = 14,5 \text{ уз}$			$v = 15,0 \text{ уз}$		
			Fr	$[C]$	$R/D, \text{ кг/т}$	Fr	$[C]$	$R/D, \text{ кг/т}$
7,2	5,42	4850	0,193	0,710	1,86	0,207	0,769	2,26
7,5	5,57	4920	0,191	0,712	1,82	0,204	0,754	2,20
7,8	5,72	4980	0,188	0,695	1,77	0,201	0,726	2,11
8,1	5,86	5040	0,186	0,698	1,78	0,199	0,765	2,29

Независимо от скорости хода наиболее выгодным по сопротивлению оказался танкер с отношением $L/B = T,8$ и относительной длиной $\lambda = 5,72$.

В качестве второго примера в табл. 5.4 приведены данные, характеризующие сопротивление быстроходного транспортного судна. Они заимствованы из работы Х. Нордстрема [161] и относятся к вариантам судна со следующими элементами: $V = 8308 \text{ м}^3$; $\delta_s = 0,575$; $B/T = 2,4$; $x = +1,5\%$. Варианты сопоставлены при скорости хода $v = 19 \text{ уз}$. В настоящем случае сопротивление и адмиральский коэффициент монотонно и сравнительно быстро убывают по мере увеличения L/B и λ .

При принятой предпосылке о неизменности водозмещения увеличение относительной длины и отношения L/B сопровождается

снижением массы и стоимости стального корпуса. Поэтому наиболее экономически выгодные значения λ и L/B зависят от соотношения между стоимостью конструктивной установки и топлива, с одной стороны, и стоимостью корпусной стали, с другой стороны. Чем меньше это отношение, тем меньше оптимальные значения относительной длины и удлинения судна. Оптимальные значения этих величин уменьшаются также по мере возрастания (на протяжении плавания) собственного времени по сравнению с ходовым. Обновляется это уменьшением доли расходов, связанных с эксплуатацией энергетической установки, в общих эксплуатационных расходах.

При выборе рассматриваемых соотношений приходится учитывать также соотношение общепроектного характера. Например, в связи с этим, что некоторый минимум длины необходим для обеспечения грузовым судном грузоемкости, а пассажирским судном — заданной пассажироемкости. Длина судна может определяться условиями дифференциации или ограничения осадки, а для малых судов выбор относительной длины связан в известной мере с вопросами остойчивости. При определении относительной длины и отношения L/B приходится также учитывать их влияние на маневренность судна, поведение его на встречном волнении и т. п.

Относительные размеры судна к осадке. Обычно это соотношение выбирают исходя из требований, предъявляемых к остойчивости судна и его поведению на волнообразном море. Для вариантов судна, сопоставляемых в процессе разработки проекта, это отношение может изменяться в зависимости от конструктивного типа судна, высоты надводного борта, расположения отсеков для хранения топлива и воды, выбранных коэффициентов теоретического чертежа и т. д.

Наиболее интересен случай, когда отношение B/T изменяется исключительно из-за одновременного изменения B и T при соблюдении условия $BT = \text{const}$ и, следовательно, $D = \text{const}$. При этом несмотря на изменение отношения L/B , относительная длина сохраняет постоянное значение (так как $L = \text{const}$).

Остановимся подробнее на этом случае.

Скользящая поверхность, а следовательно, и сопротивление трения линейно изменяются в зависимости от отношения ширины к осадке, в соответствии с изменением численного коэффициента (см. § 2.1) в расставке

$$S = k' \sqrt[3]{\delta}.$$

Из диаграммы, приведенной в книге Карп [71], можно увидеть, что минимум скользящей поверхности соответствует следующие значения отношения B/T :

$\frac{B}{T}$	1,5	2,0	2,5	3,0
	1,1	1,6	2,1	2,6

В интервале $\delta = 0,5-0,7$ изменение отношения B/T на $\pm 0,3$, а при $\delta = 0,8$ на $\pm 0,2$, по сравнению с отмеченным выше значениями, сопровождается возрастанием скользящей поверхности и сопротивлением трения всего лишь на 2%. На остаточное сопротивление изменение отношения B/T в пределах, имеющих практическое значение при проектировании определенного судна, также оказывает небольшое влияние. Поэтому к полное сопротивление воды движению судна относительно мало зависит от этого отношения.

Наиболее благоприятно для полного сопротивления транспортных судов отношение $B/T = 2,3-2,6$.

В качестве примера в табл. 5.5 приведены данные о буксировочном сопротивлении четырех моделей одноярусных транспортных судов, использованные на работы Х. Нордстрема [95]. Модели отличались отношением ширины к осадке, которое изменялось в пределах от 2,1 до 3,0. Общим для всех моделей является следующие показатели: $\delta_s = 0,56$; $\delta = 0,575$; $\beta = 0,950$; $I = 6,38$; $\lambda = 2,5\%$. В таблице для двух чисел Фруда указано полное сопротивление моделей и его составляющие, пересчитанные на судно с объемом водоизмещения $V = 8308 \text{ м}^3$.

Таблица 5.5

Сопротивление (в т) моделей, отнесенных к отношению B/T

$\frac{B}{T}$	$Fr = 0,289$			$Fr = 0,289$		
	R_d	$R_{\text{ост}}$	R	R_d	$R_{\text{ост}}$	R
2,1	2,24	0,92	3,16	2,71	2,24	4,95
2,4	2,24	0,93	3,16	2,71	2,18	4,89
2,7	2,21	1,05	3,26	2,68	2,12	4,80
3,0	2,21	1,12	3,33	2,68	2,10	4,78

Из табл. 5.5 следует, что независимо от числа Фруда минимум сопротивления соответствует отношению $B/T = 2,4$. При числе Фруда $Fr = 0,289$ наряду с минимумом есть максимум, соответствующий отношению $B/T = 2,7$. Максимальные значения полного сопротивления отличаются от минимальных на 2% при числе Фруда $Fr = 0,289$ и на 5% при числе Фруда 0,260.

Перейдем к другим случаям.

Увеличение отношения B/T приводит к увеличению остаточного сопротивления тогда, когда соблюдается условие

$$\frac{L}{B} = \text{idem}; \delta = \text{idem}; D = \text{idem},$$

так как I и λ изменяются здесь пропорционально корню кубическому из отношения B/T . Практически одновременно уменьшается и полное сопротивление, хотя при очень малых скоростях, когда волновые составляющие перестают оказывать заметное влияние на полное сопротивление, усиление отношения B/T может привести к противоположному эффекту.

Если отношение B/T изменяется за счет либо ширины, либо осадки, а следовательно, и водоизмещения при $\delta = \text{idem}$, сопротивление возрастает медленнее, чем водоизмещение. Поэтому с увеличением ширины или осадки суммарное дальное сопротивление уменьшается. Сказанное можно пояснить данными об удельном сопротивлении трех моделей из серии Эммерсона [561], приведенными в табл. 5.6. Модели этой серии имеют одинаковые коэффициенты $\delta = 0,721$; $\beta = 0,961$; $\eta = 0,735$. Центр тяжести во всех случаях был расположен на расстоянии, равном 1,5% от длины судна к корму от модели. Первая и третья модели были получены путем увеличения и уменьшения ординат шпангоутов второй модели. Осадки же моделей оставались неизменной и в пересчете на судно длиной 122 м была равна 7,92 м. Остальные характеристики рассматриваемых моделей указаны в таблице. Данные о сопротивлении моделей (в кг на тонну водоизмещения) приведены для двух чисел Фруда.

Таблица 5.6

Удельное сопротивление трех моделей, кг/т

$\frac{B}{T}$	$\frac{L}{B}$	ϵ	λ	При числе Фруда	
				0,260	0,266
1,92	8,00	5,55	15,25	1,70	2,18
2,12	7,27	5,37	16,80	1,68	2,06
2,31	6,67	5,22	18,30	1,60	2,00

Для приближенной оценки влияния эфного изменения ширины и осадки судна на сопротивление воды и мощность буксировки P можно воспользоваться формулой Мумфорда

$$\frac{P}{P_0} = \left(\frac{B}{B_0} \right)^{1/3} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{2/3},$$

которая при соблюдении условий $L = \text{idem}$, $B/B_0 = T/T_0 = a$ приводится к виду

$$\frac{P}{P_0} = a^{-1/3}.$$

Численные значения показателей степени x и y , предложенные Мумфордом, в настоящее время устарели. В табл. 5.7 они заменены величинами, заимствованными из работы Д. Мура и В. Смолд [91] для одноякорных судов и работы Р. Тернера, М. Харпера и Д. Мура [114] для двухякорных пассажирских судов с коэффициентами полноты $\delta < 0,63$. Строго говоря, показатели степени x и y зависят не только от числа Фруда, как это принято в качестве упрощающего допущения в отмеченных работах, но и от коэффициента δ .

Таблица 5.7
Значения показателей степени x и y

Fr	Одноякорные суда		Двухякорные суда	
	x	y	x	y
0,210	0,90	0,60	0,83	0,50
0,225	0,90	0,62	0,83	0,50
0,240	0,90	0,64	0,83	0,50
0,255	0,90	0,67	0,83	0,50
0,270	0,90	0,70	0,83	0,57
0,285	0,90	0,73	0,83	0,55
0,300	0,90	0,76	0,85	0,55
0,315	0,93	0,80	0,95	0,55

Представляет интерес также вопрос о влиянии изменения отношения B/T , вызванного изменением нагрузки судна. В этом аспекте вопрос, в частности, возникает во время судовых испытаний, если они проводятся при осадке, отличающейся от спецификационной. В связи с этим уместно отметить, что при относительной скорости, характерной для судна с данными коэффициентами общей полноты, коэффициент $[C]$ сравнительно медленно возрастает по мере увеличения осадки, если судно дифферентовано на ровный киль.

Интенсивность возрастает удельное сопротивление

$$\frac{R}{D} = [C] \frac{1}{2} \rho V^2,$$

поскольку меньшим осадкам соответствуют более высокие значения относительной длины.

В связи с вопросом о влиянии изменения осадки в эксплуатационных условиях кратко остановимся на влиянии изменения дифферента.

На полных тихоходных транспортных судах дифферент на корму приводит обычно к увеличению сопротивления. Объясняется это тем, что увеличение сопротивления формы вследствие погружения в воду более полных кормовых ватерлиний не полностью компенсируется благоприятным влиянием заострения носовых обводов на полное сопротивление. На более острых транспортных судах с ко-

эффициентами $\delta = 0,6-0,7$ дифферент на корму незначительно сказывается на сопротивлении.

Для быстроходных кораблей, как это следует из данных испытаний моделей, опубликованных Г. Бакером [49] и другими авторами, дифферент на корму около 0,4—0,8 м снижает сопротивление на 3—4%. В значительно большей степени сопротивление увеличивается при дифференте на нос (примерно на 6—8% при дифференте в 0,4 м и 18—20% — при дифференте в 0,8 м).

В качестве иллюстративного материала в табл. 5.8 приводятся значения коэффициента $[C]$ для одноякорных транспортных судов при четырех значениях коэффициента общей полноты и подпадающих числах Фруда. Таблица составлена на основе данных, приведенных в работе Х. Лаксби и М. Паркера [78]. Она относится к вариантам судна длиной $L = 122$ м при ширине 16,8 м. Значения коэффициента $[C]$ указаны в таблице для судна в полном грузу и судна с осадкой, сниженной приблизительно на 10 и 38%. В последнем случае, который соответствует балластным арабегам, значения коэффициента $[C]$ даны для судна, дифферентованного на ровный киль, и судна, плавающего с дифферентом на корму.

Таблица 5.8
Значения коэффициента $[C]$

Fr и $T_d - T_{d0}$	При значениях δ и Fr			
	0,50	0,55	0,70	0,80
	0,24	0,31	0,38	0,45
7,92	—	0,692	0,695	0,692
6,40	—	0,721	0,725	0,715
4,88	—	0,756	0,762	0,746
4,00	2,44	0,787	0,775	0,780

Из табл. 5.8 следует, что при коэффициентах $\delta = 0,75-0,80$ дифферент на корму привел к увеличению сопротивления на 5—7%, а на более острых судах дифферент практически не сказался на сопротивлении.

§ 5.9. Взаимосвязь соотношений главных размеров судна и коэффициента общей полноты

Предварительные замечания. Многочисленные формулы, предложенные для определения элементов проектируемого судна, даются большей частью в предположении, что длина, ширина и осадка судна связаны линейными зависимостями вида:

$$L = AB - C; \quad (5.41)$$

$$B = A_1 T + C_1, \quad (5.42)$$

где A, A_1, C, C_1 — численные коэффициенты.

В дальнейшем изложении наряду с такими формулами используются степенные формулы, в которых отношения L/B и B/T являются функциями длины судна. Отличаясь достаточной точностью для предварительных расчетов, эти формулы в совокупности со степенными формулами для определения коэффициента общей полноты (см. § 5.4) дают наглядное представление о взаимосвязи соотношений главных размеров судна и коэффициента общей полноты, вытекающей из уравнения плавучести:

$$I = \left[\frac{1}{\delta} \left(\frac{L}{B} \right)^2 \frac{B}{T} \right]^{1/3}.$$

Возможность аналитически проверить согласованность комплексов степенных формул, предназначенных для определения соотношений главных размеров, коэффициента общей полноты и относительной длины судна, способствует более критическому подходу к оценке каждой формулы в отдельности.

Судоустроенные и пассажирские суда. Диаграмма типа $L = f(B)$ в книге Х. Саукерса [203] приводит зависимость от типа судна к следующим значениям коэффициентов в формуле (5.41):

$$A = 9,3; C = 41,7 \pm 5,0,$$

при которых формула согласуется со статистическими данными, относящимися к грузовым лайнерам.

По Х. Бэмфорду [52] для судоустроенных судов европейского типа (в дальнейшем они называются судами традиционного типа)

$$A = 9,0; C = 35,7 \pm 16,0;$$

$$A_1 = 2,0; C_1 = 2,1 \left\{ \begin{array}{l} 4,0; \\ \pm 2,1, \end{array} \right.$$

а для судов, построенных в США (в дальнейшем они называются усовершенствованными судами),

$$A = 9,0; C = 50,6 \left\{ \begin{array}{l} 10,4; \\ \pm 15,7, \end{array} \right.$$

$$A_1 = 2,0; C_1 = 4,3.$$

Для определения соотношений главных размеров универсальных судоустроенных судов традиционного типа можно воспользоваться зависимостями

$$\frac{L}{B} = 2,06 L^{0,15}; \quad (5.43)$$

$$\frac{B}{T} = 4,20 L^{-\frac{1}{8}} \quad (5.44)$$

Для усовершенствованных судов этого назначения предлагаются формулы

$$\left(\frac{L}{B} \right)_y = 0,92 \frac{L}{B} = 1,90 L^{0,15}; \quad (5.45)$$

$$\left(\frac{B}{T} \right)_y = 1,12 \frac{B}{T} = 4,70 L^{-\frac{1}{8}}. \quad (5.46)$$

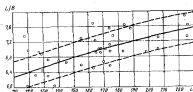


Рис. 5.18. Отношение длины к ширине пассажирских судов.
Сплошная кривая $L/B = 1,94 L^{0,15}$

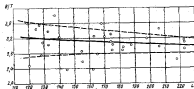


Рис. 5.19. Отношение ширины к осадке пассажирских судов.
Сплошная кривая $B/T = 5,50 L^{-0,125}$

Как следует из рис. 5.18 и 5.19, для крупных пассажирских судов в среднем можно принять

$$\frac{L}{B} = 1,94 L^{0,15} \pm 0,4; \quad (5.47)$$

$$\frac{B}{T} = 5,90 L^{-\frac{1}{8}} \pm (0,2 \div 0,5). \quad (5.48)$$

В табл. 5.9 указаны значения отношения L/B , подсчитанные для сухогрузных судов длиной $L = 80+200$ м по Бюффорду, Саундерсу и по предлагаемым формулам. В аналогичной табл. 5.10 сопоставлены значения B/T , подсчитанные для судов традиционного типа по Бюффорду и предлагаемой формуле.

Таблица 5.9

Значения отношения L/B сухогрузных судов

Расчетные формулы	При длине судна L , м			
	80	100	150	200
Обычные суда				
Бюффорда	6,22	6,94	7,34	7,63
Саундерса	6,10	6,96	7,37	7,67
$L/B = 2,062 \sqrt{L}$	6,17	6,80	7,33	7,75
Уширенные суда				
Бюффорда	6,50	6,32	6,82	7,19
$L/B = 1,901 \sqrt{L}$	6,67	6,26	6,76	7,15

Таблица 5.10

Значения отношения B/T сухогрузных судов традиционного типа

Расчетные формулы	При длине судна L , м			
	80	100	150	200
Бюффорда	2,40	2,39	2,22	2,16
$B/T = 4,30 \sqrt{L}$	2,43	2,31	2,22	2,16

Таблицы показывают, что сопоставленные способы определения соотношений главных размеров приводят к близким результатам. Из степенных формул (5.17) и (5.43) — (5.48) выражает равенство

$$L = k \sqrt{B}^3, \quad (5.49)$$

в котором можно пользоваться для определения в первом приближении относительной длины сухогрузных и пассажирских судов. Численные коэффициенты в формуле (5.49) оказались равными: $k = 2,78$ — для универсальных сухогрузных судов; $k = 2,73$ — для уширенных сухогрузных судов; $k = 3,0$ — для крупных пассажирских судов.

Число Фруда, фигурирующее в формуле (5.17), не вошло в формулу (5.49), которая в этом отношении схожа с формулой Поддосина

$$L_s = C_0 \left(\frac{v_0}{v_0 + 2} \right)^2,$$

где C_0 — численный коэффициент. Приблизительно $v_0 = 1,05$ и $L = 0,97 L_s$, что позволяет представить эту формулу в виде

$$L = C \left(\frac{v}{v + 1,8} \right)^2, \quad (5.50)$$

где $C = 0,97 C_0$. В настоящее время формулу Поддосина обычно применяют с эмпирическими коэффициентами. Базировавшись на коэффициентах, предложенных в книге Ван-Ламмерена, Тростца и Коэнга [8], и усредняя два близких коэффициента C_0 , можно принять: $C = 7,0$ — для грузовых и грузопассажирских судов со скоростями хода $v = 11,0+18,5$ уз; $C = 7,7$ — для крупных пассажирских судов со скоростями хода $v > 20$ уз.

Отметим также формулы Ашика, Царена и Челпанова [2], предназначенные для определения относительной длины сухогрузных судов

$$L = 4,47 + 0,06 v_s \pm 0,3$$

и пассажирских судов

$$L = 4,62 + 0,07 v_s \pm 0,5,$$

Приним, как и ранее, $v_s = 1,06$ и, можно представить эти формулы в виде

$$L = 4,47 \pm 0,0635 v \pm 0,3; \quad (5.51)$$

$$L = 4,62 \pm 0,0795 v \pm 0,5. \quad (5.52)$$

В табл. 5.11 сопоставлены значения относительной длины, подсчитанные по формулам (5.49) — (5.52). Таблица показывает, что эти формулы приблизительно равноценны.

Таблица 5.11

Относительная длина сухогрузных и пассажирских судов

Расчетные формулы	Значения L при скорости хода v , уз							
	11	14	17	20	23	26	30	39
Сухогрузные суда								
Поддосина	5,07	5,42	5,67	5,81	—	—	—	—
$L = 2,78 \sqrt{B}^3$	5,05	5,37	5,65	5,96	6,10	—	—	—
$L = 4,47 + 0,0635 v$	5,17	5,36	5,55	5,74	5,94	—	—	—
Пассажирские суда								
Поддосина	—	—	—	6,28	6,85	6,70	6,97	—
$L = 3,00 \sqrt{B}^3$	—	—	—	6,09	6,35	6,57	6,77	6,95
$L = 4,62 + 0,0795 v$	—	—	5,97	6,21	6,45	6,69	6,92	—

Танкеры. В отличие от сухогрузных судов отношение длины к ширине наливных судов длиной $L > 150$ м ($P_{\text{нл}} > 15 000$ т) убывает по мере возрастания длины судна. В качестве усредненной закономерности можно принять

$$\frac{L}{B} = \frac{26,5}{L^{1/4}}. \quad (5.53)$$

При длине судна $L \leq 215$ м отношение B/T возрастает с увеличением L , причем в среднем

$$\frac{B}{T} = 0,533 \frac{L}{100} + 1,50. \quad (5.54)$$

Увеличение длины судна сверх указанного предела не сказывается на отношении B/T , которое в среднем сохраняет постоянное значение $B/T = 2,63$.

Значения относительной длины танкеров, подсчитанные по формулам (5.22), (5.53) и (5.54), указаны в табл. 5.12. Табличные данные показывают, что относительная длина танкеров является функцией не только скорости хода, но и длины судна. В рассматриваемом случае отклонения относительной длины танкеров от их среднего значения незначительны. Объясняется это тем, что в рассматриваемом интервале длин ($L > 150$ м) скорость хода судов этого типа изменяется в узких пределах.

Таблица 5.12

Относительная длина танкеров

Скорость узлов, V	Значения L при длине судна, м				
	150	180	210	240	270
14	5,51	5,45	5,33	5,23	5,07
16	5,63	5,50	5,42	5,30	5,15
18	5,73	5,58	5,50	5,38	5,21

Пассажирские паромы. Судя по диаграмме в книге А. Линдблада [19], отношения L/B и B/T пассажирских паромов практически не зависят от длины судна, причем в среднем $L/B = 7,6$ и $B/T = 3,8$. При этих соотношениях из формулы (5.24) вытекает равенство

$$l = 8,16Fr^{0,33}. \quad (5.55)$$

Диаграмму для определения относительного водовмещения пассажирских паромов, приведенную в упомянутой книге А. Линдблада, можно выразить аналитически формулой

$$d = 80,0 - 40,5Fr,$$

которая приводится к виду

$$l = \frac{32,5}{d^{0,33}} = \frac{32,5}{(80,0 - 40,5Fr)^{0,33}}. \quad (5.56)$$

На формулы (5.55) и (5.56) вытекают следующие значения относительной длины:

Число Фруда Fr	0,30	0,33	0,36	0,39	0,42
По формуле (5.55)	7,37	7,45	7,51	7,55	7,59
По формуле (5.56)	7,43	7,51	7,58	7,61	7,65

Приведенные данные показывают, что в практическом аспекте обе формулы равнозначны.

Беспородные суда. Как отмечалось, при проектировании беспородных судов коэффициент ϕ рассматривается как функция числа Фруда, а коэффициент δ определяется исходя из общепроектных условий. Вследствие этого относительная длина этих судов не является функцией относительной или абсолютной скорости хода.

Практически для этих судов в зависимости от их назначения характерны скорости $v = 32-38$ уз, отношения $L/B = 9-10$ и относительные длины $l = 7,5-9,0$.

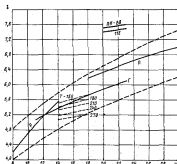


Рис. 5.20. Зависимость $l = f(v)$

P — беспородные суда; T — танкеры; G — сухогрузные суда; P — пассажирские суда; PP — пассажирские паромы. Цифры у кривых означают скорость длинных судов.

Сводная диаграмма. На рис. 5.20 показаны кривые $l = f(v)$, построенные по формулам для сухогрузных и пассажирских судов, танкеров, пассажирских паромов. Кроме того, приведена кривая, характеризующая относительную длину рыболовных судов. Она подсчитана по формуле

$$l = 1,45v^{0,33} = 1,45v^{0,33}.$$

Граничные кривые, показанные на диаграмме пунктиром, соответствуют формуле

$$l = 1,2v^{0,33}$$

с коэффициентами $k = 2,0$ и $k = 2,4$. Формула

$$l = 2,26^{1/3} \pm 10\% \quad (5.57)$$

дает общее представление о характере зависимости относительной длины рыболовных, сухогрузных, пассажирских и нефтеналивных судов от их эксплуатационной скорости хода.

В курсе [26] формула (5.57) с другим численным коэффициентом приведена в качестве аналитического выражения зависимости, объединяющей при $v = 10-25$ уз практические данные по сухогрузным и пассажирским судам того времени. В новом издании она приводит приблизительно к тем же результатам, что и формула

$$l = 3,86 \pm 0,3v = 3,86 + 0,106v,$$

предложенная в отмеченной выше работе В. В. Ашкка, Б. А. Царева и И. В. Чепалова для определения относительной длины рефрижераторных судов.

Формулы, определяющие количественно рассматриваемых характеристик судна. Пусть

$$\frac{F}{\sigma} = A_{\sigma} L^{\alpha}; \quad \frac{F}{T} = A_T L^{\beta}; \quad \delta = \frac{A_{\delta}}{F L^{\gamma}}.$$

При этих соотношениях, как следует из уравнения плавучести,

$$l = K L^{\frac{\alpha+\beta}{3} + \frac{1}{3} + \frac{\gamma}{3}};$$

$$K = \left(0,163 \frac{F A_{\sigma} A_T}{A_{\delta}} \right)^{1/3}.$$

Чтобы исключить из последних формул длину L , нужно подставить показатели степени α , β , γ дополнительному условию

$$k = 2(\alpha + \beta).$$

В этом случае

$$l = K v^{\frac{1}{3}};$$

$$K = 0,163^{\frac{1}{3}} \left(\frac{A_{\sigma} A_T}{A_{\delta}} \right)^{1/3}.$$

Таким образом, в общем случае относительная длина транспортных и рыболовных судов является функцией абсолютной скорости хода и длины судна. Однако при определенных условиях можно рассматривать относительную длину судна как функцию одной лишь скорости хода.

Глава шестая

ПОЛОЖЕНИЕ ЦЕНТРА ВЕЛИЧИНЫ, ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ВСТАВКА И ОСОБЕННОСТИ ОБЪЕДОВ

§ 5.1. Положение центра величины по длине судна

Абсцисса центра величины x , измеренная в долях длины судна (вардара с положением наиболее полного шпангоута и цилиндрической вставки), характеризует в значительной мере распределение возмущения по длине судна. Поэтому при фиксированном значении коэффициента продольной полноты рассматриваемый параметр оказывает заметное влияние на сопротивление воды движению судна, особенно тихоходного и среднескоростного.

Смещение центра величины в нос судна приводит к увеличению волнового сопротивления, но уменьшает сопротивление формы. Смещение центра величины в корму приводит к обратным результатам. В каждом частном случае минимум сопротивления соответствует определенное положение центра величины по длине судна. Экспериментальные исследования, имеющие целью установить зависимость, определяющие оптимальное положение центра величины, показывают, что это положение обуславливается взаимодействием многих факторов и в первую очередь зависит от относительной скорости судна и коэффициента продольной полноты. Имеют также значение соотношения главных размеров и другие характеристики формы судна.

Попытки установить однозначные количественные зависимости, связывающие оптимальное положение центра величины с элементами судна, не привели до настоящего времени к достаточно убедительным результатам, так как экспериментальные кривые, полученные рядом авторов, не согласуются друг с другом. Это объясняется тем, что изменение положения центра величины по длине судна неизбежно приводит к изменению и некоторых других показателей формы, вследствие чего полученные результаты в значительной степени зависят от ряда побочных обстоятельств. Так, например, если форма косовой оконечности исходной модели серии была неудачна с точки зрения волнового сопротивления, то минимум сопротивления для этой серии будет получаться при центре величины, расположенном ближе к кормовой оконечности, чем для серии моделей с хорошо проработанной косовой оконечностью.

Существенное значение имеют также особенности измерений, поскольку в районе экстремальной точки сопоставляемые модели часто отличаются по сопротивлению. Дело осложняется тем, что

буксировочные и самоходные испытания моделей приводят к не вполне идентичным результатам. Кроме того, оптимальное по сопротивлению значение абсциссы центра тяжести ($\text{при } Fr = \infty$ $\cos \alpha$ или $\delta = \cos \alpha$) изменяется по мере перехода от осадки судна по конструктивной ватерлинии к осадке, соответствующей балластным переходам.

В качестве обстоятельства, облегчающего выбор абсциссы центра величины проектируемого судна, следует отметить, что при подходящих соотношениях между коэффициентами полноты и относительной скоростью судна можно считать центр величины от его оптимального положения на расстоянии 0,5—0,8% от длины судна.

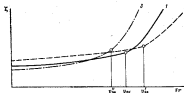


Рис. 6.1. Схема к вопросу об определении оптимальной абсорбции центро-веществом

из спасаясь значительного возрастания сопротивления. Это позволяет отказаться от попыток учесть в отдельности влияние каждого из перечисленных ранее факторов, обуславливающих в своей совокупности оптимальное положение центра тяжести, и ограничиться факторами, имеющими наибольшее значение: относительной скоростью хода и коэффициентом продольной (или обшей) полноты.

При такой постановке вопроса сущность дела можно пояснить, представив на рис. 6.1. Сплошной линией на схеме изображена кривая 1, соответствующая нормальному положению центра вращении. В районе акустической скорости v_{ac} она лежит ниже других кривых. Переносим центр вращении в норму от его нормального положения (кривая 2), мы увеличиваем сопротивление при малых скоростях. Одновременно уменьшается сопротивление в интервале больших скоростей, что позволяет аккомпанировать судно при скорости $v_{ac}^* > v_{ac}$. Смещение центра вращении в нос (кривая 3) уменьшает сопротивление в районе малых скоростей. Этой кривой соответствует илюзорическая скорость $v_{ac}^* < v_{ac}$.

Таким образом, при выбранном значении коэффициентов обобщенной продолженной полноты может оказаться выгодным сместить точку

нелинейны в корму или в нос от его нормального положения в зависимости от назначенной эксплуатационной скорости судна. Все же теоретически при эксплуатационной скорости хода сопротивление, найденное по нормальной кривой, должно быть меньше, чем по двум другим кривым.

На рис. 6.2 буквами *a, b, c* обозначены кривые, предложенные в книге Ван-Ламмерена, Тростца и Коинига [8] для определения абсциссы центра величины в зависимости от коэффициента общей полноты. Кривые отражают опыт Вагенингского бассейна. Средняя кривая соответствует соотношению между коэффициентом общей полноты и эксплуатационной скоростью хода, которое определялось по способу Ван-Ламмерена (см. § 5.2). Кривые *a* и *c* выражают рекомендуемые значения абсциссы центра величины для судов, эксплуатируемых при скорости хода, соответственно превышающих или лежащих ниже нормальной эксплуатационной скорости хода.

Прямая d на рис. 6.2 соответствует значениям α основной серии моделей БСРА. Кружками на рассматриваемом рисунке отмечены оптимальные значения абсциссы центра величины при подходе к соответствующим между коэффициентом обшей полноты и числом Фруда, установленные по данным некоторых серийных испытаний моделей.

Рис. 6.3. Резонансные диаграммы А. Линдблада для системы (6.3) с $\gamma = 1/8$. При $\gamma = 1/8$ резонансы $\omega_1 = 2\omega_2$ и $\omega_1 = 3\omega_2$ являются дублетами, а резонанс $\omega_1 = \omega_2$ — простым. В этом случае диаграммы имеют вид, показанный на рис. 6.3. В области $\omega_1 = 2\omega_2$ и $\omega_1 = 3\omega_2$ наблюдаются резонансы, связанные с дублетом $\omega_1 = 2\omega_2$ и $\omega_1 = 3\omega_2$. В области $\omega_1 = \omega_2$ наблюдается резонанс, связанный с простым $\omega_1 = \omega_2$.

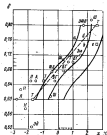


Рис. 6.2. Абсолютная централизация в процентах от общей суммы

а, б, в — по Вост.-Донецкому; д — хранилище БСРК. Включены обозначения серий моделей: АЭ — Шугуров; Г — Тодар; В-ВЗ — Застрахов. Фрейманов и Ландстром; Зм — Застрахов; ОГ — Застрахов и Гуркин; ФВ — Фрейманов и Ландстром; А — Ахмедов; Камен; Л — Ландстром; Н — Нордстром; ЮВ — Застрахов.

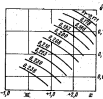


Рис. 6.3. Рекомендуемые А. Ландау-
ские значения $\alpha = f(\beta)$

частие примера использования диаграммы отметим, что при коэффициенте $\delta = 0,71$ а числе Фруда $Fr = 0,208$ минимальному сопротивлению соответствует абсцисса $x = 1,6\%$ от длины судна. В случае увеличения числа Фруда до $Fr = 0,216$ более благоприятной становится абсцисса $x = 0,8\%$, а при $Fr = 0,200$ абсцисса $x = 2,2\%$.

К тем же, приблизительно, результатам приводит кривая а, б, с на рис. 6.2, однако диаграмма на рис. 6.3 содержит более полную информацию.

По Дж. Даусону [56] оптимальные по сопротивлению и затрачиваемой мощности значения абсциссы центра величины каботажных судов с отношением $L/B = 0,6$ выражаются следующими величинами:

Коэффициент общей полноты, δ	0,65	0,70	0,75
Число Фруда Fr	0,26	0,23	0,20
Положение ЦВ, оптимальное по сопротивлению, %	-1,3	+1,3	+1,7
Положение ЦВ, оптимальное по мощности, %	-4,3	+1,3	+0,9

Для моделей серии «В» оптимальной мощности в диске вихря соответствуют значения x , смещенные в корму на 0,2—0,3% от L по сравнению с точками, характеризующими минимум сопротивления. По другим данным и, в частности, по приведенным выше данным Даусона, при переходе от сопротивления к мощности в диске вихря экстремальные точки остаются неизменными или несколько перемещаются в нос. Практически при выборе значения относительной абсциссы x можно большей частью руководствоваться данными несамостоятельных испытаний моделей, поскольку незначительные отклонения от оптимально мало сказываются на сопротивлении и мощности механизмов.

О влиянии формы шпангоутов на оптимальное положение центра величины можно судить по экспериментальной работе В. М. Штутца [43]. В этой работе приводятся коэффициенты остаточного $\text{Cot} = f(Fr)$ и полного удельного сопротивления $R/D = f(Fr)$ моделей одноосновных транспортных судов с коэффициентами общей полноты $\delta_0 = 0,60; 0,70; 0,80$ ($\delta = 0,611; 0,712; 0,814$) при $L/B = 7,8; B/T = 2,5$ и $\beta = 0,98$. Для каждой основной модели было исследовано влияние изменения коэффициента вертикальной полноты носовой половины судна $\delta_n = \delta_n/\delta_0$ и влияние изменения положения центра величины по длине судна. Принятые значения коэффициента δ_n определяли форму шпангоута в носовой половине судна. Большим значениям коэффициента δ_n соответствовали U-образные, а меньшим — V-образные шпангоуты. Модели со средними значениями коэффициента δ_n имели шпангоуты промежуточного типа.

При подходящих числах Фруда оптимальные по полному сопротивлению соотношения $\delta_n = f(\delta)$ в зависимости от коэффициента

ента δ_n выражались так ($i = 1; 2; 3$ при минимальном, среднем и максимальном δ_n):

δ_0	δ	Fr	δ_1	δ_2	δ_3
0,60	0,611	0,27	-1,7	-1,7	-1,3
0,70	0,712	0,21	+0,2	+0,2	+0,4
0,80	0,814	0,16	+2,2	+2,4	+2,4

Наиболее существенно сказалось влияние изменения характера обводов при коэффициенте $\delta = 0,60$. В этом случае, как можно было ожидать, при увеличении коэффициента вертикальной полноты (от $\delta_n = 0,830$ до $\delta_n = 0,919$) или, иначе говоря, при переходе к более U-образным обводам, оптимальное положение центра величины сместилось в нос. При коэффициентах общей полноты $\delta = 0,70; 0,80$ изменение характера обводов почти не сказалось на значениях абсциссы центра величины, соответствующей минимуму сопротивления.

Расчетные материалы относятся к осадке судна по конструктивную ватерлинию. Во время испытаний серии моделей, отличающихся положением центра величины по длине судна, а именно опытным бассейне модель с коэффициентом $\delta = 0,625$ буксировали при двух осадках. При переходе от осадки по конструктивной ватерлинии к балластной осадке с дифферентом на корму оптимальное значение абсциссы центра величины снижалось от $x = -1,7\%$ до $x = -1,3\%$ от длины модели между перпендикулярами. Для модели Блаквелла—Гудрича [53] с коэффициентом $\delta = 0,70$ оптимальное положение центра величины соответствовало абсциссе: $x = 1,0\%$ при полном возмещение, $x = 0$ при балластной осадке и $x = 0,8\%$ в промежуточных условиях.

Относительное обстоятельство нужно учитывать в процессе проектирования грузовых судов, передвигаясь при неиспользованной полностью грузоподъемности со значительным дифферентом на корму. Особенно это относится к судам перегрузочного плавания, которые могут возвращаться из рейса без груза, в балласте.

Иногда при проектировании относительно быстроходных грузовых судов предусматривают резерв мощности главных механизмов, позволяющий в случае необходимости форсировать скорость судна. В подобных случаях также выгодно сместить центр величины в корму, что позволяет получить более высокую форсировочную скорость.

Для тихоходных судов с большими коэффициентами общей полноты смещение центра величины в корму по сравнению с его оптимальным положением (а усиление буксировочных испытаний) позволяет несколько улучшить ходовые качества судна на изолированном море путем застревания носовых обводов. Обратные значения x на современных тихоходных грузовых судах с коэффициентами $\delta > 0,70$ располагаются большей частью между кривыми а и б, а при $\delta = 0,60 \rightarrow 0,70$ — вдоль кривой а на рис. 6.2. Для бы-

строгодных грузоземных судах с коэффициентами $\delta < 0,6$ характерны значения $x = -(1+2) \%$ в корму от модели.

Об оптимальном положении центра величины по длине двухвинтовых пассажирских судов можно судить по серийным испытаниям моделей Перлова [30] и Линдблада [19]. Для моделей Перлова с коэффициентами $\delta = 0,55; 0,6; 0,65$ наиболее выгодными по сопротивлению при подходе к числам Фруда оказались модели с центром величины, расположенным приблизительно на расстоянии 3% от длины между перпендикулярами в корму от модели. Оптимальные значения абсциссы центра величины шести моделей Линдблада с коэффициентами $\delta = 0,555 \pm 0,535$ незначительно изменились в пределах $x = 2,0 \pm 3,5\%$ от L в корму от модели.

Геометрически абсцисса центра величины зависит от коэффициента продольной полноты судна в целом и коэффициентов продольной полноты носовой и кормовой половины судна. При выбравшем значении абсциссы $x = x/L$ для определения коэффициентов продольной полноты носовой и кормовой половины судна можно воспользоваться одной из известных приближенных формул. Достаточной точностью отличаются формулы Нормана

$$\varphi_n = \varphi + 2,25 \frac{x_n}{L}; \quad (6.1)$$

$$\varphi_k = \varphi - 2,25 \frac{x_k}{L}.$$

В этих формулах абсцисса x считается положительной, если центр величины расположен в нос от модели.

§ 6.2. Положение наиболее полноты шпангоута.

Притягивание и положение цилиндрической вставки

Цилиндрическая вставка применяется на транспортных судах, предназначенных к эксплуатации при числах Фруда, лежащих $0,24-0,26$. Этим числам Фруда соответствуют коэффициенты обшей полноты $\delta > (0,60-0,63)$ и коэффициенты продольной полноты $\varphi > (0,61-0,63)$. Общепринятые значения относительной длины цилиндрической вставки $l_c = l_n/L$ возрастают с увеличением полноты судна вплоть до $l_c = 0,30-0,40$ при $\delta = 0,80$ и $l_c = 0,40-0,45$ при $\delta = 0,85$.

Привнесение цилиндрической вставки на судне с заданными размерами и заданным коэффициентом продольной полноты позволяет заострить оконечности, что благоприятно сказывается на сопротивлении воды движению судна в отмеченных выше интервалах значений относительных скоростей и коэффициентов теоретического чертежа. Кроме того, наличие цилиндрической вставки, упрощая и удешевляя постройку судна, позволяет в то же время придать грузовой трюм более удобную конфигурацию.

Однако при чрезмерной длине цилиндрической вставки невозможно осуществить достаточно плавное притягивание кормовых и

носовых ватерлиний к цилиндрической вставке. Это может привести, с одной стороны, и увеличению сопротивления формы, а с другой стороны — к интенсификации волн, возникающих у начала цилиндрической вставки, и увеличению волнового сопротивления.

На полных тихоходных судах цилиндрическую вставку смещают несколько в нос от модели с тем, чтобы увеличить длину кормового заострения и снизить сопротивление формы. При коэффициенте обшей полноты $\delta \sim 0,80$ отстояние середины цилиндрической вставки от носового перпендикуляра, измеренное в долях длины судна, обычно лежит в пределах $x_n = 0,44-0,46$. По мере сжатия коэффициента обшей полноты середина цилиндрической вставки приближается к модели.

На транспортных судах без цилиндрической вставки наиболее полный шпангоут располагается на модели или несколько в корму от модели.

Величины, характеризующие длину и расположение цилиндрической вставки, геометрически связаны с коэффициентами продольной полноты судна и его заострений зависимостями

$$\varphi_n = \frac{\varphi - l_n - l_c \varphi}{l_c}; \quad (6.2)$$

$$\varphi_k = \frac{\varphi - l_k - l_c \varphi}{l_c}.$$

или в другом виде

$$\varphi_n = \frac{\varphi - l_n}{l_c + l_c \frac{\varphi_n}{\varphi}}; \quad \varphi_k = \frac{\varphi_k}{\varphi} \varphi_n. \quad (6.3)$$

где l_n и l_c — соответственно относительная длина носового и кормового заострения; φ_n и φ_k — коэффициенты продольной полноты этих заострений.

В то же время, как следует из формул

$$\varphi_n = 1 - 2l_n(1 - \varphi_n); \quad (6.4)$$

$$\varphi_k = 1 - 2l_c(1 - \varphi_k),$$

коэффициенты φ_n и φ_k являются соответственно функциями относительных длин и коэффициентов продольной полноты носового и кормового заострения. В формуле (6.4) коэффициенты φ_n и φ_k можно выразить через абсциссу центра величины (см. формулу (6.1)). Поэтому, если длина и положение цилиндрической вставки наряду с абсциссой центра величины известны, формула (6.4) позволяет определить коэффициенты φ_n и φ_k .

На рис. 6.4 приведены кривые $l_c = f(\delta)$, характеризующие длину цилиндрической вставки, принятую для моделей, вошедших в серии «Об», БСРА и Штумфа. Кроме того, на рисунке показаны модифицированные кривые Саулдсера, ограничивающие область

принятых на практике для цилиндрической вставки. В оригинальном труде Х. Саундера [103] эти кривые представлены в виде $L_0 = f(\delta)$.

На рис. 6.5 построены кривые абсцисс середины цилиндрической вставки и наиболее полного шпангоута $x_0 = f(\delta)$, выраженные в долях длины судна. Отсчет ведется от носового перпендикуляра. Кривые построены по тем же исходным данным, что и кривые на предыдущем рисунке, а также на рис. 6.6. На последнем приведены кривые $L_0 = f(\delta)$, характеризующие длину носового заострения, выраженную в долях длины судна.

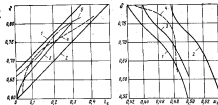


Рис. 6.4. Относительная длина цилиндрической вставки

1 и 2 — предельные кривые Саундера; 3 — серия «60»; 4 — серия «62А»; 5 — серия «64»; 6 — серия «66»

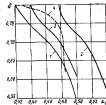


Рис. 6.5. Относительная абсцисса наиболее полного шпангоута и середины цилиндрической вставки (считая от носового перпендикуляра)

1 и 2 — предельные кривые Саундера; 3 — серия «60»; 4 — серия «62А»

На небольших промышленных судах, которые, как правило, не имеют цилиндрической вставки, наиболее полный шпангоут располагается в пределах $L_0 = (0,45 \div 0,55) L$, считая от носового перпендикуляра.

Как видно из работы Дж. Хью и Х. Из [70], на военных кораблях наиболее полный шпангоут расположен в корму от миделя.

Модели быстроходных кораблей серии «64» ($\tau = 0,63$; $\delta = 0,35 \div 0,55$; $L/B = 8,5 \div 17,9$) в работе [70] были спроектированы с наиболее полным шпангоутом, смещенным на расстояние 0,1 L в корму от миделя.

Длина прямолинейного участка грузовой ватерлинии и отстояние x_{00} середины этого участка (или наиболее широкого поперечного сечения грузовой ватерлинии) от носового перпендикуляра не совпадают с аналогичными характеристиками строевой по шпангоутам. На рис. 6.7 средние кривые $L_{00} = f(\delta)$ Саундера

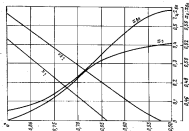


Рис. 6.7. Зависимость L_{00} от L_0 ; $L_{00} = f(\delta)$



Рис. 6.8. Относительная длина носового заострения
1 — серия «60»; 2 — серия «62А»; 3 — серия «64»; 4 — серия «66»

сопоставлены с кривыми k_0 ; $k_0 = f(\delta)$. Рисунок показывает, что длина прямолинейного участка грузовой ватерлинии обычно значительно превосходит протяженность цилиндрической вставки. Абсциссы же k_{00} и зависимости от коэффициента общей полноты могут быть больше или меньше абсцисс k_0 .

В § 1.3 приведена формула Бокера [49], выражающая минимальную относительную длину кормового заострения $l_z = L_z/L$, при которой обтекание корпуса происходит без отрыва пограничного слоя, а сопротивление воды движению судна не превосходит приемлемого предела. Формулу Бокера можно представить в виде

$$k = l_z \frac{L}{B} \sqrt{\frac{B}{T} \cdot \frac{1}{\rho}}$$

По Бокеру приемлемые значения коэффициента k транспортных судов не превосходят $k=4,1$. Фактические значения коэффициента k , подсчитанные по характеристикам моделей серии Штумфа, «60», и БСГА приведены в табл. 6.1. Табличные значения этого показателя относятся к моделям с максимальными коэффициентами δ и минимальной относительной длиной l_z . Из таблицы следует, что во всех случаях полученные значения коэффициента k превосходят максимальную величину, рекомендованную Бокером.

Таблица 6.1
Значения коэффициента Бокера для транспортных судов

Серия	δ	β	$\frac{L}{B}$	$\frac{B}{T}$	l_z	k
Штумфа	0,614	0,582	7,30	2,50	0,286	4,37
«60»	0,603	0,564	6,50	2,50	0,410	4,18
БСГА	0,600	0,560	7,27	2,11	0,385	4,11

В табл. 6.2 приведены значения коэффициента Бокера, подсчитанные для основных моделей рыболовных судов всесторонних серий. Из таблицы видно, что критерию Бокера ($k \geq 4,1$) удовлетворяют лишь рыболовные суда с относительно большими отношениями длины к ширине. На малых рыболовных судах с отношением $L/B = 3,5 \div 3,7$ коэффициент Бокера падает до $k = 2,8 \div 2,9$.

Таблица 6.2
Значения коэффициента Бокера для рыболовных судов

Серия	δ	β	$\frac{L}{B}$	$\frac{B}{T}$	l_z	k
Петруша	0,602	0,585	5,70	2,00	0,287	4,70
Лисовца	0,592	0,587	5,70	2,00	0,500	4,28
Хомель	0,590	0,533	4,20	2,40	0,500	3,57
Траут	0,582	0,727	3,51	2,50	0,440	2,80

несмотря на то, что суда этого типа отличаются малыми коэффициентами полноты миделя-шпангоута.

Вопрос о критериях, которыми можно руководствоваться при оценке качества обводов в случае отрывного обтекания корпуса, рассмотрен в § 1.3. Этот вопрос имеет существенное значение при проектировании крупных тихоходных нефтяников и рудовозов с большими коэффициентами полноты.

§ 6.3. Традиционные обводы

Форма строек по шпангоутам в носовой оконечности. Отрывная форма судовой поверхности, форма строек по шпангоутам оказывают существенное влияние на сопротивление воды движению судна.

На рис. 6.8 показаны три типичные строевые по шпангоутам в пределах носового заострения. Эти кривые, имеющие одинаковый коэффициент продольной полноты $\phi_z = 0,672$, характеризуют форму так называемых прямых, l вогнутых 3 и слегка вогнутых 2 строек.

Прямые носовые вали строек по шпангоутам характерны для тихоходных судов со скоростями хода, не превышающими чисел Фруда $Fr = 0,21 \div 0,22$. При числах Фруда $Fr = 0,22 \div 0,26$ строевые по шпангоутам получают незначительную вогнутость, а при числах Фруда Fr соответствующих быстроходным судам, применяют прямые строевые или строевые с очень легкой вогнутостью.

Аналогично строевым по шпангоутам различают ватерлинии: выпуклые, прямые, вогнутые и умеренно вогнутые. Применение вогнутых грузовой ватерлинии позволяет заострить обводы судна в зоне пониженных давлений, соответствующей району расположения носовой корабельной волны. Тем самым в этом районе уменьшаются составляющие давлений, направленные вдоль диаметрала, а следовательно, и сопротивление воды движению судна.

Увеличение относительной скорости сопровождается возрастанием длины носовой волны, в соответствии с чем для получения благоприятного эффекта необходимо смещать в более быстроходных судах точку перегиба ватерлинии ближе к миделю.

При больших относительных скоростях зона пониженных давлений охватывает значительную часть носовой половины судна, и в этом случае для снижения сопротивления необходимо заострить

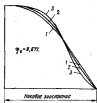


Рис. 6.8. Типичные строевые по шпангоутам в пределах носового заострения

грузовую ватерлинию по всей длине носового заострения. Это обуславливает переход от вогнутых ватерлиний к прямым.

На очень полных судах практически невозможно в достаточной степени заострить грузовую ватерлинию без резкого перехода к цилиндрической вставке, нарушающего плавность обтекания. Кроме того, при относительных скоростях, свойственных этим судам, возможное сопротивление сравнительно невелико. Поэтому в подобных случаях целесообразно применять выпуклые грузовые ватерлинии, близкие по возможности к прямым.

С точки зрения сопротивления воды движению судна пределы применимости носовых частей грузовых ватерлиний различной формы соответствуют приблизительно следующим числам Фруда: $Fr < 0,16$ — выпуклые; $Fr = 0,16 + 0,19$ — прямые или слегка выпуклые; $Fr = 0,19 + 0,22$ — вогнутые или прямые; $Fr = 0,22 + 0,32$ — умеренно вогнутые; $Fr > 0,32$ — прямые.

Вогнутые ватерлинии в комбинации с каплеобразными шпангоутами применяются и на более высоких относительных скоростях — вплоть до числа Фруда $Fr = 0,36$.

Форма грузовой ватерлинии в значительной степени обуславливается углом, под которым она подходит к диаметральной плоскости. Значения этого угла, соответствующие минимуму сопротивления, зависят как от относительной скорости судна, так и от ряда других факторов, а именно от положения центра плавучести по длине судна, отношения длины к ширине и т. д.

На полных тихоходных судах угол заострения грузовой ватерлинии в носовой оконечности φ_n , отсчитанный на один борт, достигает $32-36^\circ$. Уменьшаясь с увеличением относительной скорости судна, он падает до $6-8^\circ$ при числах Фруда порядка $Fr = 0,30 + 0,32$. Оптимальные значения угла φ_n выражают обычно в функции числа Фруда или коэффициента общей полноты судна. Однако исходя из теоретических соображений целесообразнее рассматривать его как функцию коэффициента продольной полноты носовой половины судна.

На диаграмме, представленной на рис. 6.9, кривые $\varphi_n = f(\varphi_n)$, проведенные сплошными линиями, соответствуют рекомендациям Вагенингского бассейна (Ван-Ламмерен, Троост, Континг) [9].

Интервал $\varphi_n = 0,725 + 0,750$ представлен двумя рядами значений углов заострения грузовой ватерлинии. При прямых ватерлиниях бассейна рекомендуется пользоваться отрезком верхней кривой, а при вогнутых ватерлиниях — отрезком нижней кривой. Пунктирные линии на рис. 6.9 построены по формуле Трооста—Лана [113] $\varphi_n = 69,5 - 260 \varphi_n (1 - \varphi_n)$.

Кроме того, на диаграмме отмечены точки, характеризующие соотношения $\varphi_n = f(\varphi_n)$, принятые для моделей некоторых серий. Эти точки, как и кривая Трооста—Лана, согласуются более или менее с кривыми Вагенингского бассейна.

На рис. 6.10 кривая $\varphi_n = f(\delta)$ Ландауля и предлагаемая кривая сопоставлены с практическими точками.

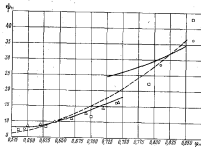


Рис. 6.9. Носовые углы заострения конструктивной ватерлинии $\varphi_n = f(\varphi_n)$
 ○ — серия Штрюффа; □ — серия «ВК»; △ — серия «СР»; — — — — — кривые по Ван-Ламмерен; — — — — — кривые по Троосту—Лана

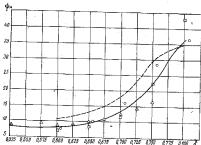


Рис. 6.10. Носовые углы заострения грузовой ватерлинии $\varphi_n = f(\delta)$
 ○ — серия Штрюффа; □ — серия «ВК»; △ — серия «СР»; — — — — — предлагаемая кривая; — — — — — кривая Ландауля

Приведенные диаграммы, как и другие материалы подобного рода, основываются большей частью на результатах испытаний моделей транспортных судов с отношением длины к ширине около $L/B = 7$. На практике же для тех же безразмерных грузовых ватерлиний применяются для теоретических чертежей судов, значительно отличающихся друг от друга отношением длины к ширине. В подобных случаях с увеличением отношения L/B углы заострения увеличиваются, что допустимо лишь до известного предела.

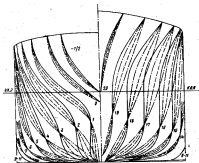


Рис. 6.11. Четыре варианта теоретического корпуса

При проектировании малых каботажных судов ($L/B = 5-6$) выгодно иногда несколько уменьшать угол φ_0 по сравнению с общепринятым. Так, для моделей каботажных судов с коэффициентом общей полноты около 0,75, испытанных Ф. Уоддом [109], уменьшение угла φ_0 вследствие применения более вертикальных шпангоутов при одновременном уменьшении волнистости грузовой ватерлинии позволяло снизить сопротивление примерно на 20% по сравнению с сопротивлением исходной модели. Тот же автор отмечает, что при частях Фруда и соотношениях, характерных для военных кораблей, оптимальные углы заострения грузовой ватерлинии ближе к $\varphi_0 = 10^\circ$.

Однако, как это следует из работы Дж. Хью и Х. Яз [70], для моделей быстроходных кораблей серии «64» при отношении

$L/B \approx 10,0$ угол заострения грузовой ватерлинии был принят равным $\varphi_0 = 6,5^\circ$.

Формы носовых шпангоутов. На рис. 6.11 показаны четыре варианта теоретического корпуса, дающие представление о так называемых V-образных, умеренно V-образных, умеренно U-образных и U-образных шпангоутах. Рисунки заимствованы из работы Е. Фейдманса и Х. Лидгрева [62], посвященной исследованию вопроса о различных формах шпангоутов на сопротивление и продольные качества судна с коэффициентом полноты $\delta = 0,675$.

Форма шпангоутов в значительной мере предопределяется формой стрелой по шпангоутам и грузовой ватерлинии. В носовой оконечности разнообразности V-образных шпангоутов хорошо согласуются с выпуклыми и прямыми ватерлиниями, а разнообразности U-образных шпангоутов — с вогнутыми ватерлиниями.

Изменение формы носовых шпангоутов в пределах, представляющих практический интерес, мало сказывается на сопротивлении. С другой стороны, V-образные шпангоуты позволяют обычно несколько снизить амплитуду продольной качки на безволнованном море и улучшить в этих условиях ходкость судна. Поскольку, кроме того, U-образные шпангоуты сочетаются в носовой оконечности с плоским днищем, имеются основания предпочесть V-образные шпангоуты, учитывая риск повреждения корпуса при смирении. Шпангоуты промежуточного типа (UV) рассматриваются как разумный компромисс для средних условий океанского плавания. В табл. 6.3, составленной на основе диаграмм в работе В. М. Шнуцафа [43], приведены значения удельного сопротивления моделей с коэффициентами $\delta = 0,6; 0,7; 0,8$ при U-образных, V-образных и промежуточных обводах. Варианты сопоставлены при подходящих сочетаниях коэффициента общей полноты и числа Фруда и наиболее выгодном в каждом частном случае положении центра величин.

Таблица 6.3

Удельное сопротивление моделей в зависимости от форм носовых шпангоутов

Коэффициент δ и число Фруда Fr	Форма носовых шпангоутов	R_x	$\frac{R}{D}$
$\delta = 0,6$ $Fr = 0,35$	U-образная	-1,25	4,00
	UV-образная	-1,80	4,95
	V-образная	-1,25	4,00
$\delta = 0,7$ $Fr = 0,31$	U-образная	+0,48	2,54
	UV-образная	+0,29	2,56
	V-образная	+0,20	2,60
$\delta = 0,8$ $Fr = 0,18$	U-образная	+2,00	2,02
	UV-образная	+1,60	2,06
	V-образная	+1,70	1,98

Из табл. 6.3 следует, что в рассматриваемом случае минимальным сопротивлением отличались U-образная модель с коэффициентом $\delta = 0,7$ и V-образная модель с коэффициентом $\delta = 0,8$, однако экономичный выигрыш в сопротивлении не превосходил 1–2%.

Удельное сопротивление U- и V-образной моделей с коэффициентом $\delta = 0,60$ оказалось одинаковым. В двух случаях сопротивление моделей промежуточного типа превосходило сопротивление U- и V-образной моделей.

В качестве второго примера ниже приведены записанные из книги А. Ливада [191] значения адмиралтейского коэффициента для двух моделей грузовых судов с коэффициентом $\delta = 0,75$. Составляемые модели имели умеренно V-образную и усердно U-образную форму. При числе Фруда $Fr = 0,193$, соответствующим эксплуатационной скорости хода, и при более высоких числах Фруда адмиралтейские коэффициенты IC_U и IC_V обеих моделей оказались практически одинаковыми. При меньших числах Фруда V-образная модель отличалась меньшим сопротивлением:

Fr	IC_U	IC_V
0,148	0,645	0,672
0,164	0,663	0,669
0,178	0,669	0,668
0,193	0,680	0,686
0,200	0,712	0,710
0,223	0,753	0,755

Носовым спангоутам современных транспортных судов океанского плавания придает большей частью умеренно U-образную или умеренно V-образную форму. Малые каботажные суда, отличающиеся меньшим отклонением L/B , имеют обычно более равнобедренные спангоуты. Носовым спангоутам небольших рыболовных судов придает большей частью резко выраженный V-образную форму. Это является следствием малых значений отношения L/B и больших коэффициентов полноты грузовой ватерлинии.

В носовой оконечности спангоуты должны иметь достаточный развал в надводной части для уменьшения затопляемости. Развал должен начинаться не слишком близко от грузовой ватерлинии для того, чтобы на извилистом море при погружении носовой оконечности в воду действующая ватерлиния сохраняла достаточную строгость.

На судах современной постройки форштевень в надводной части делают наклонным, причем угол наклона достигает 15–30°. Наклонный форштевень позволяет заострить ватерлинию выше грузовой, что несколько уменьшает бурту в носовой оконечности. Кроме того, наклонный форштевень оказывает благоприятное влияние на килевую ячею, поскольку при такой конструкции площади ватерлинии быстро возрастают при погружении носа в воду, а встречная волка меньше деформируется. Наконец, применение наклонного форштевня повышает безопасность судоходства, так

как при столкновении судов пробития от удара наклонным штевнем располагаются выше, чем при ударе вертикальным штевнем.

В надводной части (рис. 6.12) либо сохраняют наклон форштевня; либо сопрягают последний с килевой линией, либо делают его почти вертикальным. С точки зрения сопротивления обе формы примерно равноценны. Первые несколько выгоднее при продольной качке, вторая при достаточной каленности днища в носовой оконечности несколько смягчает гидродинамические удары.

При форштевне, имеющем наклон в надводной части, нижние ватерлинии в носовой мере спрямляются при подходе к диаметральной плоскости и притягиваются к ней под менее острыми углами. Вследствие этого технологический процесс постройки судна несколько упрощается.

Крейсерские и танковые кораб. Еще недавно транспортные суда строили исключительно с крейсерской кормой, а танковую корму применяли на военных кораблях и моторных катерах.

Целесообразность применения танковой кормы на быстроходных судах обусловлена тем, что при высоких скоростях хода струи, обтекающие крейсерскую корму, покидают судно под большим углом к горизонту. Это вызывает подъем воды за кормой, на что затрачивается дополнительная энергия. Кроме этого, при танковой корме возрастает эффективная длина судна и отрыв пограничного слоя концентрируется в непосредственной близости от транца.

При проектировании быстроходных судов Х. Саундерс [303] рекомендует определять глубину погружения транца L_{TP} по формуле

$$Fr_A = \frac{a}{V \sqrt{L_{TP}}} = 4,0 \pm 0,1,$$

где Fr_A — число Фруда, отнесенное к длине L_{TP} . Если принять $Fr_A \approx 4,5$, погружение транца получится равным

$$L_{TP} = \frac{a^2}{200}.$$

Судя по монографии Х. Саундерса, можно выразить размеры транца быстроходных судов следующими формулами:

$$A_{TP} \geq 0,25T; \quad l_{TP} \geq 0,15B;$$

$$B_{TP} = (0,8 \pm 0,9)B,$$

где L_{TP} — глубина; l_{TP} — площадь; B_{TP} — ширина погруженной части транца.



К числу достоинств транцевой кормы, не зависящих от типа судна, следует отнести увеличение площади палуб и некоторое улучшение технологии постройки судна.

Независимо от скорости хода на некоторых типах современных судов транцевую корму применяют исходя из эксплуатационных условий. В частности, с транцевой кормой строят транспортные суда, если грузовые операции осуществляются с кормы (трейлерные суда, автомобильные паромы). На рыболовных судах применяют транцевую корму для обеспечения возможности выбирать сети по кормовому слупу. В подобных случаях находят применение различные модификации транцевой кормы — большей частью с обу-

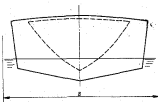


Рис. 6.13. Две модификации транцевой кормы

жением, незначительно погруженным в воду транцем. На рис. 6.13 такой транец сопоставлен с классическим транцем. Нередко применяют также транец, возвышающийся над уровнем воды.

В диапазоне чисел Фруда $Fr = 0,27 \div 0,31$ взамененная транцевая корма может оказаться выгодной для ходовых качеств судна. В качестве примера ниже приведены данные испытаний двух вариантов модели рыболовного траулера, заимствованные из работы Г. Томсона и Р. Паттуалло [107]. Значения траулера: $D = 847$ т; $L = 48,1$ м; $\delta = 0,571$; $\beta = 0,885$; $\varphi = 0,645$; $L/B = 5,7$; $B/T = 2,0$. По словам авторов работы, такие траулеры эксплуатируются при скорости хода, которой соответствует число Фруда $Fr = 0,30$.

В табл. 6.4 приведены значения коэффициентов взаимодействия и пропульсивных коэффициентов сопоставляемых вариантов траулера при числе Фруда $Fr = 0,303$. Адмиралтейские коэффициенты и значения мощности в динке винта в зависимости от числа Фруда указаны в табл. 6.5. Величины, относящиеся к траулерам с крейсерской и транцевой кормой, отмечены в таблицах индексом «к» и «т» соответственно.

Таблица 6.4

Коэффициенты, характеризующие пропульсивные качества траулера с крейсерской и транцевой кормой

Корма	λ	σ	ζ_k	ζ_t	λ	$\zeta_{\text{вп}}$
Крейсерская	0,168	0,176	1,006	0,683	1,034	0,704
Транцевая	0,190	0,178	0,985	0,681	1,075	0,723
Δ , %	+12,4	+1,1	-2,1	—	+3,0	+2,4

Таблица 6.5

Адмиралтейские коэффициенты к мощности в динке винта адмиралтейского траулера с крейсерской и транцевой кормой

Показатели	При числах Фруда			
	0,284	0,279	0,305	0,327
C_k	0,611	0,569	1,220	1,498
C_t	0,603	0,545	1,209	1,429
Δ , %	+2,7	-2,5	-4,6	-2,0
η	302	468	844	1192
N	280	448	767	1208
Δ , %	-1,6	-4,3	-6,7	+0,1

Таблицы показывают, что в рассматриваемом случае траулер с транцевой кормой оказался несколько выгоднее по буксирному сопротивлению и пропульсивному коэффициенту. Суммарный выигрыш достигает 4,3—6,7% в интервале чисел Фруда $Fr = 0,28 \div 0,30$. При сравнительно высоких числах Фруда применение транцевой кормы не сопровождается снижением мощности из винта.

Закрыва́тая и откры́тая корма. На судах динка кормового подзора на уровне верхней палубы при крейсерской и транцевой корме не выходит большей частью за пределы (0,035—0,045) L . На судах с крейсерской кормой динка кормового подзора на уровне грузовой ватерлинии обычно равна (0,015—0,030) L .

Варианты кормы закрытой и открытой типов показаны на рис. 3.3 и 3.4. Для ходовых качеств судна более выгодна корма открытого типа.

На одновинтовых и двухвинтовых судах V-образные шпангоуты в кормовой оконечности наиболее выгодны по сопротивлению, а для уменьшения мощности на валу шпангоуты одновинтовых судов выгодно придавать умеренно U-образную или умеренно V-образную форму. Первые имеют преимущество при малых, а вторые при больших числах оборотов гребного винта. В обоих случаях абразив характерности следует применять резко выраженные U-образные шпангоуты, что улучшает условия подтекания воды к винту. Для сокращения длины машинного отделения на одно-

товых судах с кормовым расположением механизмов иногда применяют резко выраженные U-образные шпангоуты на более длинном участке кормовой оконечности.

Сведения о форме обводов и в кормовой оконечности приведены в § 3 главы первой.

§ 6.4. Упрощенные обводы

На первых морских судах с упрощенными обводами шпангоуты были образованы отрезками прямых линий. Такие обводы применялись на некоторых типах стандартных судов, которые были построены во время первой мировой войны крупными сериями для пополнения больших потерь в тоннаже транспортного флота. Упрощение обводов позволяло значительно ускорить постройку и увеличить выпуск транспортных судов.

Исследованию ходкости судов с подобными обводами посвящен ряд работ, выполненных во время войны и в послевоенные годы в Советском Союзе и за рубежом.

На рис. 6.14 приведен теоретический корпус траулера первой серии постройки Северной верфи. Такой траулер был принят в качестве прототипа при проектировании серии моделей. Теоретический корпус модели с упрощенными обводами, копиршей в эту серию, приведен на рис. 6.15.

Испытания моделей этой серии освещены в главе XIII книги автора².

Элементы обоих траулеров: $L = 49,0$ м; $B = 9,0$ м; $T = 3,82$ м; $T_a - T_n = 1,0$ м; $V = 960$ м³; $\delta = 0,570$; $\beta = 0,845$; $\varphi = 0,675$; $\alpha = 0,811$; $\epsilon_r = 0,71$ м; $L/B = 5,44$; $B/T = 2,35$.

Ниже приведены значения бусировочной мощности, относимые к голому корпусу натурального судна (P_0 и P_1 — судно-прототип; № 2 — судно с упрощенными обводами):

Скорость v	8	9	10	11
Судно № 1	80	130	225	331
Судно № 2	71	124	217	338
Параллельно δ , % . . .	-11,3	-10,6	-3,6	+2,1

При скорости хода $v = 10,0 \rightarrow 10,5$ уз ($Fr = 0,234 \rightarrow 0,246$), характерной для траулеров рассматриваемого типа, оба судна оказались приблизительно равноценны.

В работе Н. Диксона³ изложены результаты испытаний двух серий моделей грузовых судов с коэффициентами обшей полноты $\delta = 0,71$ и $\delta = 0,82$ (серии «1» и «2»). В первую из них вошла: основная модель А-71 с традиционными обводами и упрощен-

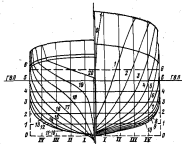


Рис. 6.14. Теоретический корпус траулера PT-57

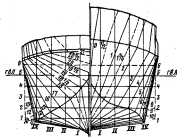


Рис. 6.15. Теоретический корпус траулера упрощенной формы

² Кен Н. К. Обводы корпуса траулеров и данные для определения сопротивления воды, т. XIII в кн.: Нольд Л. М. Рыболовные траулеры. Л., Гострыбиздат, 1933.

³ Johnson N. V. Experiments with Straight Framed Ships, RINA, 1964, vol. 106, N 2, p. 197-211.

ние модели В-71; С-71; D-71. Элементы моделей серии «71» в пересчете на натуру: $L = 121,9$ м; $B = 17,07$ м; осадка нормальная $T = 7,11$ м; осадка максимальная $T = 7,59$ м. При меньшей осадке $D = 10\,540$ т; $\delta = 0,712$; $\beta = 0,975$; $\varphi = 0,750$; $\chi = -0,18\%$. При максимальной осадке: $D = 11\,390$ т; $\delta = 0,721$; $\beta = 0,976$; $\varphi = 0,739$; $\chi = -0,37\%$.

Теоретические корпуса моделей А-71 и В-71 приведены на рис. 6.16 и 6.17. Обе модели имеют практически одинаковую структуру по шпангоутам. Число шпангоутов на модели В-71 не превышает трех. Модели С-71 и D-71 спроектированы со все возрастающей степенью упрощения, что выражается в уменьшении числа шпангоутов.

При осадке $T = 7,11$ м и числе Фруда $Fr = 0,214$, характерном для более острого судна, сопротивление модели В-71 оказалось на 2,9% меньше, чем сопротивление модели с традиционными обводами. Сопротивление же моделей С-71 и D-71 превосходили сопротивление модели А-71 соответственно на 5,3 и 50,3%.

При осадке $T = 7,59$ м модели А-71 и В-71 оказались равноценными по сопротивлению. Сопротивление же двух других моделей возросло по сравнению с сопротивлением модели А-71 соответственно на 9 и 56,5%.

По мощности в диске винта модель В-71 при осадке $T = 7,11$ м оказалась на 4,7% лучше модели А-71, а при осадке $T = 7,59$ мощность модели В-71 возросла на 1% по сравнению с мощностью модели А-71.

К противоположным результатам привели испытания более полных моделей серии «82». При меньшей осадке сопротивление упрощенных моделей этой серии увеличилось на 19%, а при большей осадке на 17–20% по сравнению с прототипом. Так же приблизительно изменялась и мощность в диске гребного винта.

В качестве общего вывода из рассмотренных испытаний отметим, что при малых и умеренных коэффициентах общей волноты оказалось возможным спроектировать модели с упрощенными обводами, приблизительно равноценные или даже несколько превосходящие по ходовым качествам модель с традиционными обводами. Для получения благоприятных результатов необходимо, чтобы кромочные линии (линии ватерлинии) совпадали с линиями тока воды.

Дальнейшее упрощение обводов сводится к сопоставлению ряда плоскостей. По этому пути пошли авторы системы «Писера», охватившей ряд вариантов судна с плоскостными обводами. При одинаковой ширине и высоте борта варианты судна отличаются длиной, изменением авторой осуществляется путем изменения длины цилиндрической вставки.

На рис. 6.18 приведен теоретический чертеж одного из вариантов судна типа «Писера», заимствованный из статьи Ф. Зандмана и Ц. Галлама [101]. Корпус судна состоит из пяти частей: носовой, средней, кормовой и двух промежуточных. Обе промежуточные части взаимозаменяемы (правая бортовая секция носовой промежуточ-

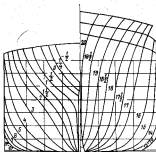


Рис. 6.16. Теоретический корпус модели А-71

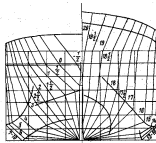


Рис. 6.17. Теоретический корпус модели В-71

ной секции и левая бортовая секция кормовой провальной части (идентичны).

По словам авторов статьи, испытания моделей показали, что при правильном расположении плоскостей, угла между которыми не должны превосходить определенной величины, судно с плоскостными обводами не уступает или же несколько превосходит по ходовым качествам судно с традиционными обводами.

Далее авторы статьи указывают, что коэффициенты полуватного потока $\alpha = 0,25 \div 0,30$ судов типа «Пионер» не выходят за обыч-

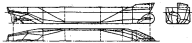


Рис. 6.18. Теоретический чертёж судна типа «Пионер»

ных пределов при принятом коэффициенте общей полноты. Коэффициент же заострения $1 = 0,10$ оказался необычно малым. Это позволило реализовать высокие пропульсивные коэффициенты.

§ 6.5. Бульбовые и цилиндрические обводы в носовой оконечности судна

Общие замечания. Бульбовые утолщения носовых шпангоутов создают дополнительную систему корабельных волн. При правильно спроектированном бульбе благоприятная интерференция этих волн с основной системой носовых корабельных волн снижает общее волновое сопротивление судна и интерферирующего устройства бульба. Выигрыш в сопротивлении становится существенным в интервале чисел Фруда $Fr = 0,25 \div 0,35$, достигая максимума приблизительно при $Fr = 0,30$.

В настоящее время бульбовые шпангоуты применяют также на полных тихоходных транспортных судах. В этом случае бульбовые шпангоуты позволяют заострить носовую оконечность судна выше бульба, что при сохранении неизменным водовысечения приводит к снижению волнового сопротивления. Это приобретает существенное значение на протяженных балластных переходах, когда возрастает доля волнового сопротивления в общем сопротивлении воды движению тихоходных судов. При грузовой и балластной осадке снижается также сопротивление формы вследствие уменьшения выхребразования в носовой оконечности.

Форма бульбовых утолщений очень разнообразна. Будем различать в соответствии с рис. 6.19, заимствованном из работы Г. Хемеля и К. Лабаса 1981, следующие разновидности бульбов:

1. Таранный бульб с поперечными сечениями в виде окружности. В нос от перпендикуляра цилиндрическая часть бульба ограничивается либо сферической поверхностью, либо более вытянутой в продольном направлении эллипсоидальной поверхностью. В предельном случае длина цилиндра может обращаться в нуль.

В корму от носового перпендикуляра при переходе к основной корпус диаметр поперечных сечений либо сохраняется постоянным,

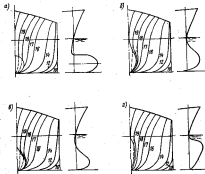


Рис. 6.19. Носовые бульбы: а — таранный; б — клинообразный; в — грушевидный; г — типа SV

либо постепенно уменьшается (цилиндрическая поверхность заменяется конической). Поперечные сечения бульба сопрягаются со шпангоутами либо без переходных закруглений, либо с минимальными закруглениями.

2. Клинообразный бульб характерен поперечными сечениями, плавно сопрягающимися со шпангоутами.

3. Грушевидный бульб отличается от клинообразного меньшей килеватостью и более низким расположением экстремальной точки в сечении по диаметральной плоскости.

4. Бульб типа SV Майера имеет клиновидное поперечное сечение и подрезанную носовую арку.

Влияние бульбовых шпангоутов на сопротивление зависит от формы и размеров бульба. Размеры бульба характеризуют его относительной площадью на носовом перпендикуляре l_0/M , измеренной в долях площади мидель-шпангоута, и относительной длиной бульба $l_0 = L_0/L$ (считая от носового перпендикуляра), измеренной в долях длины судна между перпендикулярами. Внешние условия, определяющие влияние бульбовых утолщений, влияют на основную скорость судна и его осадка в грузу и балласте.

Бульбовые обводы следует проектировать как одно целое. Нарастание бульба на готовый корпус может привести к возрастанию сопротивления.

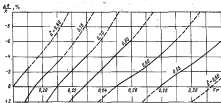


Рис. 6.20. Влияние носового бульба на сопротивление воды движению судна по Сильверлифу и Даусону

Оценивая целесообразность применения бульбовых шпангоутов той или иной формы и размеров, необходимо учитывать влияние бульба на стоимость корпуса, а также вызванное им ухудшение условий швартовки и усложнение якорного устройства. Существенное значение имеет также вопрос о влиянии формы бульба на условия, воспринимаемые корпусными конструкциями при сдвиге.

Об эффективности бульбовых шпангоутов можно в известной мере судить по диаграмме Сильверлифа и Даусона [102] с кривыми достижимого снижения сопротивления $\Delta R/R = f(F_r, \delta)$. Эта диаграмма действительна при относительной площади бульба $l_0/M = 5\%$, воспроизведена на рис. 6.20 с экстраполированными участками кривых, вычерченных пунктиром. В таком виде она была опубликована в работе Л. М. Ногда и А. В. Бронникова [23].

На основании диаграмм, приведенных в работе Д. Мура [89], можно выразить отрицательное или положительное прираще-

ние сопротивления $\Delta R/R$, % (см. упомянутую работу Л. М. Ногда и А. В. Бронникова), формулой

$$\frac{\Delta R}{R} = 0,2 \frac{l_0}{M} \frac{\Delta R_0}{R}, \quad (6.5)$$

где $\Delta R_0/R$ — приращение сопротивления (в %) при относительной площади бульба $l_0/M = 5\%$.

Цилиндрические обводы применяют на крупных тихоходных судах (нефтевозах и рудовозах) с отношением $L/B \approx 6,3 \div 6,5$ и эксплуатационными скоростями, соответствующими числам Фруда $Fr < 0,20$. При коэффициентах общей полноты $\delta > 0,82$ подобные

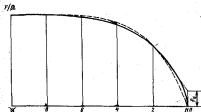


Рис. 6.21. Строение по шпангоутам

— судно с цилиндрическими обводами; — — — судно с традиционными обводами

обводы позволяют получать более благоприятные по сопротивлению результаты, чем на судах с традиционными и бульбовыми обводами.

На первых судах с цилиндрическими обводами шпангоуты в промежутке от скулы до грузовой ватерлинии представляли собой отрезки вертикальных прямых. Ватерлинии же обшивки формировались дугами окружности. В настоящее время на судах с цилиндрическими обводами носовым шпангоутам придают большую часть традиционную форму. Вблизи носового перпендикуляра приводят также углубляющиеся к низу шпангоуты. Форма же ватерлиний сохраняется прежняя.

Как показано на рис. 6.21, скругление ватерлиний в носовой оконечности позволяет уменьшить их наклон в корму от скрутки.

Характер строевой по шпангоутам судов с цилиндрическими обводами определяется в значительной мере коэффициентом про-

дольной полноты носового заострения и коэффициентом цилиндричности $f_0 = F_{\text{н}}/Q$, который выражает фактическую площадь минигоры $F_{\text{н}}$ у носового перпендикуляра, подсчитанную в предположении, что катеринки не имеют скруглений (см. рис. 6.21).

Применение бульбозов аналогично на быстроточных транспортных и револверных судах. В отчетной работе Г. Хенсли и К. Лабаса [68] изложены результаты испытаний в бассейне ГДР моделей однопалубных быстроточных транспортных судов без бульба и с носовым бульбом различной формы и размеров. Основная модель относится к судам со следующими размерами: $L = 165,0$ м; $B = 23,6$ м; $T = 9,34$ м; $V = 20\,000$ м³; $\delta = 0,550$; $\varphi = 0,566$; $\beta = 0,972$; $\lambda_0 = -1,5\%$ от L . Испытания моделей с бульбозом утолщениями охватывали интервал скоростей, соответствующих скорости судна $v = 18 \div 26$ уз ($Fr = -0,23 \div 0,33$).

Остальные модели соответствовали судам, отличающимся главными размерностями и коэффициентами теоретического чертета ($L = 124,0 \div 160$ м; $V = 7685 \div 19\,400$ м³; $\delta = 0,550 \div 0,580$).

Испытания основной модели проводились с бульбозом утолщениями 9 типов и 33 типоразмеров при нескольких осадках.

Причем кратко основные выводы, сформулированные в работе [68].

1. При осадке судна по конструктивную затерлинку и скорости хода $v > 20$ уз ($Fr > 0,26$), применяя бульбозы обводы вазов традиционных, оказалось возможным снизить мощность энергетической установки на 5–10% или же увеличить скорость хода на 0,4–0,7 уз. Одновременно при балластной осадке скорость хода уменьшалась на 1–2 уз.

2. При осадке судна по конструктивную затерлинку выигрыш в сопротивлении возрастал по мере увеличения относительной площади бульба $f_0 = F_0/Q$. С другой стороны, по мере увеличения этого отношения ухудшались показатели судна в балластных пробеге.

3. В тех случаях, когда относительная площадь бульба сохранялась неизменной, форма бульба сравнительно мало влияла на сопротивление судна в полном грузу. Оказалось распространяется также на бульб типа SV, однако последний в отличие от других бульбов почти не увеличивал сопротивления на протяжении балластных пробегов.

4. Для таранных бульбов вытянутая эллиптическая головка оказалась выгоднее сферической. Утолщение таранного бульба в корму от носового перпендикуляра приносило незначительный выигрыш в балластных переходах при высоких скоростях хода. В остальных случаях утолщение бульба сопровождалось увеличением сопротивления.

5. Длина бульба мало сказывалась на его эффективности. При осадке судна по грузовую затерлинку оптимальная длина бульба изменялась в зависимости от его формы, не выходя большей частью из пределов $l_0 = 2,5 \div 5,0\%$.

При балластной осадке удлинение бульба обычно приводило к увеличению сопротивления.

В табл. 6.6 и 6.7 приведены данные, характеризующие достижимое снижение остаточного сопротивления при бульбозных носовых обводах в зависимости от водонесущения судна, скорости хода, типа и размеров бульба. Большие водонесущения соответствуют осадке в полном грузу, а меньшее — осадке (с дифферентом на корму) в балластной пробеге. Буквами Т, Г, К в таблицах обозначены таранный, грушевидный и каплеобразный бульбы.

Таблица 6.6
Влияние формы бульба на остаточное сопротивление

Водонесущение судна V , м ³	Тип бульба	Размеры бульба, %		Изменение остаточного сопротивления, % при чистом беге Fr		
		l_0	l_0	α		
				0,10	0,20	0,30
20 000	Т	9,0	4,0	-20,7	-25,3	-23,6
	Г	9,0	3,4	-23,9	-23,3	-23,6
	К	9,0	3,2	-20,7	-21,3	-22,7
10 850	Т	15,0	4,0	+111,0	+67,0	+39,0
	Г	15,0	3,4	+92,0	+57,0	+35,0
	К	15,0	3,2	+83,0	+36,0	+27,0

Таблица 6.7
Влияние формы и длины бульба на остаточное сопротивление

Водонесущение судна V , м ³	Тип бульба	Размеры бульба, %		Изменение остаточного сопротивления, % при чистом беге Fr		
		l_0	l_0	α		
				0,10	0,20	0,30
20 000	Т	9,0	4,0	-20,7	-21,3	-23,6
	SV	6,0	2,5	-13,7	-14,0	-15,1
	К	3,0	1,4	-6,3	-6,4	-8,3
10 850	Т	15,0	4,0	+111,0	+67,0	+39,0
	SV	10,0	2,5	+1,3	-3,0	+6,4
	К	5,0	1,4	+5,3	-6,4	-3,9

Из табл. 6.6 следует, что при осадке судна по грузовую затерлинку применение таранного, грушевидного и каплеобразного бульбозов позволяло снизить остаточное сопротивление приблизительно на 21–23% в зависимости от типа бульба и относительной скорости хода. При посадке же судна, соответствующей балласт-

наим переходом, наиболее удобный привел к меньшему возрастанию остаточного сопротивления, нежели два других булба.

Поскольку увеличение длины булба оказывает незначительное влияние на сопротивление, эффективность булба при осадке судна по грузовой ватерлинии, как это следует из табл. 6.8, практически возрастает пропорционально относительной площади булба. Таким образом, рассмотренные экспериментальные материалы подтверждают возможность применять формулу (6.5) при определении сопротивления быстроходных судов с булбовыми обводами.

В работе Д. Дж. Дауста [58] освещены результаты исследования ходовых моделей траулера с традиционными обводами и булбовым носом. Элементы траулера: $L = 32,0$ м; $\delta = 0,543 \pm 0,546$; $\varphi = 0,597 \pm 0,600$. Площадь булба $f_b/L = 5\%$.

При булбовых обводах мощность, потребляемая гребным винтом на тихой воде, снижалась в зависимости от скорости хода на 10–15%.

Преимущества траулера с булбовыми обводами качественно сохранялись также на волнении. Имеется, однако, основание предполагать, что при некотором значении относительной длины волны λ/L применение носового булба может привести к возрастанию сопротивления.

Буксировочные испытания моделей траулера на тихой воде, проведенные Г. Томсоном и Р. Паттуалло [107], относятся к пересчету на натуру к судам длиной $L = 45,7$ м и коэффициентами $\delta = 0,541$ и $\varphi = 0,645$ (серия BSRA). При числе Фруда $Fr = 0,30$ сопротивление моделей с носовым булбом площадью $f_b/L = 5 \pm 15\%$ снизилось по сравнению с моделью траулера-прототипа на 7–10%.

В выступлении по докладу этих авторов Дж. Траугт привел данные испытаний двух моделей траулера с булбовым носом и традиционными обводами. Обе модели имели одинаковые главные размерения и возмещение, а также одинаковый коэффициент продольной волноты $\varphi = 0,575$. При всех прочих одинаковых условиях (на тихой воде и на волнении) мощность на винте модели с булбовым носом ($f_b/L = 0,1$) оказалась значительно выше мощности модели с традиционными обводами.

Дж. Траугт объяснил это обстоятельство меньшим коэффициентом продольной волноты его модели по сравнению с моделью Дауста в BSRA. Имеется, однако, основание предполагать, что обводы модели с булбовым носом были неудачны, так как уменьшение коэффициента продольной волноты должно было лишь снизить выигрыш от применения булба, но (теоретически) не могло привести к увеличению сопротивления.

Тихоходные суда с булбовыми и цилиндрическими обводами. Как известно, волновое сопротивление крупных тихоходных судов с традиционными обводами составляет приблизительно 14–20% от полного сопротивления. Судя по рис. 6.22, взаимовыгодному на работы В. М. Штумфа, А. Ф. Пустошиного и Ю. С. Базилевского

[104], применяя для тихоходных судов с коэффициентами $\delta = 0,80 \pm 0,85$ булбовые или цилиндрические обводы (смотря по тому, что выгоднее), можно снизить отношение $\zeta_{\text{в}}/\zeta_{\text{в0}}$ волнового сопротивления к полному до 5–8%.

На рис. 6.23, взаимовыгодному из той же работы, приведены кривые коэффициентов полного сопротивления $\zeta = f(Fr)$ судов с традиционными, булбовыми и цилиндрическими обводами при осадке по конструктивную ватерлинию. Кривые, относящиеся к судну длиной 243,8 м (800'), показывают, что при коэффициенте $\delta = 0,80$ выгодно применять булбовые, а если $\delta = 0,85$, — цилиндрические обводы.

Авторы указывают также, что в интервале отношений $L/B = 6,5 \pm 0,6$ следует отдавать предпочтение цилиндрическим обводам в тех случаях, когда коэффициент общей полноты превосходит $\delta = 0,83 \pm 0,84$. По мере снижения отношения L/B уменьшается значение коэффициента, начиная с которого выгодно применять цилиндрические обводы.

Как следует из рис. 6.24, для судов с коэффициентом $\delta = 0,85$ наиболее выгоден на протяжении балластных переходов иллот до числа Фруда $Fr = 0,19$ таранный булб.

В рассматриваемой работе освещен также вопрос о влиянии заострения ватерлиний в носовой оконечности на сопротивление тихоходных судов. Результаты, полученные по этому вопросу, основаны на данных испытаний серии моделей кораблей с коэффициентом $\delta = 0,75$. При одинаковом водонесении модели несколько отличались друг от друга длиной. По мере удлинения моделей заострялась грузовая ватерлиния, которая на танкера-прототипе достигала $DW = 50\,000$ т подходила к диаметральной плоскости под углом $\varphi = 35^\circ$. Наиболее выгодной оказалась модель, удлиненная на 1,5% с углом $\varphi = 22^\circ$. Скорость этой модели в порте на натуре увеличилась на 0,5 уз. Это соответствует 75% выигрыша, реально полученного для танкера-прототипа путем применения таранного булба с относительной длиной $f_b/L = 0,027$.

В работе Дж. Муттнерера [93] приведены данные испытаний в голландском опытовом бассейне серии моделей с цилиндрическими обводами. Модели, отличавшиеся коэффициентом общей полноты

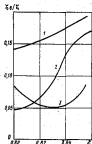


Рис. 6.22. Зависимость отношения ζ_v/ζ_v0 от коэффициента δ в носовой оконечности для различных обводов: (1) традиционных, (2) булбовых, (3) цилиндрических.

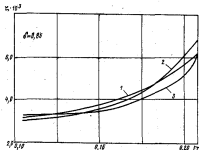
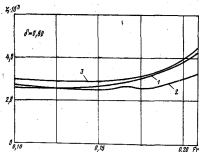


Рис. 6.23. Кривые $\zeta \cdot 10^3 = f(Fr)$ танкеров с коэффициентом $\delta = 0,80$ и $\delta = 0,85$ при конструктивной осадке
1 — с традиционным ободом; 2 — с бугельным носом; 3 — с цилиндрическим ободом

и показателем цилиндричности, имели одинаковые соотношения главных размеров $L/B = 6,5$; $B/T = 2,65$.

В остальном можно охарактеризовать модели следующими показателями:

δ	β	ψ	$\lambda, \%$
0,800	0,994	0,805	1,60—1,70
0,825	0,994	0,850	2,10—2,14
0,850	0,994	0,855	2,80—2,83

Модели с каждым из отмеченных коэффициентов общей полноты были изготовлены в четырех вариантах, отличающихся показателем цилиндричности $f_n = 0$; 0,07; 0,11; 0,15. Данные испытаний

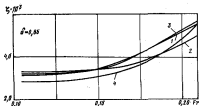


Рис. 6.24. Кривые $\zeta \cdot 10^3 = f(Fr)$ танкеров с коэффициентом $\delta = 0,85$ при балластной осадке

Варианты судов: 1 — с традиционным ободом; 2 — с бугельным носом; 3 — с цилиндрическим носом; 4 — с торусным бугельным

моделей с коэффициентами $\delta = 0,800$ и $\delta = 0,825$ относятся к судам длиной $L = 182,9$ м (600 фут), характерной для крупных рудовозов. Наряду с этим к длине судна $L = 242,7$ м (800 фут), более характерной для крупных танкеров, относятся результаты испытаний моделей с коэффициентами $\delta = 0,825$ и $\delta = 0,850$.

На рис. 6.25 приведены кривые оптимальных значений показателя цилиндричности при двух водозаменениях в зависимости от числа Фруда и коэффициента общей полноты. Для оптимальных соотношений на рис. 6.26 представлены кривые относительного снижения эффективной мощности $\Delta W/W$ (в %) в зависимости от тех же параметров.

Приведенные данные показывают, что для судна длиной $L = 242,7$ м при коэффициенте $\delta = 0,825$ применение цилиндрических обводов с показателем цилиндричности $f_n = 0,105$ позволяет снизить на 7,5% мощность буксирки при скорости хода $v = 16$ уз ($Fr = 0,168$). Оптимальный показатель цилиндричности возрас-

таст с увеличением числа Фруда и коэффициента общей полноты модели.

В табл. 6.6 приведены данные об изменении мощности в диске винта N_a в зависимости от скорости хода при коэффициентах об-

Таблица 6.6
Изменение мощности в диске винта (α %) при цилиндрических обводах

T	δ	При скорости хода α , %					
		13	14	15	16	17	18
T_{12}	0,825	-0,3	-3,5	-6,0	-9,2	-12,5	-16,5
T_{17}	0,850	-2,5	-3,3	-5,9	-9,9	-13,5	-15,5
T_5	0,825	—	—	+7,9	+8,6	+9,9	+4,7
T_6	0,850	—	—	+7,4	+8,3	+9,3	+3,7

Примечание. Отрицательные значения характеризуют снижение, а положительные — увеличение мощности булыбана.

§ 6.6. Булыбаны и сигарообразные обводы в кормовой оконечности судна

Модификация нормальных обводов, предложенные на протяжении последних десятилетий рядом специалистов, рассчитаны на более равномерное распределение скоростей потока в диске гребного винта, что обычно позволяет улучшить коэффициент взаимодействия и увеличить пропульсивный коэффициент. Улучшение структуры поступяющего потока способствует также увеличению надежности работы лопастей гребного винта и валопровода в вращающемся плане, что имеет большое практическое значение, особенно при тяжело нагруженных винтах.

Увеличение пропульсивного коэффициента может не сопровождаться снижением мощности, поглощаемой гребным винтом, если одновременно возрастает сопротивление воды движению судна.

Кормовой булыб. Попытки создавать эффективные булыбаны динпоугты в кормовой оконечности судна предпринимались неоднократно на протяжении последних десятилетий. В Советском Союзе кормовые булыбаны обводы были применены при постройке десовоза ($L = 116$ м; $D = 9400$ т; $\delta = 0,75$) и танкера ($L = 168$ м; $D = 26000$ т).

На рис. 6.27 показаны два варианта теоретического корпуса кормовой оконечности одного из проектов десовоза с U-образными и булыбанными обводами. В табл. 6.9 в соответствии

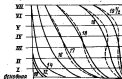


Рис. 6.27. Теоретический корпус кормовой оконечности судна с коэффициентом $\delta = 0,75$ при традиционных обводах и кормовом булыбе

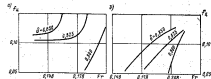


Рис. 6.25. Оптимальные значения показателя цилиндричности $I_\delta = f(Fr, \delta)$: а — при полном водозащита судна; б — при водозащита, сниженной на 50%

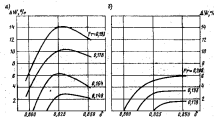


Рис. 6.26. Снижение буксировочной мощности $\Delta W = f(\delta, Fr)$ в процентах при оптимальном изменении показателя цилиндричности: а — при полном водозащита судна; б — при водозащита, сниженной на 50%

цей полноты $\delta = 0,825$ ($f_a = 0,11$) и $\delta = 0,850$ ($f_a = 0,15$). Табличные данные для осадок судна в полном грузу $T = T_{12}$ и на протяжении балластных переходов $T = T_5$ отнесены к длине $L = 242,7$ м. Из таблицы следует, что цилиндрические обводы несколько эффективнее снижают мощность, поглощаемую гребным винтом, чем булыбанную мощность.

Таблица 6.9

Показатели характеристик ледового с U-образной и бульбовой кормой

Обозначения	ϕ	ϵ	λ	η_p	$\eta_{пр}$	$\frac{10^6 R}{D}$	$\frac{M_0}{2\pi}$
U-образная	0,34	0,22	1,02	0,570	0,655	3,44	5,25
Бульбовая	0,36	0,26	1,02	0,585	0,705	3,47	4,95
$\Delta, \%$	+5,9	15,4	—	—0,9	+6,9	+1,0	-5,7

с результатами испытаний моделей этого судна привели коэффициенты взаимодействия корпуса и гребного винта, а также значения коэффициента полезного действия винта, пропульсивного коэффициента, удельного сопротивления $10^6 R/D$ и удельной мощности в диске винта $10^6 N_0/D\sigma$. Табличные данные соответствуют скорости судна $\sigma = 15$ уз и числу Фруда $Fr = 0,238$.

Как это следует из таблицы, вследствие увеличения пропульсивного коэффициента ледового с бульбовой кормой на 6,9% мощность, подводимая к винту, снизилась на 5,5% при однократном увеличении сопротивления на 1,0%. Эксплуатационная

Рис. 6.28. Теоретический корпус кормовой половины судна с концентрическим бульбом

же скорость ледового с бульбовой кормой увеличилась при осадке по грузовой натуре на 0,25 уз.

Скорость упомянутого типа танкера увеличилась при балластной осадке после перехода к бульбовой корме на 0,35 уз и достигла 18,3 уз.

Концентрический бульб. Модификацию бульба, состоящую из открытой кормы, называют концентрическим бульбом (англ. concentric bulb). Теоретический корпус кормовой половины судна с концентрическим бульбом приведен на рис. 6.28, который представляет собой выкопировку из чертежа в работе Дж. Даусона и Г. Томсона [54].

При закате кормы закрытого типа с традиционными обводами кормы, снабженной концентрическим бульбом, сопротивление воды движению судна несколько снижается. Пропульсивный же коэффициент, судя по опубликованным исследованиям, может как увеличиваться, так и уменьшаться.

В отмеченной работе Дж. Даусона и Г. Томсона приведены данные испытаний четырех моделей судна, отличающиеся формой обводов кормовой оконечности. В дальнейшем использовались лишь материалы, относящиеся к модели с концентрическим бульбом (наиболее выгодная модель) и модели судна-прототипа с традиционными обводами и закрытой кормой (модель серии BSRA). Обе модели соответствовали судам со следующими элементами: $D = 13\,040 + 13\,050$ т; $L = 130$ м; $L/B = 6,89$; $B/T = 2,62$; $\delta = 0,800$; $\varphi = 0,815$. Осадка судна в полном грузу $T = 7,0$ м и балласта $T_0 = 4,31$ м.

В табл. 6.10—6.12 сопоставлены показатели водности модели с концентрическим бульбом и исходной модели. Индексом «0» в таблицах отмечены адмиралтейские коэффициенты и значения мощности на валу, соответствующие исходной модели.

Таблица 6.10

Адмиралтейские коэффициенты характеристик судна с традиционными обводами и концентрическим бульбом

Fr	В грузу			В балласте		
	η_0	η_0	$\Delta, \%$	η_0	η_0	$\Delta, \%$
0,163	0,712	0,702	-1,4	0,830	0,817	-1,6
0,178	0,757	0,744	-1,7	0,837	0,856	+2,4
0,193	0,838	0,828	-1,7	0,843	0,915	+8,7

Из табл. 6.10 следует, что при числе Фруда $Fr \approx 0,18$, характерном для судов с коэффициентом $\delta = 0,80$, концентрический бульб позволил снизить сопротивление судна в полном грузу на 1,7%. Поскольку водизмещение и смоченная поверхность обеих моделей судна были практически одинаковы, этот результат по-видимому получился за счет лучшего обтекания подрезанной кормы модели с концентрическим бульбом.

Как следует из табл. 6.11, коэффициенты полного потока и закрутки i модели с концентрическим бульбом снижались приблизительно в одинаковой степени по сравнению с исходной моделью. Вследствие этого коэффициент влияния корпуса η_p в обоих случаях оказался одинаковым. Однако увеличение скорости воды $u_p = u(1-\alpha)$, набегавший на анте, благоприятно сказалось на коэффициенте полезного действия гребного винта $\eta_{пр}$ модели с концентрическим бульбом. Одновременно увеличился коэффициент влияния неравномерности потока i , обтекающего лезвие модели. В конечном счете пропульсивный коэффициент модели с концентрическим бульбом увеличился на 2,6%.

Вследствие снижения сопротивления и увеличения пропульсивного коэффициента (см. табл. 6.12) мощность в диске винта модели с концентрическим бульбом при характерном числе Фруда $Fr = 0,175$ снизилась по сравнению с исходной моделью на 4,4%.

Таблица 6.11

Коэффициенты сопротивления и пропульсивные коэффициенты винтов судов с традиционными обводами и концентрическим бульбом

Ободы	α	β	η_p	η_p	δ	η_p
Обычный Бульбовый	0,400 0,380	0,502 0,194	1,330 1,324	0,517 0,525	1,000 1,018	0,888 0,706
$\Delta, \%$	-1,8	-4,0	—	+1,6	+1,3	+2,6

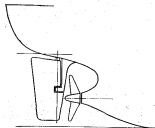


Рис. 6.25. Сигарообразный кормовой бульб

Таблица 6.12

Мощность в диске винта судов с традиционными обводами и концентрическим бульбом

ϵ	P_0	$N_p^{(0)}$	N_p	$\Delta, \%$
11,0	8,160	1913	1860	2,8
12,0	8,176	2026	2040	14,4
13,0	8,190	2007	2046	4,1

В работе Г. Р. Томсона и Г. П. Уэйта [108] приведены данные испытаний серии моделей с коэффициентом $\delta = 0,65$, также отличающихся кормовыми обводами. В этом случае шаг винта модели с концентрическим бульбом имел аббревиатуру овальную,

вытянутую в вертикальном направлении форму. В качестве прототипа были использованы модели серии BSRA.

При характерной в рассматриваемом случае скорости хода, равной 16 уз ($Fr = 0,24$), сопротивление винта судна с концентрическим бульбом снижалось на 2,4%. Одновременно уменьшился на 1,6% пропульсивный коэффициент, а мощность в диске винта в конечном счете снизилась лишь на 0,6%.

Более существенным оказался выигрыш от применения концентрического бульба при испытаниях серии моделей рыболовного трулера с коэффициентами $\delta = 0,571$; $\epsilon = 0,645$. Как следует из работы Г. Р. Томсона и Р. Н. Паттулло [107], в этом случае изменение кормовых обводов исходной модели с традиционными обводами сопровождалось увеличением пропульсивного коэффициента на 3% и снижением буксировочного сопротивления на 2%. В конечном счете мощность, передаваемая гребным винтом, уменьшилась на 4,7%.

Сигарообразный бульб. Продольный разрез кормовой оконечности судна с сигарообразным бульбом показан на рис. 6.25. Такие ободы оказывают благоприятное действие на коэффициенты взаимодействия и пропульсивный коэффициент, что часто не компенсирует возросшего сопротивления воды при замене традиционных обводов бульбовыми. Так, при серийных испытаниях моделей танкера с коэффициентом $\delta = 0,774$, рассмотренных в работе Дж. Д. Ван Мана и Дж. Кемпса [115], сопротивление и мощность на винте модели с сигарообразным бульбом при числе Фруда $Fr = 0,194$ возросли соответственно на 7,3 и 3,2% по сравнению с исходной моделью, имевшей традиционные ободы.

При подрезанной транцевой корме с сигарообразным бульбом становится излишним кренителю для поддержки гребного вала. Судя по работе В. Л. Руссо и Е. К. Соляникова [100], в подобных случаях, применяя сигарообразный бульб, можно несколько снизить мощность на винте при числах Фруда $Fr \geq 0,28$.

Необходимо также отметить, что при сигарообразном бульбе поток, набегающий на гребной винт, становится более однородным, что способствует выравниванию колебаний упора и момента, развиваемых гребным винтом.

1. Афанасьев В. И. Практические законы движения судов, 1985.
2. Аших В. В., Царев В. А., Челпанов Н. В. Значимость длины современных судов от их скорости.— «Судостроение», 1971, № 3.
3. Вавиловский Ю. С. и др. Влияние открытого пограничного слоя на ходовые качества судов полных обводов.— «Труды ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова», 1970, вып. 261 (Гидродинамика транспортных судов).
4. Басин А. М. и Гошев Г. А. Экспериментальные исследования характеристик частично погруженных винтов.— «Труды ДНБТ», 1983, вып. XV.
5. Бронников А. В. Коэффициенты полноты водометания и грузовой ватерлинии односторонних судостроения.— «Судостроение», 1966, № 10.
6. Бронников А. В. Определение вытеснения двусторонних коэффициентов на начальных этапах проектирования судов.— «Судостроение», 1964, № 7.
7. Бронников А. В. Особенности проектирования морских транспортных судов. Л., «Судостроение», 1971.
8. Ван-Ламмерен, Трост и Конинг. Сопротивление, протекание качества и управляемость судов (перевод с английского). Л., Судостроение, 1967.
9. Вознесенский А. И. и Фирсов Г. А. Методика оценки волнового напора скорости хода корабля на морском волнении.— «Труды ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова», 1956, вып. 103.
10. Войткуновский Я. И., Перник Р. Я., Титов И. А. Справочник по теории корабля. Л., Судостроение, 1966.
11. Гирс И. В. Расчет остаточного сопротивления воды движению корабля при помощи коэффициентов вливания.— «Судостроение», 1967, № 3.
12. Гирс И. В., Русецкий А. А., Нейштеттер Ю. А. Исследования мореходных качеств судов. Л., «Судостроение», 1965.
13. Гречин М. А. Влияние обрешетки корпуса судна на режим работы гребного винта и двигателя.— «Труды ЦНИИМФ», 1970, вып. 137.
14. Гречин М. А. Выбор расчетного режима для проектирования гребных винтов транспортных судов.— «Труды ЦНИИМФ», 1969, вып. 119.
15. Дубровский О. В. Графики для определения буксирной мощности реальных судов по протопу.— «Труды ЛКИ», 1964, вып. XII.
16. Дубровский О. В. К вопросу об определении буксирной мощности по протопу для судов с малым удлинением и малым коэффициентом полноты водометания.— «Труды ЛКИ», 1964, вып. XIV.
17. Кабачинский Г. Н. Сопротивление воды движению морских гражданских судов. Изд-во Горьковского политехнического института, 1941.
18. Краснохолмский С. Н. Влияние основных характеристик формы обводов промышленных судов на сопротивление.— «Труды Калининградского технического института рыбной промышленности и хозяйства», 1962, вып. XV.
19. Ливадблад А. Проектирование обводов транспортных судов (перевод с английского). Л., «Судостроение», 1965.
20. Ливад В. В. и Малова В. Ф. Гидродинамические характеристики гребных винтов в условиях обтекания лопастей при вращении.— «Труды ЦНИИМФ», 1960, вып. 119.
21. Логачев С. И., Танкис Л. И., «Судостроение», 1970.
22. Лукашевич А. А., Перник А. Л., Фирсов Г. А. Теория корабля. Л., Судостроение, 1966.
23. Ногид Л. И. и Бронников А. В. О сопротивлении двусторонних грузных судов.— «Судостроение», 1960, № 8.
24. Ногид Л. И., Дорин В. С., Ноздрин В. В. Серия испытаний моделей транспортных судов. ЛКИ, 1959.
25. Ногид Л. И. Некоторые особенности проектирования промышленных судов.— «Судостроение», 1966, № 4.
26. Ногид Л. И. Проектирование форм судна и построение теоретического чертежа. Л., Судостроение, 1965.
27. Определение пропульсивных качеств судна по данным модельных испытаний.— «Мировое судостроение и флот», 1955, № 5, с. 26—28; № 6, с. 9—14.
28. Павленко Г. П. Сопротивление воды движению судов. М., Воениздат, 1953.
29. Паммель В. Э. Практический расчет гребного винта. Л., ННБЛ, 1966.
30. Пераов В. А. Исследование влияния формы обводов корпуса на ходовые двусторонних скоростных транспортных судов.— Материалы по обзору опыта, вып. 48, Ходовые суда. Л., НТО СП, 1963.
31. Педзюк В. Л. Некоторые приближенные формулы, позволяющие при проектировании судов.— «Торговый флот», 1924, № 10—11.
32. Правила классификации и постройки морских судов, Регистр СССР. Л., «Транспорт», 1970.
33. Рагг М. Защита судов от обрешетки и коррозии. Л., Судостроение, 1960.
34. Раков А. И. Особенности проектирования промышленных судов. Л., «Судостроение», 1966.
35. Семенович Н. Б. Остойчивость промышленных судов. Л., «Судостроение», 1970.

36. Семкин В. А. Сопротивление подводной поверхности суднового корпуса.—*Теория и практика судостроения*, вып. 111. Л., Судпромгиз, 1950.
37. Соловьев В. И. и Чумак Д. А. Корабельные двигатели. М., Воениздат, 1948.
38. Струйский Н. Н. Сопротивление воды судну в набегающую погоду.—*Записки по гидродинамике*, 1932, № 4.
39. Федосеев К. К. и Соболев Г. В. Управляемость корабля. Л., Судпромгиз, 1950.
40. Финакель Г. О предсказательности нежиданного периода для морских судов.—*Морской флот*, 1959, № 12.
41. Ханович Н. Г. Сопротивление воды движению корабля. М., Воениздат, 1946.
42. Штумф В. М. Влияние соотношений главных размеров и форм обводов корпуса на сопротивление воды движению транспортных судов.—*Труды ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова*, 1959, вып. 143.
43. Штумф В. М. Исследования влияния формы обводов корпуса на сопротивление воды движению морских транспортных судов.—*Труды ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова*, 1961, вып. 177.
44. Aertssen G. Service Performance and Seakeeping Trials on m. v. *Jordana*, RINA, 1955, vol. 108, p. 305—343.
45. Aertssen G. Sea Trials on a Passenger-cargo Liner with Block Coefficient 0,872 and on a Large Tanker with Block Coefficient 0,770. NEC, 1958/59, vol. 75, part 4, p. 185—290.
46. Aertssen G. The Effect of Weather on the Performance of Cargo Ships. Proceedings, Symposium on the Behaviour of Ships in a Seaway, September, 1957, Wageningen, p. 388—407.
47. Allan J. P. and Canham H. J. S. Ship Trial Performance and the Model Prediction. TINA, 1954, vol. 96, p. 287—311.
48. Ayre A. Revision of Data Given in Papers of 1927 and 1933, *The Shipbuilder and Marine Engine-Builders, Annual International Number*, vol. 50, N 479, April, 1948, p. 272—276.
49. Baker G. S. Ship Design, Resistance and Screw Propulsion, vol. 1, 1948.
50. Baker G. S. and Kent J. L. Effect of Form and Size on the Resistance of Ships. TINA, 1933, p. 37—60.
51. Benford H. and Kosma M. An Analysis of U. S. Fishing Boat-Dimensions, Weights and Costs, FBW-2, 1950, part II—Construction, p. 329—332.
52. Benford H. General Cargo Ship Economics and Design, The University of Michigan, 1958.
53. Blackwell R. E. and Goodrich G. J. The Effect on Resistance and Propulsion of Variations in LCB Position. TINA, 1957, vol. 99, p. 357—406.
54. Dawson J. and Thomson G. R. Model Experiments with Stern Variations of a 0,80 Block Coefficient Form. RINA, 1959, vol. 111, p. 507—524.
55. Dawson J. Resistance and Propulsion of Single-Screw Coastal. Part II, L/B = 6, IESS, 1954—1955, vol. 98, p. 49—84. Part III, L/B = 6 1/2,

IESS, 1955—1956, vol. 99, p. 361—441. Part IV, L/B = 6 1/2. IESS, 1958—1959, vol. 102, p. 293—334.

56. Design Chart for the Propulsive Performances of High Speed Cargo Liners. The Shipbuilding Research Association of Japan, 1954.
57. Douat D. J. and O'Brien T. P. Resistance and Propulsion of Tankers, NEC, 1959, vol. 75, part 7, p. 365—436.
58. Douat D. J. Tanker Forms with Bulbous Bows, FBW-3, 1960, p. 465—472.
59. Eastrand H. Experiments with Tanker Models, NEC, 1956, vol. 72, part 6, p. 279—326.
60. Eastrand H. and Lindgren H. Systematic Tests with Models with $\delta = 0,525$, MSS, N 38, 1956.
61. Emerson A. Resistance of Hulls of Varying Beams, TINA, 1943, p. 172—186.
62. Freimanis E. and Lindgren H. Systematic Tests with Ship Models with $\delta_{pp} = 0,675$, part I (Influence of Shape of Sections), MSS, N 39, 1957.
63. Freimanis E. and Lindgren H. Systematic Tests with Ship Models with $\delta_{pp} = 0,675$, part III, Influence of Main Dimensions and Centre of Buoyancy, MSS, N 42, 1958.
64. Freimanis E. and Lindgren H. Systematic Tests with Ship Models with $\delta_{pp} = 0,600—0,675$, MSS, N 44, 1959.
65. Gertler M. A. Reanalysis of the Original Test Data for the Taylor Standard Series, Washington, 1954.
66. Harvald S. A. Gøgeveer ter bepaling van het veigetroom—onmogelijk bij het onwarp van vergaande enkeldeckschepen, *Schip en Werf*, 1949.
67. Henschke W. Sea Behaviour Special Investigations. FBW-2, 1960, part III, p. 534—535.
68. Hähnel G. and Labes K. H. Systematische Widerstandsuntersuchungen für schnelle Frachtschiffe mit und ohne Bugwulst, *Schiffbau-forschung*, 1958, N 3/4, S. 85—126.
69. Hähnel G. Systematische Modellversuche für kleine Hochtrawler— $C_p = 0,90$, *Schiffbau-forschung*, 1957, N 5/6, S. 193—229.
70. Hugh Y., Yeh H. Series 64 Resistance Experiments on High-Speed Displacement Forms, *Marine Technology*, July, 1965, p. 268—272.
71. Kari. Design and Cost Estimating of Merchant and Passenger Ships, London, 1958.
72. Kempf G. Immersion of Propellers, NEC, 1934/34.
73. Kent J. L. Ships in Rough Water, Edinburg, 1958.
74. Kerlan H. Über die Zuordnung von Geschwindigkeit, Länge und Blockkoeffizient bei völligen Schiffen, *Marine*, 1970, N 14, S. 1187—1190.
75. Lap A. J. W. Diagram for Determining the Resistance of Single-Screw Ships, *International Shipbuilding Progress*, 1954, p. 179—198.
76. Lap A. J. W. Diagrammes pour la détermination de la résistance des navires à deux hélices. *Nouvelles Technique Maritimes*, 1957.
77. Lap A. J. W. Fundamentals of Ship Resistance and Propulsion, Rotterdam, 1958.

78. Lackenby H., Parker M. N. The BSRA Methodical Series-An Overall Presentation. Variation of Resistance with Breadth-Draught Ratio and Length-Displacement Ratio, RINA, 1966, vol. 108, p. 363-369.
79. Lackenby H. On the Presentation of Ship-Resistance Data, RINA, 1964, vol. 96, p. 471-498.
80. Lackenby H. Resistance of Trawlers, FEW-2, 1960, Part II-Construction, p. 364-369.
81. Lewis E. V. How to Determine Effects of Ship Bottom Fouling, The Logo, 1948, vol. 43, N 5, p. 50-52.
82. Liddell A. K. Form Coefficients of Vessels, International Marine Engineering, 1916, N 4.
83. Logan A. Service Performance of a Fleet of Tankers, Symposium «Ship Trials and Service Performance NEC, 1960, part 7, p. 61-78.
84. Lund J. K. On the Linearized Theory of Wave Resistance for Displacement Ships in Steady and Accelerated Motion, SNAME, 1951, vol. 59, p. 25-35.
85. Mandel P. Some Hydrodynamic Aspects of Appendage Design, SNAME, 1953, vol. 61, p. 454-515.
86. Möckel W. Betriebsmessungen auf Fahrzeugen der Hochseefischerei, «Schiffbautechnik», 1959, April, N 3, S. 57-65.
87. Möckel W. Fahrverlauf der Schiffe in Seeang Fahrtbeobachtungen, «Schiff an Werft», 1944, October.
88. Moor D. I., Parker M. N., Pattullo R. N. M. The BSRA Methodical Series-An Overall Presentation: Geometry of Form and Variation of Resistance with Block Coefficient and Longitudinal Centre of Buoyancy, RINA, 1961, vol. 103, N 4, p. 329-419.
89. Moor D. I. Resistance, Propulsion and Motions of High Speed Single Screw Cargo Liners, NEC, 1960, vol. 82, part 6, p. 277-328.
90. Moore G. W. and Morgan J. H. Cathodic Protection, Its Application in Preventing Hull Roughness, RINA, 1968, vol. 110, N 1, p. 101-113.
91. Moor D. I. and Small V. F. The Effective Horsepower of Single-Screw Ships, RINA, 1960, vol. 102, N 3, p. 369-413.
92. Munro-Smith R. Merchant Ship Design, London, 1964.
93. Muntjewerld J. J. Methodical Series Experiments on Cylindrical Bows, RINA, 1970, vol. 112, N 2, p. 199-223.
94. Nevitt G. C. Ridgley, The Resistance of Trawler Hull Forms of 0.65 Prismatic Coefficient - SNAME, 1959, vol. 64, p. 433-468.
95. Nordström H. F. Systematic Tests with Models of Cargo Vessels with $A_{90} = 0.575$, MSS, N 10, 1960.
96. Nöcker E. Die Wahl der Hauptdaten von Trockendockern, «Schiff und Hafen», 1966, N 6, S. 501-504.
97. Pattullo R. N. M. and Thomson G. R. The BSRA Trawler Series (Part I). Beam - Draught and Length - Displacement Ratio Series Resistance and Propulsion Tests, RINA, vol. 107, 1965, p. 215-241.
98. Pattullo R. N. M. The BSRA Trawler Series (Part II). Block Coefficient and Longitudinal Centre of Buoyancy Variation Series, RINA, 1968, vol. 110, p. 198-217.
99. Ridgley Nevitt G. The Resistance of Trawler Hull Forms of 0.65 Prismatic Coefficient, SNAME, 1959, vol. 64, p. 433-468.
100. Russo V. L. and Sullivan E. K. Design of Mariner Cargo Ships, SNAME, 1963, vol. 61, p. 86-218.
101. Sandmann P. and Gallin C. Das «Büro-Vorplaner multi-carriersistems», «Schiff und Hafen», 1967, N 4, S. 241-322.
102. Selverick A. and Dawson J. Hydrodynamic Design of Merchant Ships for High Speed Operation, RINA, 1967, vol. 109, N 2, p. 167-195.
103. Saunders H. E. Hydrodynamics in Ship Design, New York, 1967.
104. Stumpf V. M., Poustelnik A. F. and Basi-levsky Y. S. Study of Hull Form Effects on the Resistance of Large Tankers, International Marine and Shipping Conference, London, 1969, section 3, p. 6-10.
105. Taylor D. W. The Speed and Power of Ships, Washington, 1938.
106. Telfer E. V. The Design Presentation of Ship Model Resistance Data, NEC, 1963, vol. 79, part 7, p. 337-350.
107. Thomson G. R. and Pattullo R. N. M. The BSRA Trawler Series (Part III) Resistance and Propulsion Tests with Bow and Stern Variations, RINA, 1969, vol. 111, N 3, p. 317-342.
108. Thomson G. R. and White G. P. Model Experiments with Stern Variations of a 0.65 Block Coefficient Form, RINA, 1969, vol. 111, N 3, p. 299-316.
109. Todd F. H. and Edward J. Stern Drifters: Task and Sea Tests, IEES, 1938, vol. 82, part 2, p. 51-107.
110. Todd F. H. and Pien P. C. Series 60 - The Effect upon Resistance and Power of Variation in LCB Position, SNAME, 1956, vol. 64, p. 4-68.
111. Todd F. H. Some Further Experiments on Single-Screw Merchant Ship Forms-Series 60, SNAME, 1963, vol. 61, p. 516-589.
112. Traugott J. O. The Prismatic Coefficient, FEW-2, 1960, p. 428-444.
113. Troost L. A Simplified Method for Preliminary Powering of Single-Screw Merchant Ships, SNAME, 1957, vol. 65, p. 737-774.
114. Turner R. V., Harper M. and Moor D. I. Some Aspects of Passenger Liner Design, RINA, 1963, vol. 105, p. 379-414.
115. Van Manen J. D. and Kamps J. The Effect of Shape of Afterbody on Propulsion, SNAME, 1960, vol. 67, p. 233-289.
116. Vessers G. and Swaan W. A. Some Seakeeping tests with a Victory-model, International Shipbuilding Progress, 1965, N 7, p. 63-75.
117. Vessers G. Behaviour of Ships in Waves; Harlow, 1962.
118. Wigley W. C. S. Ship Wave Resistance, NEC, vol. 47, 1931.

Глава первая

Воды движению судна движению судна	3
§ 1.1. Составление полного сопротивления движению судна	4
§ 1.2. Сопротивление трения	6
§ 1.3. Сопротивление форм	8
§ 1.4. Вязкое сопротивление	12
§ 1.5. Общее законности в области сопротивления движению судов, среднесредства в быстродвижных судна	14
§ 1.6. Представление данных о сопротивлении воды движению судна и мощности энергетической установки	20
§ 1.7. Некоторые аспекты понятия «мощность энергетической установки» и «скорость хода»	26

Глава вторая

Предварительные расчеты сопротивления воды движению судна и мощности энергетической установки	29
§ 2.1. Скоростная поверхность	—
§ 2.2. Коэффициенты трения и надбавки на шероховатость	30
§ 2.3. Сопротивление выступающих частей, воздушное сопротивление и коэффициент полезности	33
§ 2.4. Пересчет буксировочного сопротивления при переходе к судну, отличающемуся длиной от стандартного судна	36
§ 2.5. Пересчет буксировочного сопротивления в случае изменения коэффициента трения	39
§ 2.6. Формулы для предварительной оценки сопротивления воды движению судна и мощности энергетической установки	40
§ 2.7. Способ Сильвермана—Джонсона для определения мощности энергетической установки	43
§ 2.8. Пересчет сопротивления воды движению судна по критерию с использованием экстраполяционных графиков	46
§ 2.9. Графики для непосредственного определения сопротивления воды движению судна	53

Глава третья

Предварительный расчет гребного вала и выбор главного двигателя	60
§ 3.1. Взаимодействие гребного вала с корпусом судна. Понятие о проталывающем коэффициенте	—

§ 3.2. Практические данные о коэффициентах взаимодействия гребного вала и корпуса. Коэффициенты полезного действия валопровода и редуктора	62
§ 3.3. Коэффициенты взаимодействия гребного вала и корпуса судна в условиях отрицательного слоя	68
§ 3.4. Расчетные гребные валы и проектирование связанных с ними вращающихся частей	70
§ 3.5. Предварительный расчет гребного вала	74
§ 3.6. Влияние различных факторов на эффективность работы гребных валов	78
§ 3.7. Влияние степени погружения гребного вала в воду на эффективность его работы	80
§ 3.8. Численный пример	85

Глава четвертая

Влияние сопротивления корпуса и гидродинамические условия на мощность энергетической установки судна	86
§ 4.1. Предварительные замечания	—
§ 4.2. Влияние обтекания и корпуса корпуса	88
§ 4.3. Воздушное сопротивление. Влияние ветра и перепада давления	91
§ 4.4. Качественное влияние качки, волнения и горизонтального перемещения воды, окружающей судно	94
§ 4.5. Работа главного двигателя и гребного вала при различных сопротивлениях движению судна. Выбор расчетного режима работы вала	96
§ 4.6. Вынужденное сложение числа оборотов гребного вала	99
§ 4.7. Дополнительные сведения о ходности судна на встречном волнении	104
§ 4.8. Влияние курсового угла, под которым судно встречает волнение	106
§ 4.9. Определение скорости судна в средних эксплуатационных условиях и запаса мощности, необходимого для поддержания заданной эксплуатационной скорости хода	108
§ 4.10. Средние коэффициенты потери скорости и приращение мощности	112

Глава пятая

Коэффициенты полноты и соотношения главных размеров судна	113
§ 5.1. Предварительные замечания	—
§ 5.2. Критические точки краев буксировочного сопротивления	115
§ 5.3. Анализ краев буксировочного сопротивления	120
§ 5.4. Коэффициент общей полноты	125
§ 5.5. Коэффициент полноты модель-макетности	126
§ 5.6. Коэффициент продольной полноты	129
§ 5.7. Коэффициент полноты конструктивной ватерлинии	141

§ 5.8. Влияние соотношений главных размеров на скоростные режимы движения судна	145
§ 5.9. Влияние соотношений главных размеров судна на коэффициент общей полноты	151

Глава шестая

ПОЛОЖЕНИЕ ЦЕНТРА ВЕЩНОСТИ, ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПАТАКА И ОБЩЕГОСЛОЖНОСТЬ	159
§ 6.1. Положение центра вещности по длине судна	—
§ 6.2. Положение наиболее полного диаметра. Прямизность и положение цилиндрической патаки	164
§ 6.3. Традиционные обводы	169
§ 6.4. Углубленные обводы	178
§ 6.5. Бульбимые и цилиндрические обводы в носовой оконечности судна	182
§ 6.6. Бульбимые и ситрообразные обводы в кормовой оконечности судна	190
УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ	196

Лев Маркович Негид

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОРСКИХ СУДОВ

Редактор Т. Д. Рысьева

Художественный редактор В. Т. Лавченко

Технические редакторы Б. М. Камалова и Р. К. Чистикова

Корректор И. П. Острогорова

Переплет художника В. Г. Баткина

Сдано в набор 26/III 1978 г. Подписано в печать 4/XII 1978 г. М-5272.
Формат книжки 68 x 90 мм. Бумага типографская № 2.
Тираж 100 экз. Заказ № 153. Тираж 500 экз.
Цена 1 руб. 25 коп.

Издательство «Судостроение», 191040, Ленинград, 34, Баткина, 8.
Ленинградское предприятие № 4 Союздизмашин при Госплане СССР по заказу Министерства СССР по делам культуры, спорта и физической культуры, 191070, Ленинград, Ф-124. Социалистическая 34, 14.

ИЗДАТЕЛЬСТВО „СУДОСТРОЕНИЕ“

В 1978 году издательство выпускает ряд книг из замечательных и опубликованных в предшествующий пятилетия серийных изданий по актуальным проблемам судостроения:

СЕРИЯ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СУДОВ И КОНСТРУКЦИЯ КОРПУСА

НАРУСБАЕВ А. А. Введение в теорию обоснования проектных решений. 17 с. 1 р. 20 к.

Наличием системы теории обоснования решений при проектировании судов различного назначения (выбор критерия эффективности решений, разработка моделей оценки полезного эффекта и предельных затрат, анализ оптимальных вариантов решений, учет нематематических факторов и т. д.).

Круг читателей: инженеры-конструкторы.

ЖЕЛЯЗКОВ Ж. К. Комбинированные суда для перевозки нефти и жидких грузов. 15 с. 1 р. 10 к.

Рассмотрены вопросы проектирования и технологической эксплуатации комбинированных судов для перевозки нефти и жидких грузов. Даны анализ эксплуатационно-конструктивных предпосылок их создания. Особое внимание уделено классификации, выбору конструктивного типа, прочности корпуса комбинированных судов, а также определению главных размеров, коэффициентов полезности корпуса, нормам весовой нагрузки, балластировки и т. д. Даны необходимые сведения об энергетических установках, устройствах и системах.

Круг читателей: инженеры-конструкторы и инженеры-эксплуатанты судостроительной промышленности и морского флота.

МОНСЕВА М. Э. Оценка совместимости требований к устойчивости, неустойчивости и бортовой качке судов. 5 с. 35 к.

Книга рассматривает совместимость требований, предъявляемых при проектировании, и морскими качествами судна. Задача решается с применением теории вероятности и математической статистики и с использованием авторского представления характеристика судна. Рекомендованы приемы, позволяющие

книгу выкладывать как качественную, так и количественную (вероятностную) оценку совместности требований к рассматриваемым качествам судов и пригодности их проектирования.

Теоретическая история охватывается практическими примерами его применения.

Круг читателей: инженеры-исследователи, инженеры-конструкторы проектных организаций судостроительной промышленности.

Заказы на эту книгу принимают все магазины технической литературы, а также специализированные магазины:
190031, Ленинград, Садовая ул., д. 45, маг. № 2 «Судостроение»;
190035, Ленинград, Давыдовская ул., д. 8, маг. № 89 «Бригантина»;
191185, Ленинград, Невский пр., д. 28, маг. № 1 Дом книги.

**ИЗДАТЕЛЬСТВО «СУДОСТРОЕНИЕ»
«СОЮЗНИНГА»**