

**А.В. Васильев**

---

# **Управляемость судов**

*Допущено Государственным комитетом  
по народному образованию  
в качестве учебного пособия  
для студентов вузов,  
обучающихся по специальности „Кораблестроение”*



Ленинград  
„Судостроение”  
1989

Рецензенты: кафедра теории корабля  
Ленинградского кораблестроительного института  
(канд. техн. наук Г. И. Зильман  
и канд. техн. наук А. Д. Красницкий),  
канд. техн. наук В. И. Зайков

Основой для данного учебного пособия послужили лекции по одноименному курсу, которые автор в течение многих лет читал сначала в Горьковском институте инженеров водного транспорта (ГИИВТ), а затем в Горьковском политехническом институте (ГПИ). За эти годы учение об управляемости судов не только сформировалось как самая молодая из научных дисциплин гидродинамики судна, но и прочно вошло в учебные планы подготовки инженеров-кораблестроителей.

Значимость освоения студентами теоретических основ управляемости судов и их практических приложений в связи со все более интенсивным развитием судостроения и судоходства, повышением требований к маневренным качествам судов возрастает. Улучшение управляемости судов является одним из направлений развития научно-технического прогресса и повышения технико-экономической эффективности водного транспорта – важнейшей отрасли народного хозяйства.

Интенсивное развитие науки об управляемости судна всегда создавало трудности в преподавании и подготовке учебной литературы по этой дисциплине. И в настоящее время продолжает расти многообразие теоретических и экспериментальных исследований гидродинамических сил, действующих на корпуса судов разных типов, индуцируемых различными движительно-рулевыми комплексами (ДРК) и средствами активного управления при движении судов по криволинейной траектории. Разнообразны методы учета влияния путевых и метеорологических условий на маневренные качества судов, нормирования их управляемости, расчета необходимых характеристик ДРК, обоснования наивыгоднейших скоростей и оптимальных режимов работы судовых двигателей при маневрировании судна. Все большее число исследований связано с аналитическим обобщением передового опыта и автоматизацией судовождения. Эти работы проводились различными организациями, различными авторами далеко не одинаковыми методами, в разное время и с разными целями. Они весьма различны по уровню и методам их аналитических исследований, по практической значимости и терминологии. Особенности развития науки об управляемости судов нашли отражение в отечественной и зарубежной учебной и научно-технической литературе. Многие ее результаты разбросаны по многочисленным изданиям, журнальным статьям или еще не опубликованы. В процессе оценки, отбора, систематизации

Васильев А. В.  
В19 Управляемость судов: Учеб. пособие. –Л.: Судостроение, 1989.  
328 с.: ил.

ISBN 5–7355–0135–6

В соответствии с программой одноименного курса на основе методов динамики судового комплекса корпус судна – средства управления – судовые двигатели рассмотрены маневренные качества корабля, его поворотливость и устойчивость на курсе в различных путевых и метеорологических условиях, даны методы их расчета, изложены принципы нормирования управляемости и обоснование необходимых характеристик движительно-рулевых комплексов судов разных типов, проиллюстрированы практические методы улучшения маневренных качеств судов и постановки экспериментальных исследований по их изучению.

Для студентов кораблестроительных вузов и факультетов, а также специалистов конструкторских, производственных и эксплуатирующих организаций водного транспорта.

В 3605030000–026  
048 (01) –89 7–88

ББК 39.42–01

ISBN 5–7355–0135–6

© Издательство „Судостроение”, 1989

и обобщения этих исследований для учебника особое внимание было уделено обеспечению методологического единства курса, раскрытию физической сущности явлений и возможно более простому построению соответствующих ей аналитических зависимостей.

Автор счел целесообразным отказаться от обычного рассмотрения движения судна при маневре только в горизонтальной плоскости, поскольку многие маневры судов на тихой воде и на волнении сопровождаются значительными углами крена и дифферента, рысканием. Наиболее общей постановке вопроса о движении судна способствует и то, что курс „Управляемость судов” читается после курса „Качка судов”, последним в цикле дисциплин „Теория корабля” (поэтому вопросы управляемости судна на волнении естественно рассматривать в курсе „Управляемость судов”). Уделено внимание динамике судового комплекса корпус судна – средства управления – судовые двигатели, динамике рулевого привода, практическим приложениям управляемости судов, оптимизации и автоматизации судовождения.

Учитывая инженерный характер специальности, для которой предложена книга, и ограниченность объема учебного пособия, автор счел возможным поступиться полнотой и строгостью некоторых доказательств и ограничиться описанием качественной стороны явлений. Практические приложения теории управляемости автор стремился довести до таких аналитических форм, которые могут быть использованы в практике конструкторских и производственных организаций и удобны для проведения расчетов на ЭВМ. В конце книги излагаются принципиальные особенности расчетов маневренных качеств судна и динамики рулевого привода на ЭВМ, которые входят составной частью в систему автоматического проектирования судов (САПР). При этом предполагается, что в связи с ограничением объема пособия числовые примеры, алгоритмы и вопросы организации расчетов на ЭВМ детализированы в отдельных учебных пособиях, выпускаемых вузами. В конце каждой главы приводятся контрольные вопросы, облегчающие усвоение материала книги.

При подготовке учебного пособия большую помощь оказали докт. техн. наук, профессора Д. М. Ананьев, написавший § 8.6, и Н. Б. Слижевский – § 3.2, 3.3, канд. техн. наук, доценты А. Б. Ваганов – гл. 13 и Ю. В. Ремез – § 8.7, канд. техн. наук С. А. Васильев – гл. 12

## ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$A_K$	– сила дрейфа корпуса судна	$J_{VV}$	– собственный момент инерции гребного винта
$B$	– ширина корпуса судна по конструктивной ватерлинии на мидель-шпангоуте	$J_x$	– момент инерции массы судна относительно оси $Gx$
$b_p$	– хорда пера руля	$J_y$	– момент инерции массы судна относительно оси $Gy$
$C_{Vx}$	– коэффициент продольной составляющей аэродинамических сил, действующих на надводную поверхность судна	$J_z$	– момент инерции массы судна относительно оси $Gz$
$C_{Vy}$	– коэффициент поперечной составляющей тех же аэродинамических сил	$K_1$	– коэффициент упора гребного винта
$C_{тв}$	– аэродинамический коэффициент ветрового момента	$K_2$	– коэффициент момента гребного винта
$C_{ун}$	– коэффициент поперечной силы комплекса винт – поворотная насадка – стабилизатор	$K_a$	– коэффициент гидродинамической силы дрейфа, действующей на корпус судна
$C_{ур}$	– коэффициент подъемной силы руля	$K_m$	– коэффициент гидродинамического момента, действующего на корпус судна
$C_{хр}$	– коэффициент сопротивления руля	$K_{тв}$	– коэффициент вращательного момента гидродинамических сил, действующих на корпус судна
$C_{нр}$	– коэффициент нормальной силы руля	$K_{тп}$	– коэффициент позиционного момента тех же сил
$C_{т.р}$	– коэффициент тангенциальной силы руля	$K_{\rho V}$	– универсальный коэффициент упора винта
$C_{тр}$	– коэффициент момента на баллере руля	$K_x$	– коэффициент продольной составляющей вязкостных гидродинамических сил, действующих на корпус судна
$c_v$	– расстояние от оси бортового винта до диаметральной плоскости судна	$K_{хв}$	– коэффициент продольной вращательной силы, действующей на корпус судна
$c_d$	– безразмерное плечо центра давления руля	$K_{хп}$	– коэффициент продольной позиционной силы, действующей на корпус судна
$D$	– сила тяжести (весовое водоизмещение) судна	$K_{у.в}$	– коэффициент поперечной вращательной силы, действующей на корпус судна
$D_{ц}$	– диаметр установившейся циркуляции	$K_{уп}$	– коэффициент поперечной позиционной силы, действующей на корпус судна
$D_t$	– тактический диаметр циркуляции	$K_w$	– коэффициент гидродинамической силы сопротивления, действующей на корпус судна
$E_p$	– эффективность рулей	$k_{ij}$	– гидродинамические коэффициенты корпуса судна
$g$	– ускорение свободного падения	$L$	– длина судна по конструктивной ватерлинии
$H$	– высота борта	$L_p$	– расстояние от оси баллера руля до центра тяжести судна
$H_{ф}$	– глубина фарватера	$l_p$	– длина пера руля
$h_0$	– начальная поперечная метacentрическая высота		
$h_p$	– высота пера руля		
$J_V$	– приведенный к оси гребного вала момент инерции движущихся частей, связанных с ним механически		

$M_B$	– момент гребного винта	$r_v$	– коэффициент изменения скорости натекания воды на руль	$v_{p.n}$	– скорость натекания воды на насадку	$\delta_f$	– угол скоса потока, обусловленный закручиванием потока гребным винтом
$M_{BO}$	– аэродинамический (ветровой) момент, действующий на судно	$r_{vH}$	– коэффициент изменения скорости натекания воды на поворотную насадку	$v_{ц}$	– скорость движения центра тяжести судна на установившейся циркуляции	$\theta$	– угол крена
$M_{Bo}$	– номинальный момент гребного винта	$S_d$	– площадь диаметрального батокса судна, погруженного в воду	$v_x$	– проекция скорости $v$ на ось $Gx$	$\kappa_K$	– коэффициент влияния корпуса
$M_G$	– момент, передаваемый гидромумфтой	$S_K$	– площадь кормового подзора	$v_y$	– проекция скорости $v$ на ось $Gy$	$\kappa_{K.B}$	– коэффициент влияния корпуса и винта
$M_{дв}$	– движущий момент главного двигателя	$S_{Kc}$	– относительная площадь кормового подзора	$w_d$	– аксиальная вызванная скорость	$\lambda_{ij}$	– обобщенные присоединенные массы корпуса судна
$M_K$	– момент гидродинамических сил вязкостной природы на корпусе судна	$S_H$	– площадь боковой поверхности насадки	$w_t$	– тангенциальная вызванная скорость	$\lambda_B$	– присоединенный момент инерции гребного винта
$M_{K.B}$	– вращательный момент тех же сил на корпусе судна	$S_{p.p}$	– площадь комплекса руль – рудерпост	$X_K$	– продольная составляющая гидродинамических сил вязкостной природы на корпусе судна	$\lambda_p$	– относительное удлинение пера руля
$M_{K.п}$	– позиционный момент тех же сил на корпусе судна	$S_p$	– площадь пера руля	$X_p$	– продольная гидродинамическая сила на руле	$\lambda_{p.B}$	– универсальная поступь винта
$M_{кр}$	– кренящий момент	$S_{p1}$	– площадь пера руля, омываемая потоком винта	$x$	– абсцисса	$\rho$	– плотность воды
$M_{тр.дв}$	– момент от сил трения в механизме двигателя	$S_{п1}$	– площадь парусности судна	$x_{п}$	– абсцисса центра парусности судна	$\rho_B$	– плотность воздуха
$M_{тр.в}$	– момент от сил трения в опорах гребного валопровода	$S_c$	– площадь стабилизатора насадки	$Y_f$	– возмущающая поперечная сила на волнении	$\sigma_d$	– приведенный коэффициент полноты погруженной части диаметрального батокса судна
$M_{z.p}$	– возмущающий момент на волнении	$T$	– осадка судна на миделе	$Y_K$	– поперечная составляющая гидродинамических сил вязкостной природы на корпусе судна	$\sigma$	– кажущаяся частота колебаний
$m$	– масса судна	$T_B$	– упор гребного винта	$Y_p$	– поперечная гидродинамическая сила на руле	$\sigma_0$	– истинная частота колебаний
$m_p$	– рулевая характеристика	$T_B$	– относительный упор гребного винта	$Y_{p.n}$	– поперечная гидродинамическая сила комплекса винт – поворотная насадка – стабилизатор	$\bar{\sigma}_0$	– безразмерная частота колебаний
$n$	– частота вращения гребного винта	$T_{Be}$	– полезная тяга гребного винта	$y$	– ордината	$\tau$	– безразмерное время
$\bar{n}$	– относительная частота вращения гребного винта	$T_{Bo}$	– номинальный упор гребного винта	$z$	– аппликата	$\chi$	– курсовой угол судна
$P_{ij}$	– коэффициенты обобщенных присоединенных масс	$T_{ж}$	– кинетическая энергия жидкости	$z_{дв}$	– число двигателей на судне	$\chi_B$	– курсовой угол набегающих волн
$P_{вх}$	– продольная составляющая аэродинамических сил	$T_K$	– кинетическая энергия движущегося судна	$z_p$	– число рулей на судне	$\psi$	– угол дифферента
$P_{вy}$	– поперечная составляющая аэродинамических сил	$T_c$	– кинетическая энергия системы судно – окружающая жидкость	$a$	– коэффициент полноты площади ватерлинии	$\psi_B$	– коэффициент попутного потока для винта
$R_K$	– радиус установившейся циркуляции по корме судна	$t$	– время	$a_e$	– коэффициент раствора насадки	$\psi_f$	– коэффициент попутного потока для руля
$R_T$	– тактический радиус циркуляции	$t^*$	– коэффициент засасывания	$\beta$	– угол дрейфа по центру тяжести судна	$\psi_{p.n}$	– коэффициент попутного потока насадки
$R_{ц}$	– радиус установившейся циркуляции	$t_p$	– коэффициент влияния толщины пера руля	$\beta_K$	– угол дрейфа в корме	$\psi_{p.c}$	– коэффициент попутного потока для стабилизатора насадки
$r_1$	– коэффициент влияния торцевых шайб	$V$	– объемное водоизмещение судна	$\beta_H$	– коэффициент расширения насадки	$\psi_f$	– коэффициент попутного потока трения
$r_2$	– коэффициент влияния грушевидной наделки	$v$	– линейная скорость центра тяжести судна	$\beta_M$	– коэффициент полноты площади мидель-шпангоута	$\omega$	– угловая скорость поворота судна
$r_3$	– коэффициент влияния близости рулей	$\bar{v}$	– относительная скорость центра тяжести судна	$\delta$	– коэффициент полноты водоизмещения	$\omega_x$	– проекция вектора угловой скорости судна на ось $Gx$
$r_4$	– коэффициент влияния скоса потока за корпусом судна	$v_B$	– действительная скорость ветра	$\delta_c$	– угол скоса потока за кормой судна	$\omega_y$	– проекция того же вектора на ось $Gy$
$r_5$	– коэффициент влияния близости верхней кромки рулей к днищу судна	$v_e$	– скорость натекания воды на гребной винт	$\delta_p$	– угол перекладки рулей	$\omega_z$	– проекция того же вектора на ось $Gz$
$r_6$	– коэффициент влияния расположения руля за рудерпостом	$v_K$	– кажущаяся скорость ветра	$\delta_{p.n}$	– угол перекладки насадки	$\bar{\omega}$	– безразмерная угловая скорость
		$v_o$	– номинальная скорость движения судна			$\omega_{ц}$	– угловая скорость на установившейся циркуляции
		$v_p$	– скорость натекания воды на руль				

Глава 1

УПРАВЛЯЕМОСТЬ И МАНЕВРЕННЫЕ КАЧЕСТВА СУДНА

1.1. Основные определения

**Управляемость судна.** Одно из мореходных качеств судна – *управляемость* – определяет его способность перемещаться по траектории, выбранной судоводителем. Если эта траектория прямолинейна, то говорят о способности судна двигаться по прямой линии, или об *устойчивости движения судна на прямом курсе*. Способность судна перемещаться по криволинейной траектории называют его *поворотливостью*. Таким образом, управляемость судна объединяет устойчивость его на прямом курсе и поворотливость.

Управление перемещением судна по заданной траектории судоводитель осуществляет с помощью средств управления (СУ). При определенных условиях оно может достигаться также путем целенаправленного использования судоводителем внешних условий движения судна: ветрового дрейфа, сноса судна по течению. Любое преднамеренное действие судоводителя, управляющего судном, вызывает вполне определенное движение судна, называемое *маневром*. Способность судна выполнять те или иные маневры, двигаться по определенной траектории с некоторой скоростью именуют его *маневренностью*. Если управляемость определяет принципиальную возможность выполнения заданного маневра судна, то маневренность связана с возможностью обеспечения заданной быстротечности этого маневра. Управляемость и маневренность определяют *маневренные качества судна*. Сам процесс выполнения маневров называют маневрированием судна.

Цель управления судном всегда состоит в поддержании или изменении характеризующих движение судна параметров, обычно называемых управляемыми координатами. В простейшем случае особенности движения судна на прямом курсе могут быть определены из рассмотрения закономерностей перемещения какой-либо одной его точки, [например, центра тяжести (ЦТ)], управляемой координатой которой является продольное ее перемещение. В других более сложных случаях маневрирования судна процесс управления судном зависит не от одной, а от нескольких управляемых координат.

В качестве примера рассмотрим поведение судна при выполнении им маневра, характерного для судов морского флота (рис. 1.1, а). Пусть судно первоначально стоит в положении *A* и его диаметральной плоскостью (ДП) располагается в направлении *AA'* [46]. Судно нужно перевести в точку *B* и остановить его в этой точке, сохранив первоначальное направление ДП *BB' || AA'*. Если на судне нет подруливающих устройств (ПУ), которые обеспечили бы поворот судна в точках *A* и *B* и его движение по пунктирной линии *AB*, ЦТ судна будет двигаться по одной из возможных траекторий движения, показанной на рисунке сплошной линией. В этом случае движение судна определяется поперечным смещением, продольным перемещением и курсом судна. При таком движении могут возникнуть крен и дифферент судна, вращение его относительно вертикальной оси.

В качестве другого характерного примера рассмотрим привал пассажирского судна внутреннего плавания к одному из причалов на Волге. Акватория у пассажирского причала пристани весьма ограничена (рис. 1.1, б). Подход судна к причалу особенно осложняется при сильном ветре, совпадающем по направлению с течением. Приближая судно к пристани, в положении *I* судоводитель уменьшает скорость вращения гребных винтов, снижает скорость движения судна и направляет его ближе к красному бакену *A*. В дальнейшем, учитывая скорости и направления ветра и течения и используя необходимый режим работы судового комплекса, судоводитель проводит судно сначала в положения *II* и *III*, а затем в положения *IV* и *V*. В результате выполнения такого сложного маневра судно останавливается у причала, развернувшись на  $180^\circ$  относительно первоначального положения. Очевидно, что при нахождении

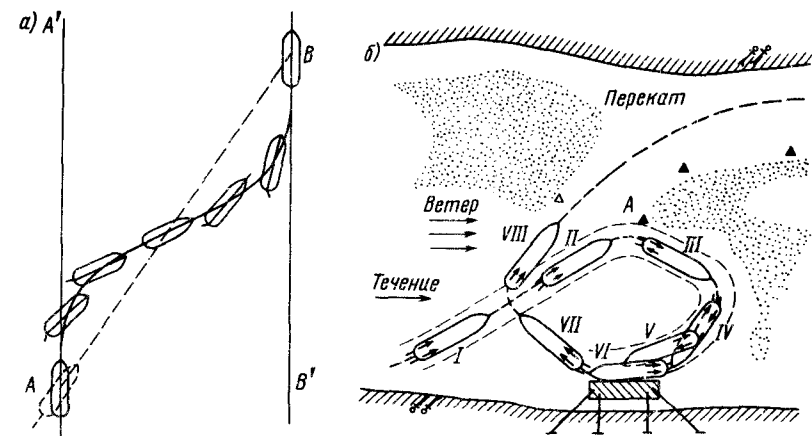


Рис. 1.1. Характерные маневры: а – морского судна; б – судна внутреннего плавания;  $\Rightarrow$  оба винта работают на ПХ;  $\Leftarrow$  оба винта работают на ЗХ;  $\Leftrightarrow$  винты работают в противоположные стороны

судна в положении  $I$  предусмотреть все особенности такого сложного движения и определить его заданием траектории движения какой-либо одной точки судна нельзя. Судоводитель должен наметить, задать вполне определенную полосу движения всего судна исходя из сложных условий выполнения его привала. На рис. 1.1, б заданная полоса движения судна ограничена пунктиром.

**Маневренные качества судна.** Они беспредельно разнообразны, поскольку зависят от многочисленных факторов. По терминологии одного из создателей основ теории управляемости судов Р. Я. Першица, судно представляет собой систему управления, состоящую из трех частей: объекта управления (т. е. того, чем управляют), средства управления (т. е. того, при помощи чего управляют) и управляющего комплекса (т. е. того, что или кто осуществляет управление). Многочисленные типы водоизмещающих судов морского и речного флота, судов смешанного плавания, бесконечно многообразны формы обводов их корпусов и надстроек. С каждым годом возрастает количество судов новых типов с динамическими принципами поддержания: глиссеров, судов на подводных крыльях, судов на воздушной подушке, экранопланов, описание маневренных качеств и динамической остойчивости которых настолько специфично, что в настоящее время управляемость этих судов излагается в специальном учебном курсе отдельно от управляемости водоизмещающих судов. Не менее разнообразны и средства управления. Совсем недавно к ним относили лишь руль да парус. В настоящее время большинство транспортных судов оборудовано самыми различными по типу и составу ДРК, интенсивно прогрессирующими по мере развития судостроения. Наконец, существенное, порой определяющее влияние на маневренные качества судна оказывает и управляющий комплекс как при автоматическом (авторулевой), так и при ручном управлении. В последние годы все большее внимание уделяется изучению влияния психофизических качеств рулевого на управляемость судна.

Говоря о судне как о системе управления, нельзя не упомянуть и о главных двигателях и вспомогательных механизмах судна. Изменение режимов судовых двигателей и, как результат, соответствующее изменение скоростей вращения связанных с ними гребных винтов являются эффективным и часто используемым средством улучшения маневренности судна, а маневрирование судна, в свою очередь, оказывает обратное влияние на режим работы судовых двигателей. Особенности такой взаимосвязи изучаются в теории переходных движений судового комплекса корпус судна – средства управления – судовые двигатели.

Наконец, маневренные качества судна не только зависят, но и во многих случаях определяются путевыми и метеорологическими условиями маневрирования судна: мелководьем и течением, ветром и волнением, условиями узости, переката и канала, близости других судов, плавучих и стационарных гидротехнических сооружений, наличием дождя и тумана.

Практический опыт судовождения и результаты натурных испытаний судов и составов показывают, что суда, плавающие на поверхности воды, совершают движение не только в горизонтальной, но и в вертикальной плоскостях. Даже в условиях движения судна на прямом курсе возникает ходовой дифферент судна. Углы крена на крутых циркуляциях достигают значительных величин. Посадка буксира существенно изменяется при рывках буксирного троса. Большие углы наклона возникают редко в условиях воздействия на судно ветра. Маневрирование судна на волнении, как правило, сопровождается в общем случае не только креном и дифферентом, но и вертикальным перемещением судна.

Таким образом, в настоящее время возникает необходимость рассматривать маневрирование судна не только в горизонтальной плоскости, но как сложное движение тела с шестью степенями свободы. В этом теория управляемости судов смыкается с теорией качки движущегося судна. Такой подход к исследованию маневренных качеств судов открывает новые возможности их изучения, решения основной и непосредственной задачи управляемости судов – установления законов изменения режимов работы СУ судна и характеристик его движения в разнообразных путевых и метеорологических условиях, а на этой основе – решения многих практических задач, стоящих перед этим разделом теории корабля.

## 1.2. Краткая история развития теории управляемости судна

Управляемость является важнейшим мореходным качеством судна, без которого оно вообще перестает соответствовать своему назначению. Лишенное управляемости транспортное судно не может осуществлять перевозку грузов и пассажиров, а боевой корабль в бою обречен на гибель. Неудивительно поэтому, что забота об управляемости проявлялась на самых ранних стадиях развития судостроения и судоходства. Еще в I в. до н. э. римский философ Сенека писал: „Корабль именуется хорошим, если он устойчив, непоколебим, уступчив ветру, рулю послушен”. Первыми СУ были паруса, кормовые весла и рули. В течение многих веков проектирование и постройка судов производились на основании выработанных практикой правил – так называемых „штатных расписаний”. Штатными расписаниями регламентировались и соотношения между размерами судна и площадью рулей.

Начало теоретическому исследованию управляемости судов было положено Л. Эйлером. В его книге „Полное умозрение строения и вожделения кораблей”, вышедшей в 1778 г., впервые были представлены уравнения движения судна по криволинейной траектории. Составляя эти уравнения, Эйлер рассматривал воздействие жидкости на движущееся в ней тело в соответствии с гипотезой Ньютона, согласно которой величина этого воздействия может быть определена весом такого столба

жидкости, основанием которого является сечение тела, перпендикулярное к направлению движения тела, а высотой – расстояние, проходимое телом в одну секунду. Гипотеза Ньютона не соответствовала опыту, и поэтому расчеты движения судна по формулам Эйлера не имели практического значения. Попытки уточнить определение гидродинамических сил, действующих на корпус судна при маневре, и поставить теорию управляемости судов на прочную теоретическую базу предпринимались И. Полляром и А. Дюдебу, В. Ховгардом, В. Кухарским и другими исследователями. Однако и они не увязывались с реальными физическими особенностями обтекания корпуса судна водой и не могли быть использованы для практических расчетов характерных маневров судов. Управляемость судна оставалась одной из наименее исследованных областей теории корабля.

Tabulae gasae – чистыми страничками – назвал теорию управляемости судов академик А. Н. Крылов всего 45 лет назад. Он писал: „Поворотливость корабля теоретически разработана весьма слабо. . . Причиной этому являлась сложность вычисления гидродинамических сил, действующих на корабль при криволинейном движении” [34].

В 1934 г. В. М. Лаврентьев составил уравнения движения несамостоятельного судна, основываясь на известной в механике линейной теории движения твердых тел в идеальной жидкости и принимая вязкостные гидродинамические силы, действующие на судно, в качестве внешних сил. Корпус и руль судна он рассматривал как единую гидромеханическую систему. Для определения характеристик этой системы В. М. Лаврентьев впервые провел систематические модельные испытания дублированных моделей корпусов речных барж с рулями в аэродинамической трубе. Это позволило ему произвести практические расчеты устойчивости несамостоятельного судна на прямом курсе. Обобщая результаты, полученные В. М. Лаврентьевым, применительно к самостоятельным судам, А. М. Басин создал линейную теорию управляемости судов, в которой получили уточнение основные понятия и закономерности криволинейного движения судна, строго учтена инертность окружающей судно воды. Основы нелинейной теории управляемости судна, открывшей широкую дорогу дальнейшему развитию теории управляемости судов и ее многочисленных практических приложений, были созданы в начале 1950-х гг. на основе испытаний серии моделей морских транспортных судов, проведенных Р. Я. Першицем, и циркуляционно-отрывной теории крыла малого удлинения, разработанной К. К. Федяевским и Г. В. Соболевым. В этих работах вначале принимало участие очень небольшое число специалистов. Широкому и дальнейшему распространению методов изучения и расчета маневренных качеств судов в значительной мере способствовали первые учебники и учебные пособия по управляемости судов, написанные И. Г. Хановичем, Г. А. Фирсовым, К. К. Федяевским, Я. Т. Пугачевым, Г. В. Соболевым, А. М. Басиным.

Анализ последующего бурного развития науки о маневренных качествах судна позволяет указать на те основные направления, по

которым развивалась эта наука, конкретизировать те основные задачи, которые ею решались.

Одной из основных задач теории управляемости судов являлось определение характерных маневров, выполняемых судоводителями в различных путевых и метеорологических условиях при эксплуатации судов различных типов и назначений. Решение этой задачи позволяет конкретизировать требования, предъявляемые к управляемости судна, облегчает постановку целей и выбор объектов исследований по рассматриваемой проблеме. Многие поколения судоводителей накопили богатый опыт маневрирования судов. Этот опыт особенно вырос в последние десятилетия – годы научно-технической революции, годы интенсивного развития судостроения, роста количества, скоростей, размеров, интенсивности движения судов морского и речного флота, годы существенного изменения условий эксплуатации судов в морских портах и на крупнейших речных магистралах в связи с появлением на них гидроэлектростанций, водохранилищ, каналов. Обобщению передового опыта маневрирования судов посвящены многие монографии, сотни статей в журналах и сборниках. Однако до настоящего времени известны лишь отдельные попытки изучения и систематизации этого огромного и все возрастающего по объему и содержанию материала.

Другой задачей теории управляемости судов является развитие методов теоретического исследования движения судов по поверхности воды – маневренных качеств судна.

После появления работ Р. Я. Першица гидродинамические силы, действующие на корпус судна при его маневре и обусловленные силами вязкости воды, стали рассматриваться отдельно от гидродинамических сил, действующих на ДРК судна. Эта теория легла в основу обработки результатов серийных модельных испытаний с целью определения гидродинамических характеристик корпусов судов. В настоящее время для морских транспортных судов они могут быть определены по результатам работ Н. И. Анисимовой, Р. Я. Першица и Е. Б. Юдина, для грузовых судов внутреннего плавания – по рекомендациям А. Д. Гофмана и В. И. Когана, для пассажирских речных судов – по формулам В. Г. Павленко, Ленинградского института водного транспорта (ЛИВТ). На базе материалов натурных испытаний Л. М. Рыжовым предложены методы расчета гидродинамических характеристик толкаемых составов. Систематические испытания моделей толкаемых составов были выполнены с этой же целью О. И. Гордеевым. Одновременно с этим получили дальнейшее развитие аналитические методы расчета гидромеханических характеристик корпусов судов в исследованиях Н. П. Гаранина, А. Д. Красницкого, А. М. Полунина, Н. Б. Слижевского, а также методы их определения по результатам натурных испытаний, основанные на теории идентификации систем (Г. А. Фирсов, Г. В. Соболев, В. И. Зайков, Г. И. Зильман).

Развитие теории маневрирования судов дало мощный толчок совершенствованию гидромеханических методов расчета сил и моментов,

индуцируемых ДРК судна. В результате исследований А. М. Басина, А. В. Васильева, А. Д. Гофмана, И. П. Любомирова, А. А. Русецкого, Л. М. Рыжова, Р. Я. Першица, Н. Б. Слижевского, Г. В. Соболева эти силы и моменты определяются в настоящее время с достаточной достоверностью. Практические методы расчета гидродинамических сил, создаваемых комплексом винт – поворотная насадка – стабилизатор, предложены А. Д. Гофманом и Р. Я. Першицем. Все большее развитие получают методы расчета эффективности средств активного управления (САУ): ПУ, активных рулей и др. в работах А. Ш. Ачкинадзе, А. Д. Гофмана, Э. П. Лебедева, В. В. Рождественского, Н. Б. Слижевского, рулей с закрылками и ротором (Н. В. Алешин, Я. Г. Мосиондз).

Значительное число работ по исследованию управляемости судна основано на предположении о постоянстве упора гребных винтов при выполнении различных маневров судна. Между тем в практике судовождения широко используют не только рули, но и изменение скоростей вращения гребных винтов в самых широких пределах. Для исследования маневра судна с учетом непостоянства сил и моментов, индуцируемых гребными винтами, необходимо знать их гидродинамические характеристики при различных режимах работы. Широкие экспериментальные исследования таких характеристик были проведены И. Я. Миниовичем, В. И. Зайковым. Оригинальные диаграммы для их расчета предложены В. Г. Бакаевым и В. М. Лаврентьевым. Исследование поперечных сил и моментов, возникающих на винтах при косом натекании, проведено И. Я. Миниовичем и Г. А. Фирсовым, Г. В. Соболевым, Глауергом. Однако наиболее полное отражение динамики СУ судном получено в теории переходных движений комплекса корпус судна – средства управления – судовые двигатели, разработанной В. И. Небесновым.

Создание теоретической основы для исследования маневренных качеств судна позволило А. Ш. Афремову, А. М. Басину, А. В. Васильеву, А. Д. Гофману, Р. Я. Першицу, В. Г. Павленко, Г. В. Соболеву создать практические методы расчета устойчивости на курсе и поворотливости судов. Маневрирование судна на прямом курсе и разгон, движение судна по инерции, подтормаживание и торможение судов изучались в работах В. Г. Бакаева и В. М. Лаврентьева, А. Д. Гофмана, М. А. Гречина, В. И. Небеснова, И. Я. Миниовича, Н. Ф. Соларева. Управляемость промысловых судов изучалась Ю. М. Мاستушкиным. Методы расчета управляемости судов катamarанного типа предложены А. Б. Вагановым и Ю. М. Мастушкиным, водометных судов – В. Г. Белинским, толкаемых и секционных составов – Г. И. Вагановым, О. И. Гордеевым, В. Г. Павленко, Л. М. Рыжовым, буксируемых составов – М. Я. Алферьевым, В. Г. Маковским, Е. Б. Юдиным.

Следующая задача теории управляемости судов связана с изучением влияния на маневренные качества судов путевых и метеорологических условий их эксплуатации. Изучение условий плавания судна и требований, которые они предъявляют к его управляемости, имеет целью разработку критериев управляемости судна, ее нормирование. В работах

Г. И. Ваганова, О. И. Гордеева, В. Г. Павленко, Н. Ф. Соларева габариты пути в плане связаны с размерами судна и характеристиками ДРК судна. Влияние мелководья на характеристики маневра судна изучалось В. И. Небесновым, А. М. Басиным, А. Д. Гофманом и В. И. Коганом, С. Б. Олышановским. Воздействие ветра на путь и управляемость судна рассматривалось А. М. Гусевым, Р. Я. Першицем, Л. М. Рыжовым, К. К. Федяевским, а особенности движения судна на течении – О. И. Гордеевым, В. Г. Павленко и Р. Я. Першицем, в условиях канала – Ю. Л. Воробьевым, В. И. Зайковым, А. Д. Гофманом, Н. Г. Комиссаровым, Г. Е. Павленко, Г. И. Сухомелом. Управляемость судна в условиях волнения изучалась А. Ш. Афремовым, Д. М. Ананьевым, А. Б. Вагановым, В. Ю. Ремезом, Г. В. Соболевым, К. К. Федяевским. В. В. Луговский разработал методы исследования ветрового дрейфа на волнении. Развитие экспериментальных и теоретических исследований управляемости судов способствовало обоснованию требований, предъявляемых внешними условиями эксплуатации судов к их маневренным качествам, к разработке норм управляемости судов. На основе анализа результатов обширных натурных испытаний управляемости судов и составов (в Волжско-Камском бассейне) Л. М. Рыжов в 1965 г. предложил систему критериев их управляемости.

Нормированию управляемости судов посвящены также работы М. Н. Александрова, А. Ш. Афремова, А. В. Васильева, В. Г. Павленко, Р. Я. Першица, Л. М. Рыжова, Е. Б. Юдина. Министерство речного флота РСФСР утвердило первый нормативный документ, регламентирующий управляемость грузовых судов внутреннего плавания, разработанной Ленинградским институтом водного транспорта. Регистр СССР в 1986 г. принял нормы эффективности рулей и поворотных насадок. Аналогичные нормы разрабатываются Речным Регистром РСФСР.

Еще одной задачей теории управляемости судов является выбор такого ДРК судна, при котором оптимальным образом удовлетворялись бы как требования ходкости судна, так и нормы его управляемости. Эта задача теории управляемости судов прямо вытекает из ее внешней задачи и предполагает комплексное проектирование средств управления судном и, таким образом, собирает воедино все другие задачи теории управляемости судов и дает решение основного вопроса – обеспечения управляемости судна в любых условиях его эксплуатации. Средства управления движением судна до самого последнего времени выбирались на основании обобщения имеющегося практического опыта, по эмпирическим формулам или подбирались по результатам модельных испытаний. Г. В. Соболев был первым, кто предложил методику расчета эффективности рулей исходя из анализа уравнений управляемости судна. Практические методы обоснования оптимальных характеристик ДРК судна предложены А. В. Васильевым, А. И. Матвеевым, А. Д. Гофманом, Ю. М. Мастушкиным, Р. Я. Першицем, Е. Б. Юдиным.

И наконец, последней задачей теории управляемости судна является решение многочисленных прикладных вопросов, непосредственно



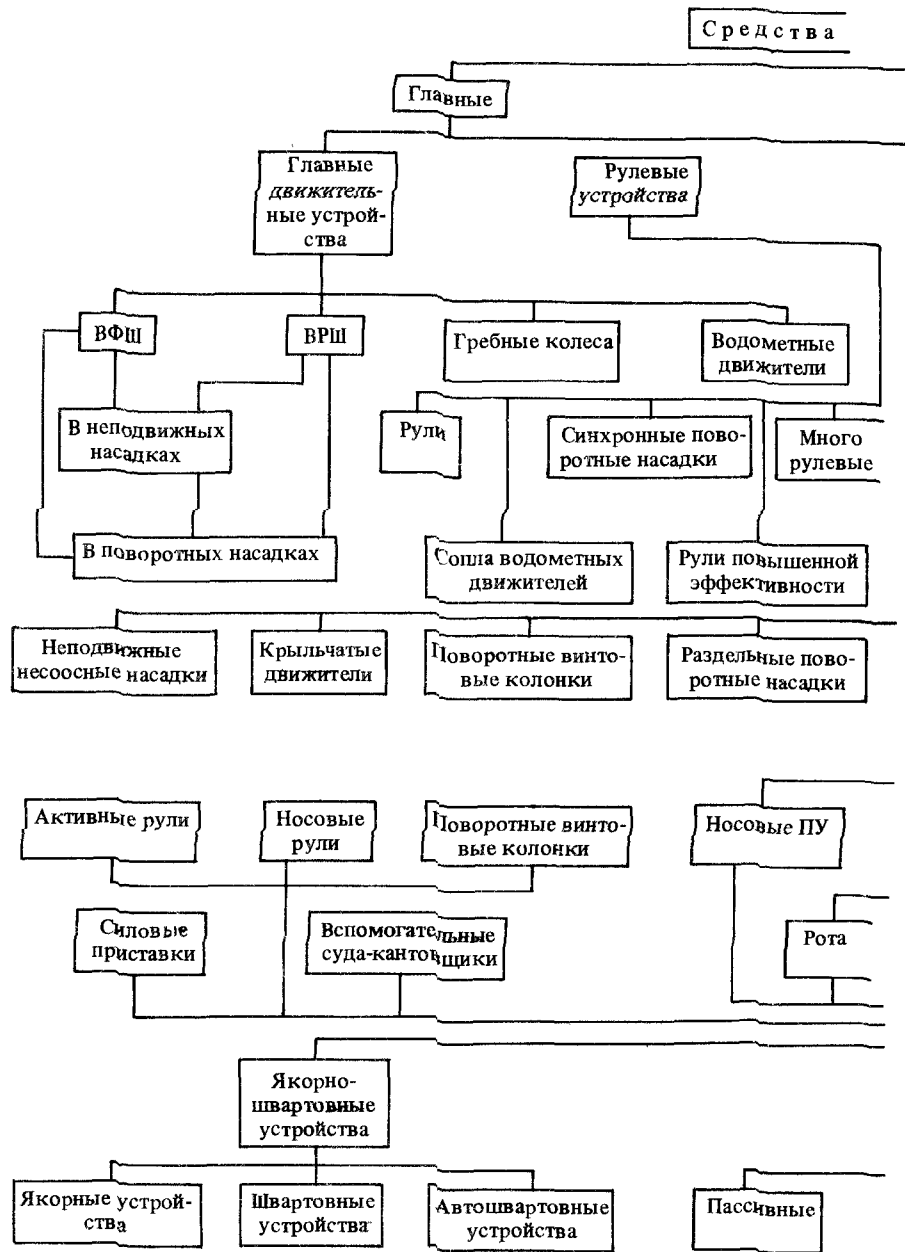
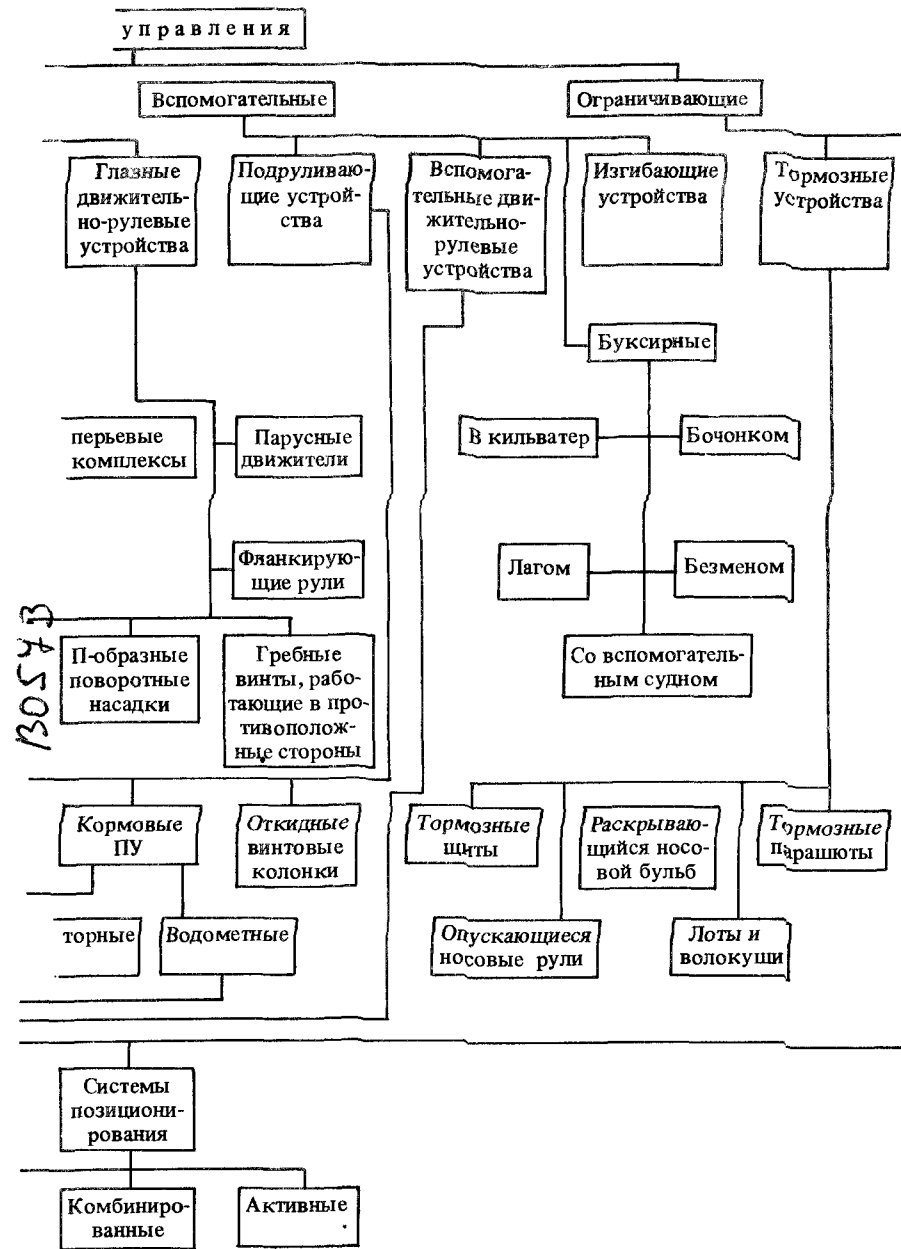


Рис. 1.2. Классификация СУ движением судов



ВОСУБ

связанных с маневрированием судна. К ним, например, относятся обоснование наивыгоднейших скоростей движения судов (Г. И. Беззубов, А. В. Васильев, В. И. Небесов, Е. И. Степанюк, Н. Ф. Фомин), оптимальных режимов работы судовых энергетических установок при работе судового комплекса в различных путевых и метеорологических условиях (М. А. Гречин, Г. А. Конаков, В. И. Небесов, Ю. П. Петров), во льдах (В. А. Зуев, В. И. Каштелян, Д. Я. Рывлин, В. А. Тронин), изучение динамики рулевого привода и расчет прочности его конструкций (А. А. Русепский), автоматизация судовождения (А. И. Голубев, В. И. Зайков).

Таким образом, создание за несколько последних десятилетий теории управляемости судов опирается в настоящее время на развитую теоретическую основу и охватывает широкий круг практических задач.

### 1.3. Главные СУ движением судна

СУ, обеспечивающие маневрирование судна, подразделяют на главные, вспомогательные и ограничивающие. Их классификация приведена на рис. 1.2.

Главные СУ характерны тем, что для их использования необходима работа главных двигателей судна. К ним относятся главные движительные устройства судна, рулевые устройства, главные движительно-рулевые устройства.

**Главные движительные устройства.** Наиболее распространенными главными движителями водоизмещающих судов являются гребные винты фиксированного шага (ВФШ), при работе которых индуцируется не только сила, по направлению совпадающая с ДП судна, но и поперечная сила, перпендикулярно к ней направленная и создающая момент, поворачивающий судно относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ судна. Момент, вращающий судно в горизонтальной плоскости, может создаваться и в том случае, когда гребные винты двух-, трех- или многовальной движительной судовой установки работают на разных режимах. Наиболее показательным случаем образования вращающего судно момента является появление момента от винтов, расположенных по разным бортам и работающих в противоположные стороны. Управление судном с использованием режима работы гребных винтов в противоположные стороны широко используют в судовождении.

Для повышения пропульсивных качеств судов с лопастными движителями все большее применение находят движители с регулируемым гидродинамическими характеристиками – гребные винты регулируемого шага (ВРШ), винты с регулируемой кривизной (ВРК), винты с регулируемыми лопастями (ВРЛ). Для увеличения упора умеренно и тяжело нагруженные ВФШ и ВРШ могут размещаться в стационарных направляющих насадках.

**Рулевые устройства.** К ним относят рули, многоперьевые рулевые комплексы, роторные рулевые устройства, реверсивно-рулевые устройства водометных судов.

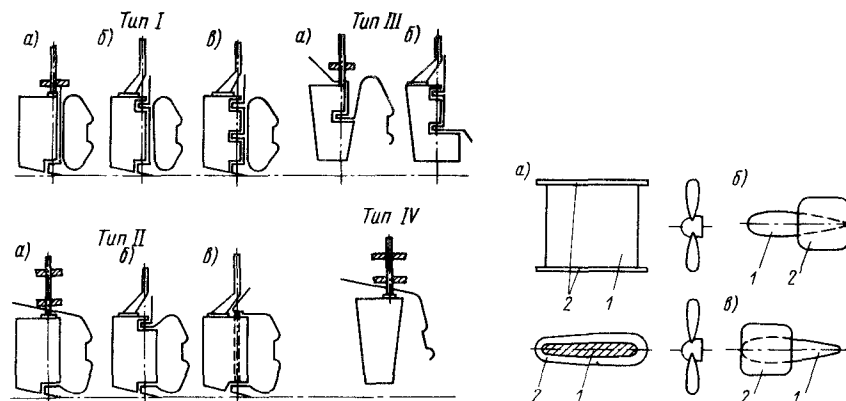


Рис. 1.3. Судовые рули:

тип I – небалансирные рули с одной (а), двумя (б), тремя (в) опорами пера, устанавливаемые за рудерпостом на одно-вальных судах; тип II – балансирные рули с одной опорой пера (а), двумя опорами пера (б), с двумя опорами пера и со съемным рудерпостом (в); тип III – полубалансирные полуподвесные рули с одним (а) и двумя (б) штырями, устанавливаемые за дейдвудом или за кронштейном; тип IV – подвесной балансирный руль

Рис. 1.4. Торцевые шайбы рулей: а – полные; б – передние; в – задние; 1 – перо руля; 2 – рулевая шайба

Наиболее распространенным рулевым устройством является судовой *руль-крыло симметричного профиля*, расположенный за кормой судна и имеющий возможность поворачиваться вокруг вертикальной оси

(баллера руля). При натекании потока на руль под углом к его плоскости на нем возникают гидродинамические силы, вызывающие изменение характера движения судна.

Судовые рули подразделяют на простые (небалансирные), балансирные и полубалансирные (рис. 1.3).

Для повышения эффективности рулей как СУ на торцах прямоугольных рулей устанавливают шайбы (пластины), которые подразделяют

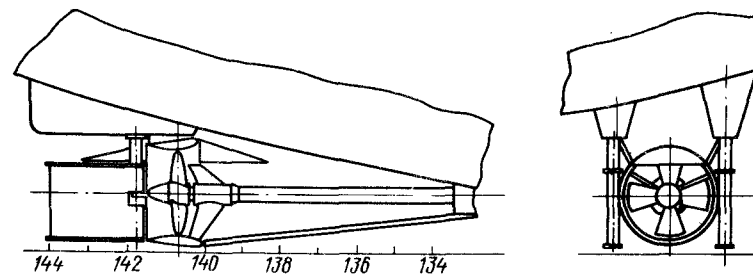


Рис. 1.5. Двухперьевой комплекс грузового теплохода

на полные, установленные по всему профилю руля (рис. 1.4, *а*), передние (рис. 1.4, *б*), задние (рис. 1.4, *в*).

Эффективность руля возрастет, если его расположить за открытым гребным винтом или гребным винтом в стационарной направляющей насадке.

В связи с интенсивным строительством крупнотоннажных судов и возрастанием требований к их маневренным качествам все более широкое применение получают многоперьевые рулевые комплексы. На грузовых теплоходах, эксплуатирующихся на Днестре, по предложению И. А. Ищука за гребными винтами установлены, например, двухперьевые комплексы, показанные на рис. 1.5.

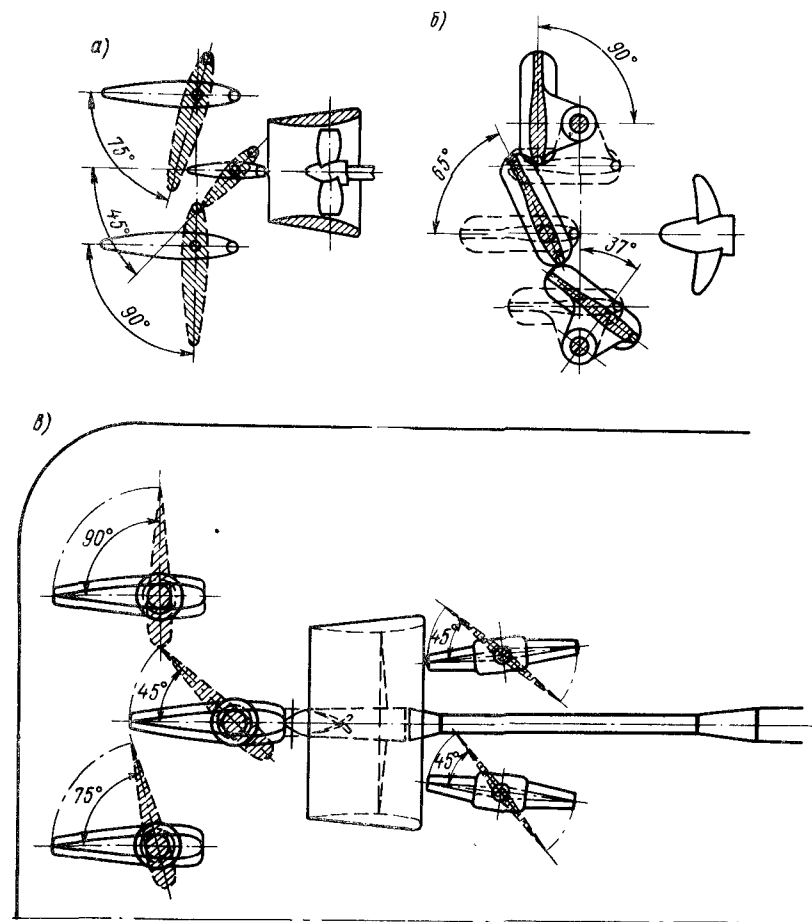


Рис. 1.6. Многоперьевые рулевые комплексы: *а* – рули Энкеля; *б* – тройные эксцентричные рули; *в* – фланкирующие рули

Еще более эффективным средством улучшения поворотливости судна является применение строенных рулей или трехбаллерного рулевого устройства с рулями большого удлинения. Их эффективность резко возрастает, если эти рули перекадываются на углы, превышающие в два и более раза предельный угол перекадки обычных рулей, практически перекрывают поток гребного винта и направляют его под углом к ДП, близким к  $90^\circ$ , создавая значительные боковую силу и поворачивающий судно момент. Наибольшее распространение получили тройные рули Энкеля (рис. 1.6, *а*), тройные эксцентричные рули (рис. 1.6, *б*) и фланкирующие рули (рис. 1.6, *в*).

В последнее десятилетие все больший интерес появляется к применению вместо руля *роторных рулевых устройств*, основным элементом которых являются вращающиеся цилиндры с вертикальной осью, распо-

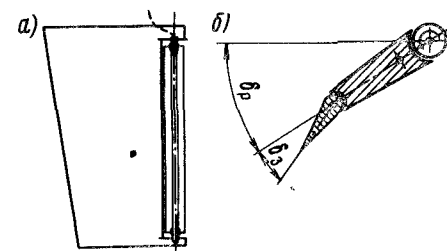


Рис. 1.7. Активизированный руль: *а* – с вращающимся ротором; *б* – с закрылком и вращающимся ротором

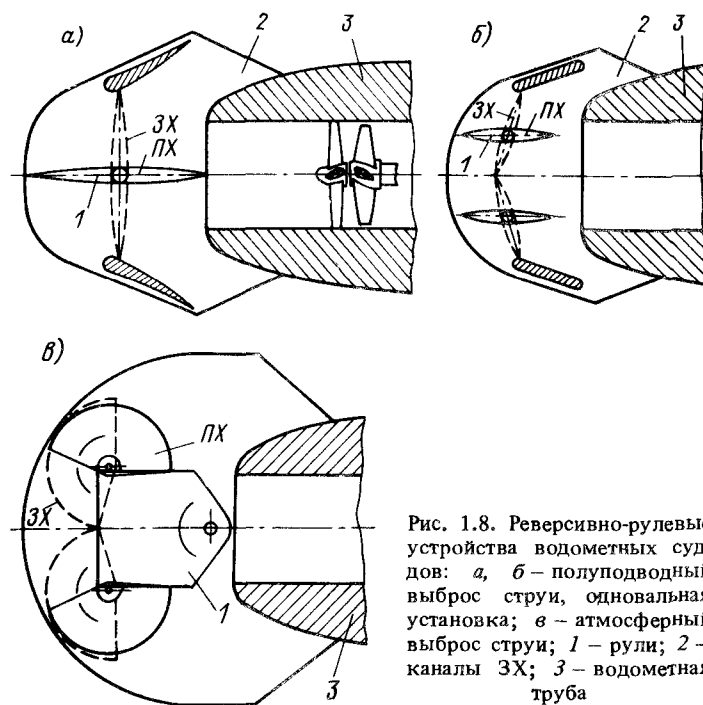


Рис. 1.8. Реверсивно-рулевые устройства водометных судов: *а*, *б* – полуподводный выброс струи, одновальная установка; *в* – атмосферный выброс струи; 1 – рули; 2 – каналы ЗХ; 3 – водометная труба

ложенные в потоке за винтом (рис. 1.7, *a*). Модельные испытания показали, что роторные рулевые устройства могут обеспечить хорошую поворотливость судна. В настоящее время предложены различные конструктивные сочетания вращающего цилиндра с рулем и закрылком (рис. 1.7, *б*).

*Реверсивно-рулевые устройства* водометных судов весьма различны по своей конструкции. На рис. 1.8, *a, б* показано реверсивно-рулевое устройство с полуподводным выбросом воды. При продольном расположении заслонки поперечной рулевой силы на ней не возникает. Если же заслонка располагается под углом к ДП, то поток, отбрасываемый рабочим колесом водомета, полностью или частично направляется в каналы заднего хода (ЗХ). При этом изменяется скорость движения водометного судна (вплоть до перехода на ЗХ) и возникает момент, поворачивающий судно. При надводном выбросе струи водомета используют реверсивно-рулевое устройство с коробчатым рулем и двумя дефлекторами ЗХ (рис. 1.8, *в*). Реверсивно-рулевые устройства обеспечивают водометным судам высокую поворотливость.

*Главные движительно-рулевые устройства.* Они объединяют в своей конструкции главные двигатели и рулевые устройства судна. К ним относятся комплекс винт – поворотная насадка – стабилизатор (ВПНС), поворотные винтовые колонки, крыльчатые движители, парусные движители.

Комплексы *винт – поворотная насадка – стабилизатор* используют на толкачах и крупнотоннажных грузовых теплоходах внутреннего и смешанного плавания.

Поворотная насадка может быть подвешенной (рис. 1.9, *a*) и с нижней опорой (рис. 1.9, *б*).

Эффективность комплекса ВПНС в значительной степени зависит от режима работы винта. В рабочих режимах работы этот комплекс создает значительную боковую силу, на 40–60 % большую той, которую создает комплекс винт – стационарная направляющая насадка с обычным

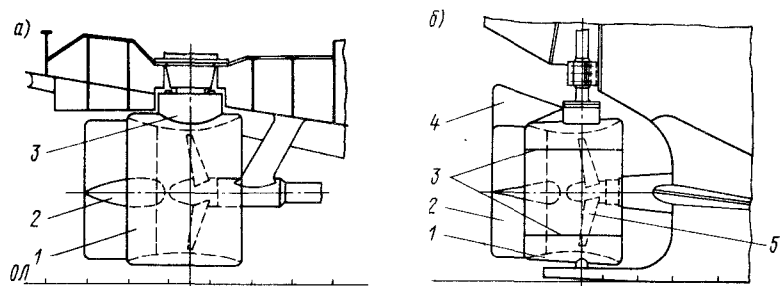


Рис. 1.9. Комплекс ВПНС: *a* – без нижней опоры; *б* – с нижней опорой; 1 – поворотная направляющая насадка; 2 – основной стабилизатор; 3 – направляющие ребра; 4 – дополнительный стабилизатор; 5 – гребной винт

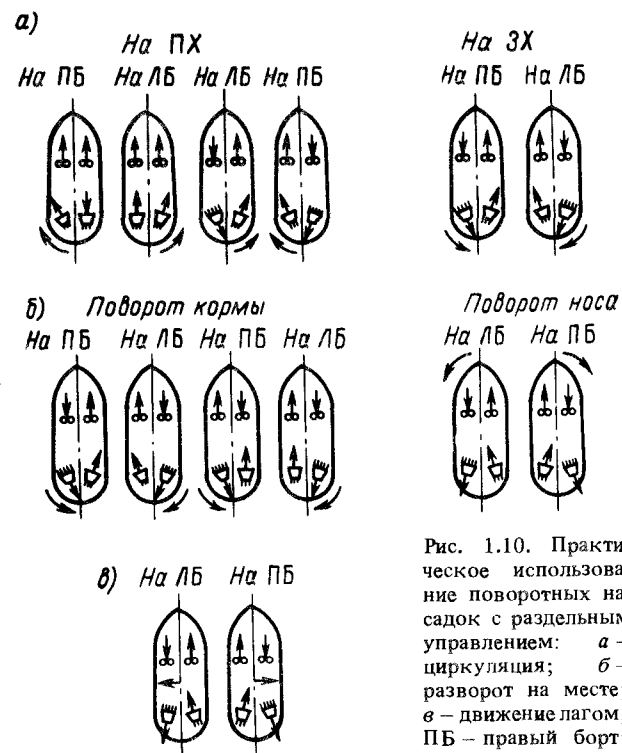


Рис. 1.10. Практическое использование поворотных насадок с разделенным управлением: *a* – циркуляция; *б* – разворот на месте; *в* – движение лагом; ПБ – правый борт; ЛБ – левый борт

рулем за ней, и обеспечивает судну или составу хорошую поворотливость и управляемость на ЗХ. Маневренные качества судов, оборудованных двумя комплексами ВПНС, значительно улучшаются при раздельном управлении ими (рис. 1.10).

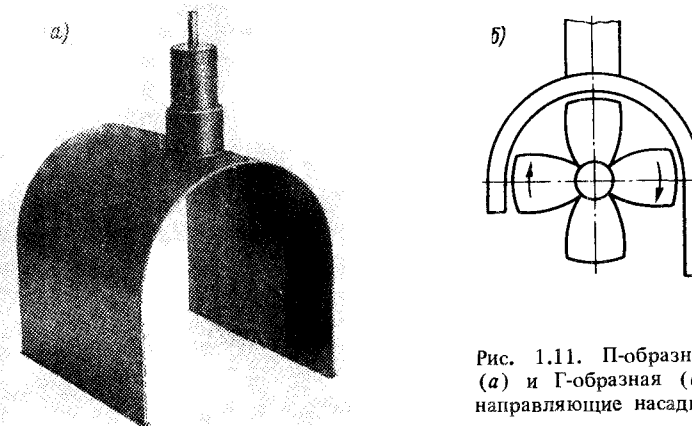


Рис. 1.11. П-образная (*a*) и Г-образная (*б*) направляющие насадки

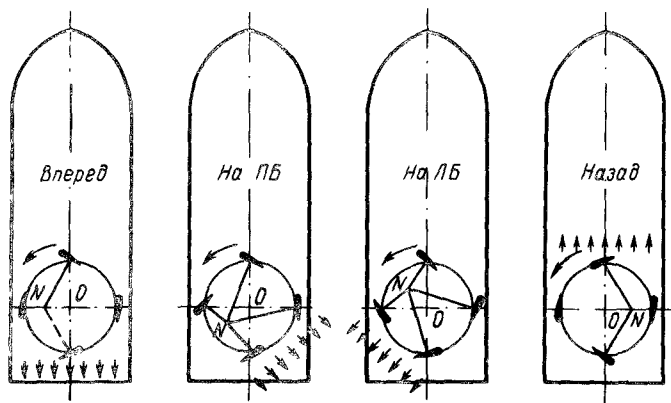


Рис. 1.12. Разные направления упора КД

С уменьшением числа оборотов гребного винта в поворотной насадке эффективность этого СУ снижается, ухудшается устойчивость судна на курсе на переднем ходу (ПХ). При переключке поворотных насадок на угол, больший  $15^\circ$ , возникают интенсивная вибрация корпуса судна, насадки и винта, кавитационная эрозия внутренней поверхности насадки. Эти недостатки комплекса ВПНС в значительной мере снижаются при постановке поворотных П-образных (рис. 1.11, а) и Г-образных (рис. 1.11, б) направляющих насадок на гребной винт, предложенных Г. И. Беззубовым.

**Поворотная винтовая колонка (ПВК)** представляет собой открытый гребной винт или винт в стационарной направляющей насадке, размещенные в поворотной колонке, которая может вращаться вокруг вертикальной оси и изменять направление упора винта на  $360^\circ$ . Если ось винта параллельна ДП судна, то ПВК используется как движитель. При расположении этой оси под углом к ДП появляется не только продольная, но и поперечная относительно ДП сила, создающая поворачивающий судно момент.

ПВК обеспечивает судну высокие маневренные качества, но имеет сложный рулевой привод, значительную массу и высокую стоимость, обладает недостаточной надежностью при эксплуатации.

**Крыльчатый движитель (КД)**, как и ПВК, может одновременно выполнять функции движителя и рулевого устройства. Изменение величины и направления упора, создаваемого КД, осуществляется с помощью специального эксцентрикового механизма, работой которого управляет судоводитель (рис. 1.12).

КД, особенно тогда, когда на судне их установлено два или больше

обеспечивают судну хорошую маневренность, но имеют сложный привод и недостаточно надежны в эксплуатации.

Схемы размещения КД на отечественных плавучих кранах показаны на рис. 1.13.

**Парусный движитель** используют и в качестве СУ движением парусного судна. В последнее время он привлек внимание как достаточно эффективное вспомогательное средство использования энергии ветра для движения транспортных судов и экономии топлива.

#### 1.4. Вспомогательные СУ движением судна

Вспомогательные СУ дополняют работу главных СУ. Они приводятся в действие собственными вспомогательными двигателями. К вспомогательным СУ относятся вспомогательные движительно-рулевые устройства, ПУ, изгибающие и буксирные устройства.

**Вспомогательные движительно-рулевые устройства.** Использование ВДРУ – активных рулей, носовых рулей, силовых приставок – определяется необходимостью улучшения маневренных качеств судов отдельных типов или составов в тех случаях, когда главные СУ не удовлетворяют предъявляемым к этим качествам требованиям. Так, активный руль, представляющий собой сочетание обычного руля с небольшим гребным винтом, размещаемым за задней кромкой руля (рис. 1.14), применяется для обеспечения ходкости и управляемости морских транспортных судов на малых скоростях. Вспомогательный гребной винт приводится в действие с помощью электромотора, размещенного в обтекаемой наделке на пере руля, мощностью, составляющей 4–8 % мощности главной энергетической установки судна. При переключке активного руля боковая гидродинамическая сила, возникающая на пере

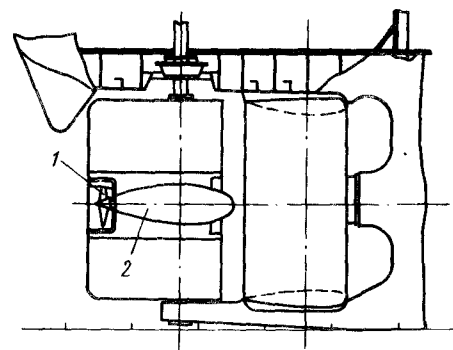


Рис. 1.14. Активный руль:

1 – активный руль; 2 – грушевидная наделка

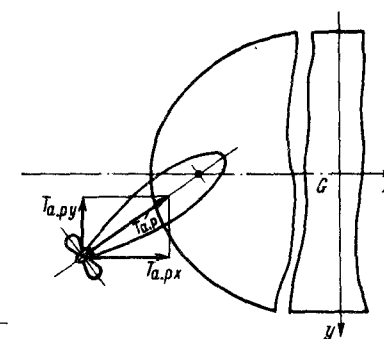


Рис. 1.15. Упор гребного винта активного руля

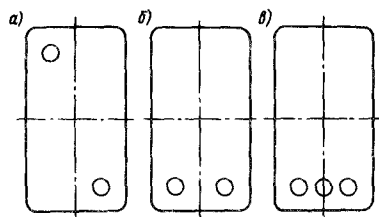


Рис. 1.13. Схемы размещения КД на отечественных плавучих кранах: а – „Астрахань”; б – „Черноморец”; в – „Богатырь”

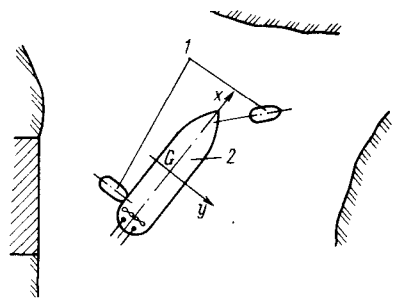


Рис. 1.16. Использование буксиров-кантовщиков в морском порту:  
1 — буксиры-кантовщики; 2 — морское судно

руля, дополняется поперечной составляющей упора винта  $T_{a.p.u}$  (рис. 1.15).

Для улучшения поворотливости и уменьшения ширины ходовой полосы, занимаемой толкаемым составом или крупнотоннажным грузовым теплоходом при прохождении крутых поворотов, на реках нашей страны и за рубежом находят применение *носовые опускающиеся рули*. Эти рули размещаются в сквозных нишах корпуса в носовой части передней баржи толкаемого состава или судна с санными обводами и составляют с ДП судна угол  $35-45^\circ$ . Подъем и опускание носовых рулей производятся с

помощью специального дистанционно управляемого привода. В обычных условиях эксплуатации рули подняты, за пределы корпуса судна не выступают и их не используют. При движении по лимитирующему перекату реки носовой руль того борта судна, в сторону которого осуществляется поворот, опускается и на нем возникает боковая сила, способствующая повороту судна или состава.

К ВДРУ нужно отнести также *силовые приставки* — автономные плавучие движительно-рулевые агрегаты и вспомогательные суда, которые пришвартовываются к борту в носовой части судна или состава для улучшения их управляемости в сложных условиях эксплуатации.

К ВДРУ относятся также вспомогательные буксиры-кантовщики, используемые в морских портах для перемещения крупных морских судов, не обладающих автономностью в отношении управляемости (рис. 1.16).

В качестве ВДРУ могут рассматриваться и КД, если они служат вспомогательным СУ, дополняющим главное. Такими СУ являются носовой КД плавучего крана, ПВК, выдвигаемая из корпуса судна под его днище.

**Подруливающие устройства.** Это вспомогательные СУ, предназначенные для улучшения управляемости судна в сложных условиях эксплуатации (при швартовке, шлюзовании) и размещающиеся в поперечных каналах. ПУ подразделяют на водометные и ротаторные. У водометного ПУ в качестве рабочего органа служит пропеллерный насос или винт, а у ротаторного — КД. Упор ПУ создается за счет реакции отбрасываемой ими струи. ПУ, размещаемые в носовой части судна, называют носовыми, в кормовой — кормовыми.

Характеристики ПУ морских судов и судов внутреннего плавания приведены в табл. 1.1. Как видно из таблицы, ПУ оборудуют крупные пассажирские и грузовые теплоходы.

Типичные конструкции существующих ПУ приведены на рис. 1.17.

Таблица 1.1. Характеристики ПУ некоторых судов

Судно	Мощность главных двигателей, кВт (л.с.)	Максимальная мощность привода ПУ, кВт (л.с.)	Удельная мощность привода ПУ, %	Упор ПУ на швартовах, Н (кгс)	Удельный упор ПУ, $\frac{H}{кВт}$ ( $\frac{кгс}{л.с.}$ )	Регулируемость упора ПУ
Пассажирский дизель-электроход „Ленин”	1 990 (2 700)	180 (245)	9,1	14 200 (1 450)	79 (6,0)	Регулируется
Пассажирский теплоход „Родина”	880 (1 200)	50 (68)	5,7	5 900 (600)	118 (8,8)	Не регулируется
Пассажирский теплоход „Октябрьская революция”	990 (1 350)	53 (72)	5,3	8 800 (900)	166 (12,5)	Регулируется
Пассажирский теплоход „Владимир Ильич”	2 200 (3 000)	220 (300)	10	18 620 (2 000)	84,6 (6,67)	— „ —
Грузовой теплоход „Волго-Дон”	1 320 (1 800)	90 (122)	6,8	13 200 (1 350)	147 (11,0)	Не регулируется
Морской паром „Советский Азербайджан”	7 200 (9 800)	280 (381)	3,9	44 100 (4 500)	158 (12,4)	Не регулируется

Эффективность использования ПУ снижается с увеличением скорости судна. Поэтому они применяются только при отсутствии хода или небольших скоростях движения, движении судна лагом (рис. 1.18, а) и обороте на месте (рис. 1.18, б). Возможность более гибкого использования ПУ обеспечивается дистанционным регулированием их упора.

**Изгибающие устройства.** Они позволили значительно улучшить поворотливость толкаемых составов и возможность их эксплуатации на реках с узким фарватером и крутыми поворотами. Практическое распространение получили балочные (рис. 1.19, а) и безбалочные (рис. 1.19, б) гидравлические устройства, позволяющие осуществлять принудительный поворот одного судна в составе относительно другого на угол, величина которого колеблется в пределах от  $13$  до  $27^\circ$ .

Одним из ленинградских конструкторских бюро создано гидравлическое изгибающее устройство, позволяющее отклонять толкач от ДП состава и использовать его как большой руль. Это устройство также существенно улучшает управляемость толкаемых составов, особенно при воздействии на них ветра.

**Буксирные устройства.** Такие устройства, служащие для передачи движущей силы с буксира на буксируемый объект (судно, плот, буровую установку и т. п.), могут рассматриваться как вспомогательное

средство управления, поскольку эта сила дополняет те силы, которые создают основные СУ буксируемого объекта.

В морских условиях применяют главным образом буксировку в кильватер, когда буксируемое судно идет сзади буксира. При буксировке по внутренним водным путям используют четыре способа:

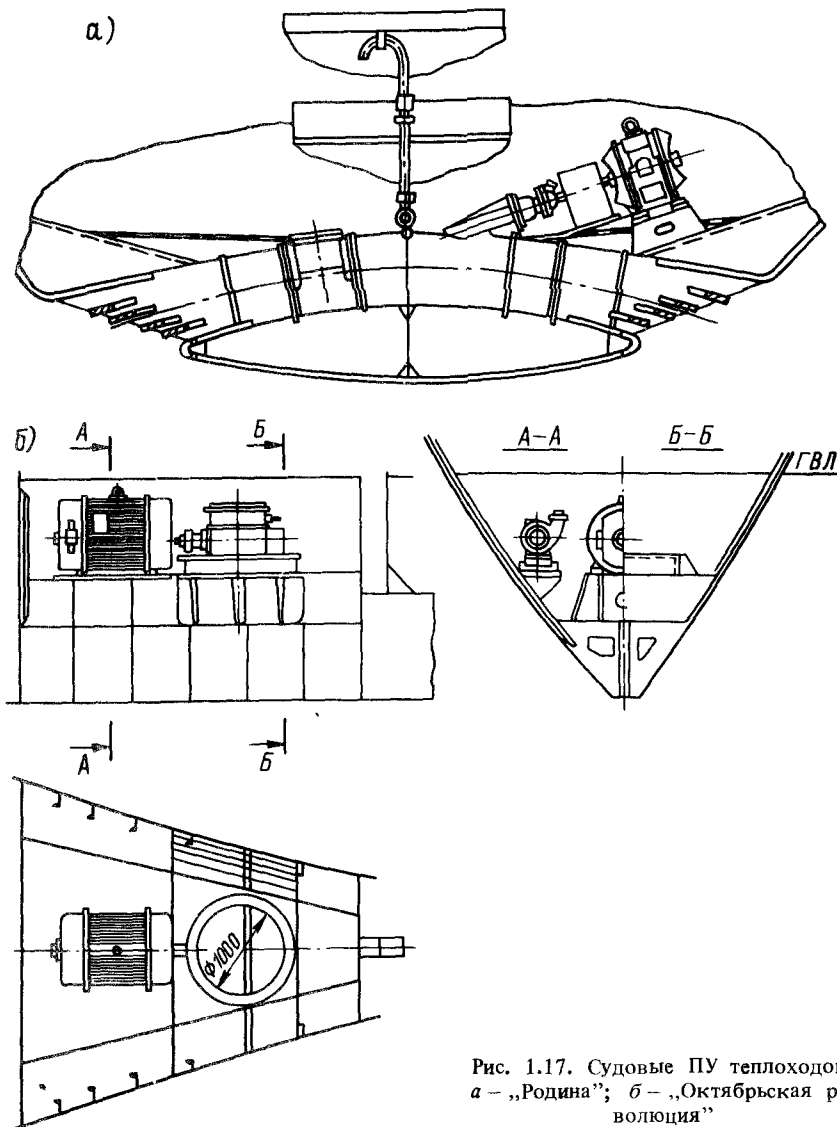


Рис. 1.17. Судовые ПУ теплоходов: а – „Родина”; б – „Октябрьская революция”

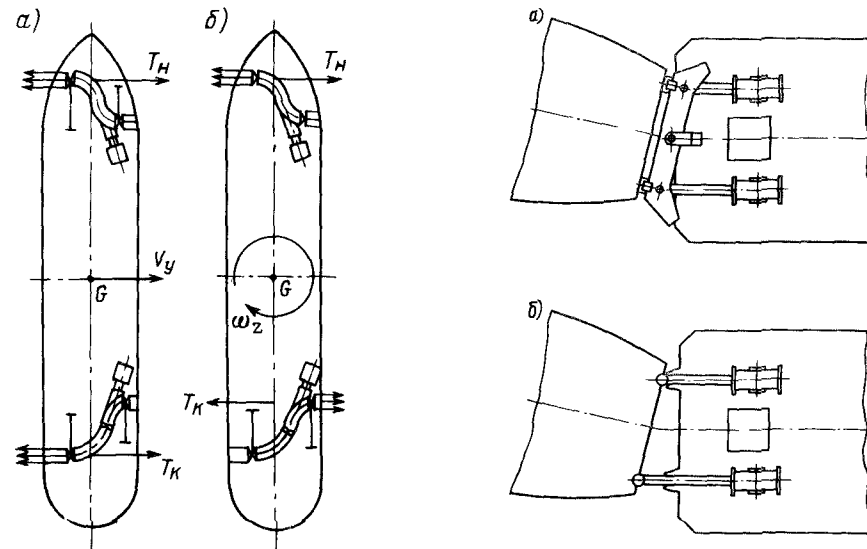


Рис. 1.18. Схема использования ПУ при движении судна лагом (а) и обороте на месте (б)

Рис. 1.19. Изгибающие устройства толкаемых составов: а – балочная схема; б – безбалочная схема

в кильватер, лагом, бочонком (в первом и третьем счале одно судно, а во втором – два) и безменом (в первом и втором счалах по одному судну, а в третьем – два).

### 1.5. Ограничивающие СУ движением

Ограничивающие СУ служат для ограничения перемещений судна или его стабилизации в определенном положении. К ним относятся тормозные и якорно-швартовные устройства, а также системы позиционирования.

**Тормозные устройства.** Они предназначены для уменьшения скорости судна за счет увеличения сопротивления воды его движению. Для подтормаживания судов используются специальные опускающиеся тормозные щиты, открытие проточных каналов или раскрытие створок (чаш) носового бульба. Эффективным средством торможения толкаемых составов или крупнотоннажных грузовых теплоходов является одновременное опускание обоих носовых рулей. К тормозным устройствам плотов, а иногда и составов относятся лоты и цепи-волокуши, которые опускаются с кормовой части плота и волочатся по грунту. Создающаяся при этом сила трения тормозит движение плота и препятствует перемещению плота за пределы судового хода.

**Якорно-швартовные устройства.** Эти устройства широко используют в качестве дополнительного СУ при маневрировании судов для

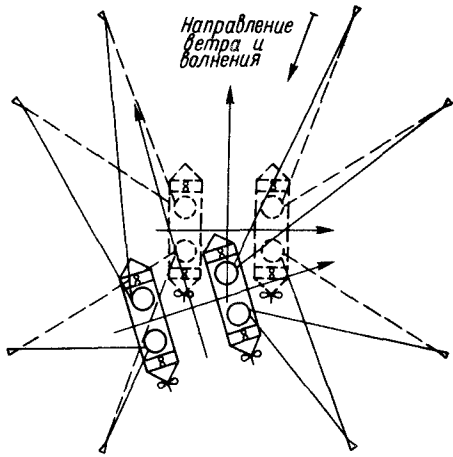


Рис. 1.20. Комбинированная система позиционирования плавучей полупогружной установки

На рис. 1.20 показана комбинированная система позиционирования плавучей полупогружной буровой установки, состоящая из якорных цепей и ПУ и обеспечивающая определенное положение этой установки над точкой бурения. Наибольшие отклонения установки от вертикали, проходящей через точку бурения, не должны превышать 4% глубины моря при самых неблагоприятных сочетаниях ветра, волнения и течений. Натяжение якорных цепей осуществляется с помощью специальных лебедок. В качестве ПУ используют поворотные или откидные винтовые колонки, которые при переходе буровой установки с одной точки бурения на другую могут использоваться как главные движители.

Если на плавучем стабилизируемом объекте ПУ отсутствуют и ограничение его перемещений достигается только с помощью якорных связей, то такая система носит название *пассивной*. В том же случае, когда удержание установки или бурового судна производится с помощью главных движителей и ПУ, система позиционирования называется *активной* (АСП). Управление системами позиционирования производится или с помощью специальных механизмов, или автоматически.

Конструкции стабилизирующих устройств для других типов плавучих сооружений (плавучего причала, плавучего крана, земснаряда, дока) имеют свои специфические особенности.

Приведенная выше классификация СУ движением судов и составов обнаруживает их значительное разнообразие в зависимости от назначения, принципов действия, конструкции, систем управления их работой. Они продолжают совершенствоваться.

ограничения перемещений и подтягивания их к береговым и плавучим сооружениям или постановке на якорь. Они способствуют также отвалу судна от причала при сильном ветре и течении навалных направлений.

**Системы позиционирования или стабилизирующие устройства.** Они имеют целью закрепить плавучее сооружение в определенном положении для осуществления им своих функций. Системы позиционирования в зависимости от типа и назначения плавучего сооружения и условий его эксплуатации в качестве рабочих органов имеют самые различные по своей конструкции системы.

1. Дайте определение управляемости, устойчивости на курсе и поворотливости судна.
2. Что называется маневренностью, маневренными качествами и маневрированием судна?
3. Назовите наиболее крупных ученых в области управляемости судов.
4. Каковы основные задачи теории и практики управляемости судов?
5. Расскажите о классификации СУ движением судна.
6. Что такое главные СУ?
7. Расскажите о вспомогательных и ограничивающих СУ.

## Глава 2

### ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ СУДНА

#### 2.1. Системы координат и кинематические характеристики движения судна

**Системы координат.** Рассмотрим движение судна, имеющего шесть степеней свободы, по свободной поверхности жидкости. Для изучения такого движения введем следующие основные системы координат (рис. 2.1):

- неподвижную систему координат  $O\xi\eta\zeta$ , плоскость  $O\xi\eta$  которой совпадает с невозмущенной поверхностью воды, ось  $O\xi$  вертикальна и направлена вверх. Начало этой системы координат  $O$  совпадает с ЦТ судна  $G$  в начальный момент движения судна;

- связанную с судном (подвижную) систему координат  $Gx_{12}y_{12}z_{12}$ , начало которой совпадает с ЦТ судна  $G$ , плоскость  $Gx_{12}y_{12}$  параллельна основной плоскости (ОП) судна, ось  $Gx_{12}$  размещается в его ДП и направлена в нос, ось  $Gy_{12}$  – на правый борт (ПБ), а ось  $Gz_{12}$  – вертикально вверх;

- полусвязанную систему координат  $G\xi_2\eta_2\zeta_2$ , начало которой расположено в ЦТ судна  $G$ , а оси  $G\xi_2$ ,  $G\eta_2$ ,  $G\zeta_2$  все время остаются параллельными осями  $O\xi$ ,  $O\eta$  и  $O\xi$  соответственно.

Если судно в начальный момент движения находится в равновесии, то системы координат  $O\xi\eta\zeta$  и  $Gx_{12}y_{12}z_{12}$  совпадают.

При исследовании сложных маневров судна, последовательно переходящих один в другой, в момент движения судна, принимаемый за начальный, ЦТ судна  $G$  может находиться не на вертикали, проходящей через точку  $O(0, 0)$ , а в некоторой другой точке  $O_1(\xi_1^0, \eta_1^0, 0)$ , и его



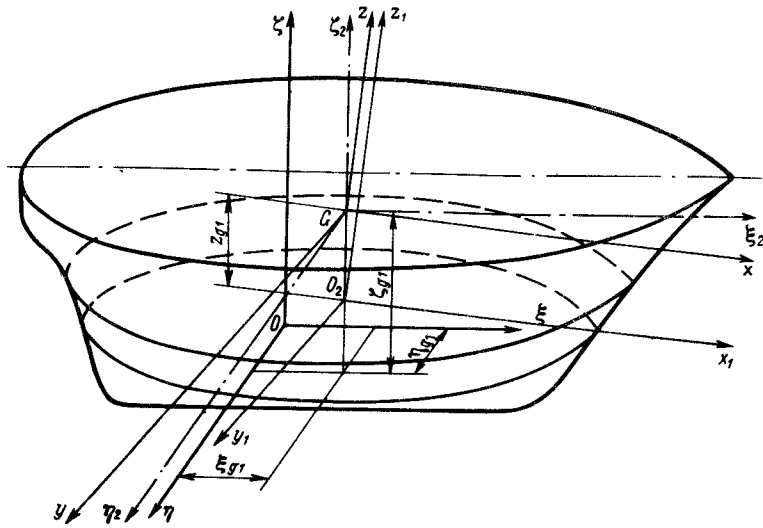


Рис. 2.1. Системы координат судна

ДП с положительным направлением оси  $O\xi$  составляет угол  $\chi_0$  (рис. 2.2). В этом случае можно ввести вторую неподвижную систему координат  $O_1\xi_1\eta_1\zeta_1$ , ось которой  $O_1\xi_1$  направлена вертикально вверх. Такие начальные условия движения судна удобно задать, например, при изучении привалов и отвалов судов, когда первую неподвижную систему координат  $O\xi\eta\zeta$  нужно связать с причалом и исследовать движение судна относительно причала. Тогда взаимосвязь координат ЦТ судна в системах координат  $O\xi\eta\zeta$  и  $O_1\xi_1\eta_1\zeta_1$  определится равенствами, известными из аналитической геометрии:

$$\xi_{g1} = \xi_1^0 + \xi_{g0} \cos \chi_0 - \eta_g \sin \chi_0; \eta_{g1} = \eta_1^0 + \eta_g^0 \cos \chi_0 + \xi_{g0} \sin \chi_0, \quad (2.1)$$

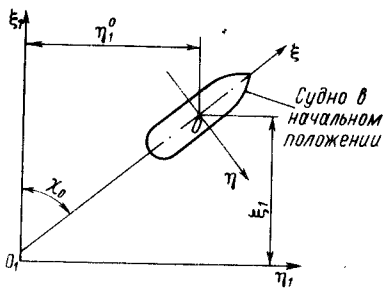


Рис. 2.2. Связь между системами координат  $O\xi\eta\zeta$  и  $O_1\xi_1\eta_1\zeta_1$  в плоскости  $O\xi_1\eta_1$

в которых  $\xi_{g0}, \eta_{g0}$  — координаты ЦТ судна в системе  $O\xi\eta\zeta$ .

Если в начальный момент движения ЦТ судна находится на вертикали, проходящей через начало координат системы  $O\xi\eta\zeta$ , то  $\xi_{g0} = \eta_{g0} = 0$ . Тогда при  $\chi_0 = 0$  системы  $O\xi\eta\zeta$  и  $O_1\xi_1\eta_1\zeta_1$  совпадают.

В большинстве случаев исследования качки судов проводятся в предположении, что ЦТ судна  $G$  располагается в плоскости ватерлинии при невозмущенной поверхности воды. При этом допускается, что

возвышение ЦТ судна  $G$  над плоскостью невозмущенной ватерлинии невелико. Между тем у целого ряда судов (плавучих кранов, полупогружных буровых установок, ледостойких платформ и др.) их ЦТ располагаются достаточно высоко над ватерлиниями и это предположение не оправдывается.

Выберем вторую связанную с судном систему координат  $O_2x_1y_1z_1$  (см. рис. 2.1) так, что плоскость  $O_2x_1y_1$  совпадет с ватерлинией равновесия судна, ось  $O_2z$  будет направлена вертикально вверх. Взаимосвязь координат точки в подвижных системах координат  $O_2x_1y_1z_1$  и  $Gxyz$  определится равенствами

$$x_1 = x + x_{g1}; \quad y_1 = y; \quad z_1 = z + z_{g1}, \quad (2.2)$$

где  $x_{g1}$  — абсцисса точки  $O_2$  в системе  $Gxyz$ ;  $z_{g1} = z_g - T$  — расстояние от плоскости ватерлинии равновесия судна до ЦТ судна  $G$  (в случае, когда ЦТ судна находится в плоскости ватерлинии,  $z_{g1} = 0$ ). Тогда, если исследовать динамику судна в первой основной подвижной системе координат  $Gxyz$ , гидродинамические силы и моменты, действующие на корпус судна, нужно пересчитать с координатной системы  $O_2x_1y_1z_1$  на систему  $Gxyz$ .

Движение судна рассматриваем состоящим из поступательного движения вместе с ЦТ судна  $G$  и поворота относительно ЦТ. Тогда оно определится координатами ЦТ в системе координат  $O\xi\eta\zeta$  и тремя эйлеровыми углами. Эйлеровы углы примем в форме, которая была предложена С. Н. Благовещенским. Угол  $\theta$  определяет наклонения судна относительно центральной оси, параллельной оси  $G\xi_2$ , угол  $\chi$  — вращение относительно оси  $G\xi_2$ , а угол  $\psi$  — вращение относительно так называемой линии узлов — линии пересечения плоскостей, параллельных плоскостям  $O\xi\eta$  и  $O_2y_1z_1$  и проходящих через ЦТ судна  $G$ . Если системы координат  $G\xi_2\eta_2\zeta_2$  и  $Gxyz$  совпадают, эйлеровы углы  $\theta$  и  $\psi$  равны нулю. Положим эти углы малыми. Тогда  $\theta$  будет углом крена,  $\psi$  — углом дифферента и  $\chi$  — углом курса судна. Таким образом, движение судна в неподвижной системе координат  $O\xi\eta\zeta$  определяется координатами ЦТ  $\xi_{g0}, \eta_{g0}, \zeta_{g0}$  и углами крена  $\theta$ , дифферента  $\psi$  и курса  $\chi$ . Угол крена примем положительным при наклонении на ПБ, угол дифферента — при наклонении на нос, угол курса — при отклонении носовой оконечности в сторону ПБ.

Переход от системы неподвижных координат  $O\xi\eta\zeta$  к подвижной системе  $Gxyz$  и наоборот осуществляется с помощью следующих зависимостей:

$$\left. \begin{aligned} \xi &= \xi_{g0} + x \cos(\hat{x}, \hat{\xi}) + y \cos(\hat{y}, \hat{\xi}) + z \cos(\hat{z}, \hat{\xi}); \\ \eta &= \eta_{g0} + x \cos(\hat{x}, \hat{\eta}) + y \cos(\hat{y}, \hat{\eta}) + z \cos(\hat{z}, \hat{\eta}); \\ \zeta &= \zeta_{g0} + x \cos(\hat{x}, \hat{\zeta}) + y \cos(\hat{y}, \hat{\zeta}) + z \cos(\hat{z}, \hat{\zeta}); \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

$$\left. \begin{aligned} x &= (\xi - \xi_{g0}) \cos(x, \hat{\xi}) + (\eta - \eta_{g0}) \cos(x, \hat{\eta}) + (\zeta - \zeta_{g0}) \cos(x, \hat{\zeta}); \\ y &= (\xi - \xi_{g0}) \cos(y, \hat{\xi}) + (\eta - \eta_{g0}) \cos(y, \hat{\eta}) + (\zeta - \zeta_{g0}) \cos(y, \hat{\zeta}); \\ z &= (\xi - \xi_{g0}) \cos(z, \hat{\xi}) + (\eta - \eta_{g0}) \cos(z, \hat{\eta}) + (\zeta - \zeta_{g0}) \cos(z, \hat{\zeta}) + z_g, \end{aligned} \right\}$$

где

$$\left. \begin{aligned} \cos(x, \hat{\xi}) &= \cos \chi \cos \psi; \\ \cos(x, \hat{\eta}) &= \sin \chi \cos \psi; \\ \cos(x, \hat{\zeta}) &= -\sin \psi; \\ \cos(y, \hat{\xi}) &= \sin \theta \cos \chi \sin \psi - \cos \theta \sin \chi; \\ \cos(y, \hat{\eta}) &= \cos \theta \cos \chi + \sin \theta \sin \chi \sin \psi; \\ \cos(y, \hat{\zeta}) &= \sin \theta \cos \psi; \\ \cos(z, \hat{\xi}) &= \cos \theta \cos \chi \sin \psi + \sin \theta \sin \chi; \\ \cos(z, \hat{\eta}) &= \cos \theta \sin \chi \sin \psi - \sin \theta \cos \chi; \\ \cos(z, \hat{\zeta}) &= \cos \theta \cos \psi. \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

**Кинематические характеристики.** В подвижной системе координат  $Gxyz$  движение судна может быть задано проекциями вектора скорости ЦТ  $\vec{v}$  на оси этой системы  $v_x$ ,  $v_y$  и  $v_z$  и вектора угловой скорости поворота  $\vec{\omega}$  на эти же оси, равными  $\omega_x$ ,  $\omega_y$  и  $\omega_z$ . Кинематические характеристики движения ЦТ в неподвижной  $O\xi\eta\zeta$  и подвижной  $Gxyz$  системах координат взаимосвязаны между собой такими равенствами:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\xi_g}{dt} &= v_x \cos(\hat{\xi}, x) + v_y \cos(\hat{\xi}, y) + v_z \cos(\hat{\xi}, z); \\ \frac{d\eta_g}{dt} &= v_x \cos(\hat{\eta}, x) + v_y \cos(\hat{\eta}, y) + v_z \cos(\hat{\eta}, z); \\ \frac{d\zeta_g}{dt} &= v_x \cos(\hat{\zeta}, x) + v_y \cos(\hat{\zeta}, y) + v_z \cos(\hat{\zeta}, z), \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

а проекции вектора угловой скорости судна на подвижные оси системы  $Gxyz$  найдутся из формул:

$$\left. \begin{aligned} \omega_x &= \frac{d\theta}{dt} - \frac{d\chi}{dt} \sin \psi; \quad \omega_y = \frac{d\psi}{dt} + \frac{d\chi}{dt} \cos \psi \sin \theta; \\ \omega_z &= \frac{d\chi}{dt} \cos \psi \cos \chi - \frac{d\psi}{dt} \sin \theta. \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

Во многих случаях вместо подвижной системы координат  $Gxyz$  вводится так называемая поточная или скоростная система координат, также связанная с ЦТ судна  $G$ , но ось  $Gx_v$  направлена по вектору скорости ЦТ  $\vec{v}$ . В скоростной системе в качестве кинематических характеристик принимаются модуль вектора скорости  $v$ , угол дрейфа  $\beta$  и угол атаки  $\alpha_a$ . Зависимости между ними и проекциями скоростей  $v_x$ ,  $v_y$  и  $v_z$  выражаются следующим образом:

$$v_x = v \cos \beta \cos \alpha_a; \quad v_y = -v \sin \beta; \quad v_z = -v \cos \beta \sin \alpha_a. \quad (2.7)$$

Тогда, учитывая равенства (2.4) и (2.7), придадим формулам (2.5) такой вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{v} \frac{d\xi_g}{dt} &= \cos \beta \cos \alpha_a \cos \psi \sin \chi - \sin \beta (\sin \theta \cos \chi \sin \psi - \\ &- \cos \theta \sin \chi) - \cos \beta \sin \alpha_a (\sin \theta \sin \chi + \cos \theta \cos \chi \sin \psi); \\ \frac{1}{v} \frac{d\eta_g}{dt} &= \cos \beta \cos \alpha_a \cos \psi \sin \chi - \sin \beta (\cos \theta \cos \chi + \\ &+ \sin \theta \sin \chi \sin \psi) - \cos \beta \sin \alpha_a (\cos \theta \sin \psi \sin \chi - \sin \theta \cos \chi); \\ \frac{1}{v} \frac{d\zeta_g}{dt} &= -\cos \beta \cos \alpha_a \sin \psi - \sin \beta \sin \theta \cos \psi - \\ &- \cos \beta \sin \alpha_a \cos \theta \cos \psi. \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

Если судно движется в горизонтальной плоскости без крена и дифферента, то  $\theta = \psi = \alpha_a = \omega_x = \omega_y = 0$  и уравнения (2.6) и (2.8) упрощаются:

$$\frac{d\xi_g}{dt} = v \cos(\chi - \beta); \quad \frac{d\eta_g}{dt} = v \sin(\chi - \beta); \quad \frac{d\chi}{dt} = \omega_z. \quad (2.9)$$

Обратная зависимость кинематических характеристик судна в начальной неподвижной  $O\xi\eta\zeta$  и скоростной системах координат принимает такой вид:

$$\left. \begin{aligned} \xi_g &= \int_0^t v \cos(\chi - \beta) dt; & \eta_g &= \int_0^t v \sin(\chi - \beta) dt; \\ \chi &= \int_0^t \omega_z dy \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

Сопоставляя равенства (2.1) и (2.10), получаем выражения для координат ЦТ судна  $\xi_{g1}$ ,  $\eta_{g1}$  и угла курса  $\chi_1$  в абсолютной системе координат  $O_1 \xi_1 \eta_1 \zeta_1$ :

$$\left. \begin{aligned} \xi_{g1} &= \xi_1^0 \xi_{g0}^0 \cos \chi_0 - \eta_{g0} \sin \chi_0 + \int_0^t v \cos(\chi - \beta) dt; \\ \eta_{g1} &= \eta_1^0 + \eta_{g0} \cos \chi_0 + \xi_{g0} \sin \chi_0 + \int_0^t v \sin(\chi - \beta) dt; \\ \chi_1 &= \chi_0 + \int_0^t \omega_z dt. \end{aligned} \right\} (2.11)$$

Уравнения (2.11) позволяют построить траекторию ЦТ  $G$  и изучить особенности движения судна во времени.

## 2.2. Движение судна в невязкой жидкости. Кинетическая энергия жидкости

**Потенциал возмущенного движения жидкости.** Движущееся судно приводит в движение окружающую жидкость и составляет вместе с ней сложную гидромеханическую систему, исчерпывающее аналитическое исследование которой пока наталкивается на серьезные математические трудности. Поэтому для получения результатов, которые могли бы быть использованы при решении практических задач, вводят ряд допущений, существенно упрощающих изучение движения судна по поверхности воды. Предполагается, что жидкость является идеальной, несжимаемой и безграничной или имеющей твердые границы, а движение жидкости вызвано исключительно перемещением судна, оно является безвихревым. Влиянием возмущения свободной поверхности жидкости, вызванного движением судна, пренебрегают, и вместо движения действительного судна по свободной поверхности воды рассматривают неустановившееся движение дублированного относительно плоскости действующей ватерлинии тела, имеющего форму подводной поверхности корпуса судна, в идеальной жидкости. Силы и моменты, действующие на корпус судна при его движении по криволинейной траектории, условно подразделяют на: силы и моменты инерционной природы, связанные с инерцией судна как твердого тела и инерцией окружающей воды, приводимой в движение движущимся судном; гидромеханические силы неинерционной природы, которые обусловлены вязкостью жидкости.

При движении судна в ограниченной жидкости, имеющей неподвижные твердые границы, обобщенные присоединенные массы  $\lambda_{ij}$  оказываются зависящими не только от параметров формы корпуса судна, но и от характеристик ограничения:

относительной глубины жидкости на мелководье, относительной ширины узости, канала или шлюза.

Проведем рассмотрение неустановившегося движения дублированного корпуса судна в идеальной жидкости, ограниченной твердыми поверхностями  $S_0$  (рис. 2.3), принятое в гидромеханике судна [43]. Возмущенное движение жидкости обладает потенциалом. Обозначим его  $\varphi$ . В каждой точке поверхности тела  $S$  должно выполняться условие непротекания:

$$v_n = \frac{\partial \varphi}{\partial n} \Big|_S, \quad (2.12)$$

где  $v_n$  — проекция скорости рассматриваемой точки поверхности судна  $S$  на нормаль к ней;  $\frac{\partial \varphi}{\partial n}$  — проекция на ту же нормаль скорости частиц жидкости в этой же точке.

В подвижной системе координат  $Gxuz$  скорость произвольной точки  $C$  поверхности судна равна

$$\vec{v}_c = \vec{v} + [\vec{\omega} \times \vec{r}], \quad (2.13)$$

где  $\vec{v} = v_x \vec{i} + v_y \vec{j} + v_z \vec{k}$  — вектор поступательной скорости ЦТ судна;  $\vec{\omega} = \omega_x \vec{i} + \omega_y \vec{j} + \omega_z \vec{k}$  — вектор угловой скорости вращения судна относительно ЦТ;  $\vec{r} = x \vec{i} + y \vec{j} + z \vec{k}$  — радиус-вектор рассматриваемой точки на поверхности корпуса дублированного судна. Нормальный компонент вектора  $\vec{v}_c$  этой же точки

$$\vec{v}_{cn} = \vec{v}_c \vec{n} = \vec{v} \vec{n} + [\vec{\omega} \times \vec{r}] \vec{n}. \quad (2.14)$$

Здесь  $\vec{n}$  — единичный орт нормали.

Поскольку скалярное произведение векторов

$$\vec{v} \vec{n} = v_x \cos(\hat{n}, x) + v_y \cos(\hat{n}, y) + v_z \cos(\hat{n}, z), \quad (2.15)$$

а скалярное произведение двух других векторов

$$\begin{aligned} [\vec{\omega} \times \vec{r}] \vec{n} &= \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \omega_x & \omega_y & \omega_z \\ x & y & z \end{vmatrix} \vec{n} = (z\omega_y - y\omega_z) \vec{i} \vec{n} - \\ &- (z\omega_x - x\omega_z) \vec{j} \vec{n} + (y\omega_x - x\omega_y) \vec{k} \vec{n} = \\ &= \omega_x [y \cos(\hat{n}, z) - z \cos(\hat{n}, y)] + \omega_y [z \cos(\hat{n}, x) - \\ &- x \cos(\hat{n}, z)] + \omega_z [x \cos(\hat{n}, y) - y \cos(\hat{n}, x)], \end{aligned} \quad (2.16) \end{aligned}$$

из сравнения условия непротекания (2.12) и равенств (2.13)–(2.16) находим

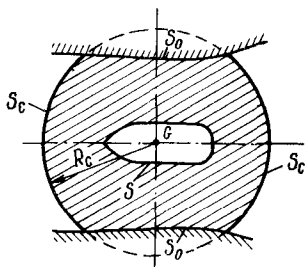


Рис. 2.3. Схема выделения объема  $V_{ж}$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n} \Big|_S = v_x \cos(n, \hat{x}) + v_y \cos(n, \hat{y}) + v_z \cos(n, \hat{z}) + \omega_x [y \cos(n, \hat{z}) - z \cos(n, \hat{y})] + \omega_y [z \cos(n, \hat{x}) - x \cos(n, \hat{z})] + \omega_z [x \cos(n, \hat{y}) - y \cos(n, \hat{x})]. \quad (2.17)$$

Из равенства (2.17) видно, что в его правой части функциями времени являются только проекции скорости ЦТ  $v_x$ ,  $v_y$  и  $v_z$  и проекции угловой скорости вращения судна  $\omega_x$ ,  $\omega_y$  и  $\omega_z$ , поэтому общую структуру потенциала скорости  $\varphi$  следует искать в форме, аналогичной равенству (2.17):

$$\varphi = v_x \varphi_1 + v_y \varphi_2 + v_z \varphi_3 + \omega_x \varphi_4 + \omega_y \varphi_5 + \omega_z \varphi_6, \quad (2.18)$$

где  $\varphi_i$  — единичные потенциалы, которые должны удовлетворять уравнению Лапласа

$$\frac{\partial^2 \varphi_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varphi_i}{\partial z^2} = 0. \quad (2.19)$$

Продифференцировав (2.18) по нормали, получим

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n} = v_x \frac{\partial \varphi_1}{\partial n} + v_y \frac{\partial \varphi_2}{\partial n} + v_z \frac{\partial \varphi_3}{\partial n} + \omega_x \frac{\partial \varphi_4}{\partial n} + \omega_y \frac{\partial \varphi_5}{\partial n} + \omega_z \frac{\partial \varphi_6}{\partial n} \quad (2.20)$$

Сравнивая равенства (2.17) и (2.18), приходим к заключению, что единичные потенциалы на поверхности корпуса судна должны удовлетворять следующим граничным условиям:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \varphi_1}{\partial n} &= \cos(n, \hat{x}); & \frac{\partial \varphi_2}{\partial n} &= \cos(n, \hat{y}); & \frac{\partial \varphi_3}{\partial n} &= \cos(n, \hat{z}); \\ \frac{\partial \varphi_4}{\partial n} &= y \cos(n, \hat{z}) - z \cos(n, \hat{y}); \\ \frac{\partial \varphi_5}{\partial n} &= z \cos(n, \hat{x}) - x \cos(n, \hat{z}); \\ \frac{\partial \varphi_6}{\partial n} &= x \cos(n, \hat{y}) - y \cos(n, \hat{x}). \end{aligned} \right\} \quad (2.21)$$

Эти потенциалы должны также удовлетворять условиям на бесконечности и на неподвижных твердых границах потока

$$\frac{\partial \varphi_i}{\partial n} \Big|_{R_c \rightarrow \infty} = 0; \quad v_n \Big|_{S_0} = \frac{\partial \varphi}{\partial n} \Big|_{S_0} = 0. \quad (2.22)$$

Поскольку правые части равенств (2.21) не зависят от времени, единичные потенциалы в системе подвижных координат  $Gxuz$ , связанной с телом, определяются только геометрическими особенностями поверхности корпуса судна.

Сравнивая равенства (2.18) и (2.21), легко установить физический смысл единичных потенциалов  $\varphi_i$ . Действительно, функция  $\varphi = \varphi_1$  при  $v_x = 1$ ,  $v_y = v_z = \omega_x = \omega_y = \omega_z = 0$ , т. е. тогда, когда тело движется с единичной скоростью в направлении оси  $Gx$ . Аналогично единичные потенциалы  $\varphi_2$  и  $\varphi_3$  связаны с движением тела с единичной скоростью в направлении осей  $Gy$  и  $Gz$ , а функции  $\varphi_4$ ,  $\varphi_5$  и  $\varphi_6$  описывают вращательные движения тела с единичными угловыми скоростями относительно осей  $Gx$ ,  $Gy$  и  $Gz$  соответственно.

Введем обобщенные скорости

$$v_1 = v_x; \quad v_2 = v_y; \quad v_3 = v_z; \quad v_4 = \omega_x; \quad v_5 = \omega_y; \quad v_6 = \omega_z \quad (2.23)$$

и перепишем равенство (2.18) для потенциала  $\varphi$  в более удобном виде:

$$\varphi = \sum_{i=1}^6 v_i(t) \varphi_i(x, y, z). \quad (2.24)$$

Таким образом, потенциал движения жидкости, вызванного движением тела, описывает ее неустановившееся движение.

**Кинетическая энергия.** Используем выражение (2.24) для определения кинетической энергии жидкости при движении судна. С этой целью построим вокруг судна сферическую поверхность большого радиуса  $R_c$  с центром в ЦТ судна. Тогда из жидкости, как это видно из рис. 2.3, будет выделен объем  $V_{ж}$ , который ограничен поверхностью судна  $S$ , твердыми границами потока  $S_0$  и участками сферы  $S_c$ . Если обозначить через  $\vec{v} = \vec{v}(x, y, z, t)$  скорость жидкости в произвольной точке выделенного объема  $V_{ж}$ , то кинетическая энергия жидкости в этом объеме будет равна

$$T_{ж} = \iiint_{V_{ж}} \frac{\rho v^2}{2} dV_{ж}. \quad (2.25)$$

Поскольку в подвижной системе координат  $\vec{v} = v_x \vec{i} + v_y \vec{j} + v_z \vec{k}$ , а

$$v_x = \frac{\partial \varphi}{\partial x}; \quad v_y = \frac{\partial \varphi}{\partial y}; \quad v_z = \frac{\partial \varphi}{\partial z},$$

$$T_{ж} = \frac{\rho}{2} \iiint_{V_{ж}} \left[ \left( \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right)^2 \right] dV_{ж}. \quad (2.26)$$

Представим квадраты производных, входящие в правую часть равенства (2.26), в таком виде:

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x}\right)^2 &= \frac{\partial}{\partial x} \left( \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) - \varphi \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}; \\ \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y}\right)^2 &= \frac{\partial}{\partial y} \left( \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) - \varphi \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2}; \\ \left(\frac{\partial \varphi}{\partial z}\right)^2 &= \frac{\partial}{\partial z} \left( \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right) - \varphi \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} \end{aligned} \right\} \quad (2.27)$$

и сложим почленно полученные равенства:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial z}\right)^2 &= \frac{\partial}{\partial x} \left( \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) + \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left( \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right) - \\ &- \varphi \left( \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} \right). \end{aligned} \quad (2.28)$$

Сравнивая равенства (2.26)–(2.28), находим следующее выражение для кинетической энергии жидкости:

$$\begin{aligned} T_{\text{ж}} &= \frac{\rho}{2} \iiint_{V_{\text{ж}}} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) + \right. \\ &\left. + \frac{\partial}{\partial z} \left( \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right) \right] dV_{\text{ж}}. \end{aligned} \quad (2.29)$$

Перейдем от интегрирования по объему  $V_{\text{ж}}$  к интегрированию по поверхности, ограничивающей этот объем и равный сумме поверхностей дублированного тела  $S$ , твердых границ потока  $S_0$  и участков сферы  $S_c$ , применив формулу Гаусса – Остроградского. Если  $\vec{n}_c$  – внешняя нормаль к поверхности  $S + S_c + S_0$ , то

$$\begin{aligned} T_{\text{ж}} &= \frac{\rho}{2} \iint_{S+S_0+S_c} \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial n} dS = \frac{\rho}{2} \iint_S \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial n_c} dS + \\ &+ \frac{\rho}{2} \iint_{S_0} \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial n_c} + \frac{\rho}{2} \iint_{S_c} \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial n_c} dS_c, \end{aligned} \quad (2.30)$$

где производная от потенциала  $\varphi$  по направлению  $\vec{n}_c$  равна

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n_c} = \frac{\partial \varphi}{\partial y} \cos(\vec{n}_c, x) + \frac{\partial \varphi}{\partial y} \cos(\vec{n}_c, y) + \frac{\partial \varphi}{\partial z} \cos(\vec{n}_c, z). \quad (2.31)$$

Из условия неперетекания твердых границ потока (2.22) следует, что второй интеграл в равенстве (2.30) равен нулю.

Для того чтобы определить кинетическую энергию всей массы жидкости, приведенной в движение движущимся судном, будем увеличивать до бесконечности радиус сферы  $R_c$ . В гидродинамике показывается, что в этом случае третий интеграл в правой части равенства (2.30) стремится к нулю. Тогда, учитывая, что в задачах, связанных с движением тела, обычно используют внутреннюю к телу нормаль  $n = -\vec{n}_c$ , кинетическая энергия жидкости при безвихревом движении равна

$$T_{\text{ж}} = - \frac{\rho}{2} \iint_S \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial n} dS. \quad (2.32)$$

Входящий в эту формулу потенциал  $\varphi$  определяется равенством (2.24). Его производная

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n} = \sum_{k=1}^6 v_k \frac{\partial \varphi_k}{\partial n}. \quad (2.33)$$

Сравнивая равенства (2.24), (2.32) и (2.33), находим

$$T_{\text{ж}} = \frac{\rho}{2} \sum_{i=1}^6 \sum_{k=1}^6 v_i v_k \left( - \iint_S \varphi_i \frac{\partial \varphi_k}{\partial n} dS \right). \quad (2.34)$$

Обозначив

$$\lambda_{ik} = - \rho \iint_S \varphi_i \frac{\partial \varphi_k}{\partial n} dS, \quad (2.35)$$

получим

$$T_{\text{ж}} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^6 \sum_{k=1}^6 \lambda_{ik} v_i v_k. \quad (2.36)$$

Величины  $\lambda_{ik}$ , входящие в равенство (2.36), называют обобщенными присоединенными массами жидкости при движении судна. Они имеют размерность массы ( $i, k=1, 2, 3$ ), статического момента массы ( $i=1, 2, 3$  и  $k=4, 5, 6$  или  $i=4, 5, 6$  и  $k=1, 2, 3$ ) и момента инерции массы ( $i, k=4, 5, 6$ ). Соответственно этим размерностям обобщенные присоединенные массы называют присоединенными массами, присоединенными статическими моментами и присоединенными моментами

инерции воды. Смысл индексов  $i$  и  $k$  следующий:  $i=1$  соответствует проекции на ось  $Gx$ ,  $i=2$  – на ось  $Gy$ ,  $i=3$  – на ось  $Gz$ ,  $k=1$  – проекции момента на ось  $Gx$ ,  $k=2$  – на ось  $Gy$ ,  $k=3$  – на ось  $Gz$ . Индексами  $i=1, 2, 3$  обозначены проекции линейной скорости ЦТ судна на оси  $Gx$ ,  $Gy$  и  $Gz$  соответственно, а индексами  $k=4, 5, 6$  – проекции угловой скорости на те же оси. Тридцать шесть обобщенных присоединенных масс  $\lambda_{ik}$  образуют симметричную матрицу  $[\lambda_{ik}]$ , в которой  $\lambda_{ik} = \lambda_{ki}$ . Корпус судна, как правило, имеет продольную плоскость симметрии  $Gxz$ , что обращает в нуль девять обобщенных присоединенных масс, соответствующих различной четности индексов  $i$  и  $k$ . Таким образом, отличными от нуля в матрице  $[\lambda_{ik}]$  оказываются только 12 присоединенных масс, поэтому выражение для кинетической энергии жидкости (2.36) принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} 2T_{ж} = & \lambda_{11} v_x^2 + \lambda_{22} v_y^2 + \lambda_{33} v_z^2 + \lambda_{44} \omega_x^2 + \lambda_{55} \omega_y^2 + \\ & + \lambda_{66} \omega_z^2 + 2\lambda_{13} v_x v_z + 2\lambda_{15} v_x \omega_y + 2\lambda_{24} v_y \omega_x + \\ & + 2\lambda_{46} \omega_x \omega_z + 2\lambda_{35} v_z \omega_y + 2\lambda_{26} v_y \omega_z. \end{aligned} \quad (2.37)$$

Если судно имеет массу  $m$ , осевые  $J_x, J_y, J_z$  и центробежные  $J_{xy}, J_{xz}$  и  $J_{yz}$  моменты инерции, то, как известно из курса теоретической механики, его кинетическая энергия равна

$$\begin{aligned} T_K = & \frac{1}{2} [m(v_x^2 + v_y^2 + v_z^2) + J_x \omega_x^2 + J_y \omega_y^2 + J_z \omega_z^2 - \\ & - 2J_{xy} \omega_x \omega_y - 2J_{xz} \omega_x \omega_z - 2J_{yz} \omega_y \omega_z]. \end{aligned} \quad (2.38)$$

Поскольку для корпуса корабля плоскость  $Gxz$  является плоскостью симметрии,  $J_{xy} = J_{yz} = 0$  и

$$2T_K = m(v_x^2 + v_y^2 + v_z^2) + J_x \omega_x^2 + J_y \omega_y^2 + J_z \omega_z^2 - 2J_{xz} \omega_x \omega_z. \quad (2.39)$$

Тогда кинетическая энергия системы корпус судна – окружающая жидкость  $T_c$  в общем случае движения судна, если пренебречь по малости членом  $2(\lambda_{46} - J_{xz}) \omega_x \omega_z$ , найдется из выражения

$$\begin{aligned} 2T_c = & 2T_K + 2T_{ж} = (m + \lambda_{11}) v_x^2 + (m + \lambda_{22}) v_y^2 + (m + \lambda_{33}) v_z^2 + \\ & + (J_x + \lambda_{44}) \omega_x^2 + (J_y + \lambda_{55}) \omega_y^2 + (J_z + \lambda_{66}) \omega_z^2 + 2\lambda_{35} v_z \omega_y + \\ & + 2\lambda_{24} v_y \omega_x + 2\lambda_{26} v_y \omega_z + 2\lambda_{13} v_x v_z + 2\lambda_{15} v_x \omega_y. \end{aligned} \quad (2.40)$$

### 2.3. Дифференциальные уравнения движения судна в общем виде

Обозначим главный вектор силового воздействия на судно через  $\vec{N}$ , а главный момент – через  $\vec{M}$ , вектор количества движения системы

корпус судна – окружающая жидкость – через  $\vec{Q}$ , а момент количества движения этой системы – через  $\vec{K}$ . Тогда на основании сделанных выше предположений и известных положений гидромеханики [56] дифференциальные уравнения движения судна в жидкости в подвижной системе координат  $Gxyz$  могут быть записаны следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\vec{Q}}{dt} + [\vec{\omega} \times \vec{Q}] &= \vec{N}; \\ \frac{d\vec{K}}{dt} + [\vec{\omega} \times \vec{K}] + [\vec{v} \times \vec{Q}] &= \vec{M}; \end{aligned} \right\} \quad (2.41)$$

где  $\vec{v}$  – вектор скорости начала подвижной системы координат  $\vec{v}(\xi_g, \eta_g, \zeta_g)$ ;  $\vec{\omega}$  – вектор угловой скорости вращения судна.

Разложим векторные произведения, входящие в равенства (2.41), по ортам координатных осей  $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ :

$$\begin{aligned} [\vec{\omega} \times \vec{Q}] &= \begin{vmatrix} \omega_x & \omega_y & \omega_z \\ Q_x & Q_y & Q_z \\ \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \end{vmatrix} = (\omega_y Q_z - \omega_z Q_y) \vec{i} - \\ & - (\omega_x Q_z - \omega_z Q_x) \vec{j} + (\omega_x Q_y - \omega_y Q_x) \vec{k}; \end{aligned} \quad (2.42)$$

$$\begin{aligned} [\vec{\omega} \times \vec{K}] &= \begin{vmatrix} \omega_x & \omega_y & \omega_z \\ K_x & K_y & K_z \\ \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \end{vmatrix} = (\omega_y K_z - \omega_z K_y) \vec{i} - \\ & - (\omega_x K_z - \omega_z K_x) \vec{j} + (\omega_x K_y - \omega_y K_x) \vec{k}; \end{aligned} \quad (2.43)$$

$$\begin{aligned} [\vec{v} \times \vec{Q}] &= \begin{vmatrix} v_x & v_y & v_z \\ Q_x & Q_y & Q_z \\ \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \end{vmatrix} = (v_y Q_z - v_z Q_y) \vec{i} - \\ & - (v_x Q_z - v_z Q_x) \vec{j} + (v_x Q_y - v_y Q_x) \vec{k}. \end{aligned} \quad (2.44)$$

Но, как известно, проекции векторов  $\vec{Q}$  и  $\vec{K}$  на подвижные оси координат равны

$$\left. \begin{aligned} Q_x = \frac{\partial T_c}{\partial v_x}; \quad Q_y = \frac{\partial T_c}{\partial v_y}; \quad Q_z = \frac{\partial T_c}{\partial v_z}; \\ K_x = \frac{\partial T_c}{\partial \omega_x}; \quad K_y = \frac{\partial T_c}{\partial \omega_y}; \quad K_z = \frac{\partial T_c}{\partial \omega_z}, \end{aligned} \right\} \quad (2.45)$$

поэтому проекции векторных произведений (2.42)–(2.44) на подвижные оси координат  $Gxuz$  принимают следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} [\vec{\omega} \times \vec{Q}]_x &= \omega_y Q_z - \omega_z Q_y = \omega_y \frac{\partial T_c}{\partial v_z} - \omega_z \frac{\partial T_c}{\partial v_y}; \\ [\vec{\omega} \times \vec{Q}]_y &= \omega_z Q_x - \omega_x Q_z = \omega_z \frac{\partial T_c}{\partial v_x} - \omega_x \frac{\partial T_c}{\partial v_z}; \\ [\vec{\omega} \times \vec{Q}]_z &= \omega_x Q_y - \omega_y Q_x = \omega_x \frac{\partial T_c}{\partial v_y} - \omega_y \frac{\partial T_c}{\partial v_x}; \\ [\vec{\omega} \times \vec{K}]_x &= \omega_y K_z - \omega_z K_y = \omega_y \frac{\partial T_c}{\partial \omega_z} - \omega_z \frac{\partial T_c}{\partial \omega_y}; \\ [\vec{\omega} \times \vec{K}]_y &= \omega_z K_x - \omega_x K_z = \omega_z \frac{\partial T_c}{\partial \omega_x} - \omega_x \frac{\partial T_c}{\partial \omega_z}; \\ [\vec{\omega} \times \vec{K}]_z &= \omega_x K_y - \omega_y K_x = \omega_x \frac{\partial T_c}{\partial \omega_y} - \omega_y \frac{\partial T_c}{\partial \omega_x}; \\ [\vec{v} \times \vec{Q}]_x &= v_y Q_z - v_z Q_y = v_y \frac{\partial T_c}{\partial v_z} - v_z \frac{\partial T_c}{\partial v_y}; \\ [\vec{v} \times \vec{Q}]_y &= v_z Q_x - v_x Q_z = v_z \frac{\partial T_c}{\partial v_x} - v_x \frac{\partial T_c}{\partial v_z}; \\ [\vec{v} \times \vec{Q}]_z &= v_x Q_y - v_y Q_x = v_x \frac{\partial T_c}{\partial v_y} - v_y \frac{\partial T_c}{\partial v_x}. \end{aligned} \right\} (2.46)$$

Тогда векторные равенства (2.41) в проекциях на подвижные оси координат  $Gx$ ,  $Gy$  и  $Gz$  соответственно получают такой вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T_c}{\partial v_x} + \omega_y \frac{\partial T_c}{\partial v_z} - \omega_z \frac{\partial T_c}{\partial v_y} &= N_x; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T_c}{\partial v_y} + \omega_z \frac{\partial T_c}{\partial v_x} - \omega_x \frac{\partial T_c}{\partial v_z} &= N_y; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T_c}{\partial v_z} + \omega_x \frac{\partial T_c}{\partial v_y} - \omega_y \frac{\partial T_c}{\partial v_x} &= N_z; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T_c}{\partial \omega_x} + \omega_y \frac{\partial T_c}{\partial \omega_z} - \omega_z \frac{\partial T_c}{\partial \omega_y} + v_y \frac{\partial T_c}{\partial v_z} - v_z \frac{\partial T_c}{\partial v_y} &= M_x; \end{aligned} \right\} (2.47)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T_c}{\partial \omega_y} + \omega_z \frac{\partial T_c}{\partial \omega_x} - \omega_x \frac{\partial T_c}{\partial \omega_z} + v_z \frac{\partial T_c}{\partial v_x} - v_x \frac{\partial T_c}{\partial v_z} &= M_y; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T_c}{\partial \omega_z} + \omega_x \frac{\partial T_c}{\partial \omega_y} - \omega_y \frac{\partial T_c}{\partial \omega_x} + v_x \frac{\partial T_c}{\partial v_y} - v_y \frac{\partial T_c}{\partial v_x} &= M_z. \end{aligned} \right\}$$

Дифференцируя выражение (2.40) для кинетической энергии системы судно – жидкость, имеем

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T_c}{\partial v_x} &= (m + \lambda_{11}) v_x + \lambda_{13} v_z + \lambda_{15} \omega_y; \\ \frac{\partial T_c}{\partial v_y} &= (m + \lambda_{22}) v_y + \lambda_{24} \omega_x + \lambda_{26} \omega_z; \\ \frac{\partial T_c}{\partial v_z} &= (m + \lambda_{33}) v_z + \lambda_{35} \omega_y + \lambda_{13} v_x; \\ \frac{\partial T_c}{\partial \omega_x} &= (J_x + \lambda_{44}) \omega_x + \lambda_{24} v_y; \\ \frac{\partial T_c}{\partial \omega_y} &= (J_y + \lambda_{55}) \omega_y + \lambda_{35} v_z + \lambda_{15} v_x; \\ \frac{\partial T_c}{\partial \omega_z} &= (J_z + \lambda_{66}) \omega_z + \lambda_{26} v_y. \end{aligned} \right\} (2.48)$$

Подставляя выражения (2.48) в уравнения (2.47), получаем следующую систему дифференциальных уравнений движения судна:

$$\left. \begin{aligned} (m + \lambda_{11}) \frac{dv_x}{dt} + \lambda_{13} \frac{dv_z}{dt} + \lambda_{15} \frac{d\omega_y}{dt} - (m + \lambda_{22}) v_y \omega_z + \\ + (m + \lambda_{33}) \omega_y v_z + \lambda_{13} v_x \omega_y - \lambda_{24} \omega_x \omega_z + \lambda_{35} \omega_y^2 - \lambda_{26} \omega_z^2 &= \\ = N_x; \\ (m + \lambda_{22}) \frac{dv_y}{dt} + \lambda_{24} \frac{d\omega_x}{dt} + \lambda_{26} \frac{d\omega_z}{dt} + (m + \lambda_{11}) v_x \omega_z - \\ - (m + \lambda_{33}) \omega_x v_z + \lambda_{13} v_z \omega_z + \lambda_{15} \omega_y \omega_z - \\ - \lambda_{35} \omega_x \omega_y - \lambda_{13} v_x \omega_x &= N_y; \\ (m + \lambda_{33}) \frac{dv_z}{dt} + \lambda_{13} \frac{dv_x}{dt} + \lambda_{35} \frac{d\omega_y}{dt} - (m + \lambda_{11}) v_x \omega_y + \end{aligned} \right\}$$

$$\begin{aligned}
& + \lambda_{24} \omega_x^2 + (m + \lambda_{22}) v_y \omega_x + \lambda_{26} \omega_x \omega_z - \\
& - \lambda_{13} v_z \omega_y - \lambda_{15} \omega_y^2 = N_z; \\
& \underbrace{(J_x + \lambda_{44}) \frac{d\omega_x}{dt}} + \lambda_{24} \frac{dv_y}{dt} + \lambda_{13} v_x v_y - \lambda_{15} v_x \omega_z - \\
& - \lambda_{24} v_z \omega_x + (\lambda_{33} - \lambda_{22}) v_y v_z + (\lambda_{26} - \lambda_{35}) (v_y \omega_y - \omega_z v_z) + \\
& + [(J_z + \lambda_{66}) - (J_y + \lambda_{55})] \omega_y \omega_z = M_x; \\
& \underbrace{(J_y + \lambda_{55}) \frac{d\omega_y}{dt}} + \lambda_{15} \frac{dv_x}{dt} + \lambda_{35} \frac{dv_z}{dt} + [(J_x + \lambda_{44}) - \\
& - (J_z + \lambda_{66})] \omega_x \omega_z + (\lambda_{11} + \lambda_{33}) v_x v_z + \lambda_{13} (v_x^2 - v_y^2) - \\
& - \lambda_{35} v_y \omega_y + \lambda_{15} v_z \omega_y + (\lambda_{24} \omega_z - \lambda_{26} \omega_x) v_y = M_y; \\
& \underbrace{(J_z + \lambda_{66}) \frac{d\omega_z}{dt}} + \lambda_{26} \frac{dv_y}{dt} + [(J_y + \lambda_{55}) - \\
& - (J_x + \lambda_{44})] \omega_x \omega_y + (\lambda_{22} - \lambda_{11}) v_x v_y + \lambda_{35} v_z \omega_x - \\
& - \lambda_{13} v_z v_y + \lambda_{26} v_x \omega_z + (\lambda_{15} + \lambda_{24}) (v_x \omega_x - v_y \omega_y) = M_z.
\end{aligned} \tag{2.49}$$

где  $N_x$ ,  $N_y$  и  $N_z$  — проекции вектора внешних сил  $\vec{N}$ , а  $M_x$ ,  $M_y$  и  $M_z$  — проекции вектора  $\vec{M}$  на оси  $Gx$ ,  $Gy$  и  $Gz$  соответственно.

Система уравнений (2.49) позволяет описать как сложное движение судна с шестью степенями свободы, так и частный случай — движение его в горизонтальной плоскости.

В частном случае движения судна в горизонтальной плоскости, характерном при изучении маневренных качеств судна,  $N_z = M_x = M_y = 0$  и  $v_z = \omega_x = \omega_y = 0$ . Тогда из (2.49) получим систему уравнений, которая является основной при анализе движения судна параллельно свободной поверхности воды:

$$\begin{aligned}
& (m + \lambda_{11}) \frac{dv_x}{dt} - (m + \lambda_{22}) v_y \omega_z - \lambda_{26} \omega_z^2 = N_x; \\
& (m + \lambda_{22}) \frac{dv_y}{dt} + (m + \lambda_{11}) v_x \omega_z + \lambda_{26} \frac{d\omega_z}{dt} = N_y; \\
& (J_z + \lambda_{66}) \frac{d\omega_z}{dt} + \lambda_{26} \frac{dv_y}{dt} + (\lambda_{22} - \lambda_{11}) v_x v_y + \lambda_{26} v_x \omega_z = M_z.
\end{aligned} \tag{2.50}$$

#### 2.4. Уравнения динамики судового комплекса

В уравнениях (2.49) или (2.50), описывающих движение судна по поверхности воды, не раскрывается источник этого движения —

энергия главных судовых двигателей, двигателей вспомогательных и ограничивающих СУ, вместе с которыми корпус судна составляет единый гидромеханический комплекс корпус судна — средства управления — судовые двигатели. Наибольшее распространение получил судовой комплекс корпус судна — гребные винты — рули — судовые двигатели, основы теории и методы расчета переходных и установившихся режимов работы которого были разработаны В. И. Небесновым с целью анализа поведения главных двигателей при движении судна в различных путевых и метеорологических условиях. Работы В. И. Небеснова позволили уточнить многие вопросы проектирования судовых энергетических установок и их отдельных агрегатов, обосновать оптимальные режимы работы судовых комплексов при эксплуатации судна.

Н. Ф. Соларев, А. В. Васильев, М. А. Гречин показали, что от режимов работы судовых комплексов в значительной, а во многих случаях в решающей мере зависят маневренные качества судов. От способности главных двигателей переходить наивыгоднейшим образом с одного режима на другой зависят возможности судна при циркуляциях, выполнении швартовых операций, буксировке, плавании во льдах, на волнении и в тумане, в момент предотвращения аварий и аварийных ситуаций. С помощью главных двигателей производят разгон, торможение, реверс, а часто и разворот судна. Правильное назначение режима работы судовых двигателей является определяющим при обосновании оптимальных курсов и скоростей движения судов при ветре, на течениях, на волнении, при движении судна в узкостях, по речному фарватеру. Необходимость изучения маневренных качеств судов на основе теории судового комплекса наглядно иллюстрируется в работах А. Б. Ваганова, В. И. Зайкова, Ю. И. Бурименко.

Судовой комплекс корпус судна — гребные винты — рули — судовые двигатели включает динамическую пару судовой двигатель — гребной винт. Наиболее часто применяемые схемы передач двигатель — гребной винт показаны на рис. 2.4, из которого видно, что в них могут включаться гидропередачи и редуктор, несколько двигателей могут работать на один винт. Наиболее часто используют жесткое соединение двигателя и гребного вала. На многих судах морского и речного флота применяют гидро- и электропередачи.

В общем случае эффективный момент, развиваемый двигателем внутреннего сгорания (ДВС) и передаваемый на гребной винт, является сложной функцией многих параметров: скорости вращения вала; цикловой подачи топлива; фазы газораспределения; температуры охлаждающей воды; температуры и давления масла; температуры и давления воздуха, поступающего в цилиндры; противодавления на выпуске. При теоретически точном изучении режима работы двигателя требуется составить уравнение для всех процессов, протекающих в каждом элементе судового комплекса, математически описать процессы горения топлива, расширения и выпуска продуктов горения, сжатия воздуха и т. д. Такой путь отличается исключительной сложностью и трудоем-



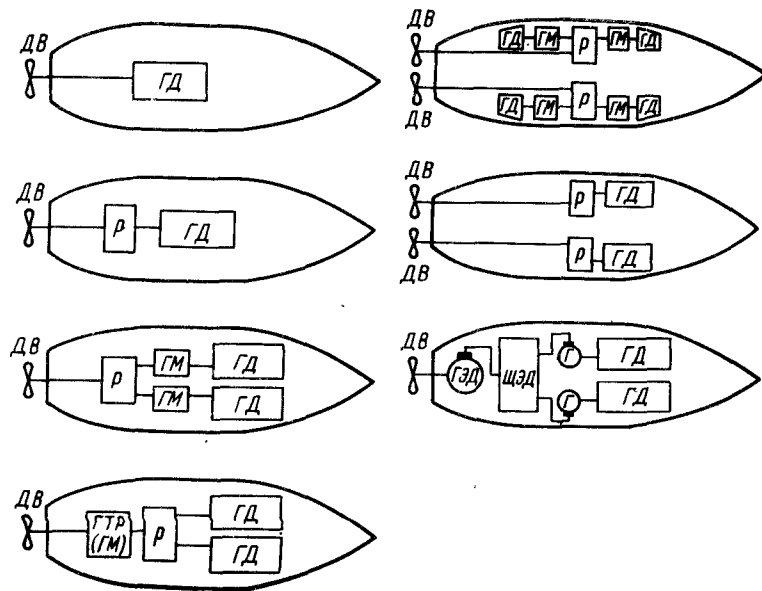


Рис. 2.4. Принципиальные схемы передач двигатель – винт:

Г – генератор; ГД – главный двигатель; ГМ – гидромuftа; ГТР – гидротрансформатор; ГЭД – гребной электродвигатель; ДВ – движитель; Р – редуктор; ЩЭД – щит электродвижения

костью. Поэтому при исследовании неустановившихся движений судового комплекса обычно применяют приближенный метод, основанный на использовании обобщенных характеристик элементов комплекса, стендовых характеристик двигателей и гидромuft, характеристик гребных винтов и корпуса судна, получаемых при модельных испытаниях. Практическая приемлемость такого пути изучения динамики судового комплекса в настоящее время убедительно доказана.

Если судно имеет  $z_B$  винтов, приводящихся в действие через гидромuftы от  $z_{ДВ}$  двигателей, то динамика движения винтов и двигателей описывается системой  $z_B + z_{ДВ}$  дифференциальных уравнений:

$$(J_{Вi} + \lambda_{Вi}) \frac{2\pi n_i}{dt} = \sum_{i=1}^{z_B} M_i; \quad J_{Мj} \frac{2\pi n_j}{dt} = \sum_{j=1}^{z_{ДВ}} M_j \quad (2.51)$$

$$(i=1, 2, 3, \dots, z_B; \quad j=1, 2, 3, \dots, z_{ДВ}),$$

в которой  $J_{Вi}$  – приведенный к  $i$ -му гребному валу момент инерции движущихся частей, связанных с ним механически;  $\lambda_{Вi}$  – присоединенный момент инерции массы жидкости  $i$ -го винта и ведомых колес

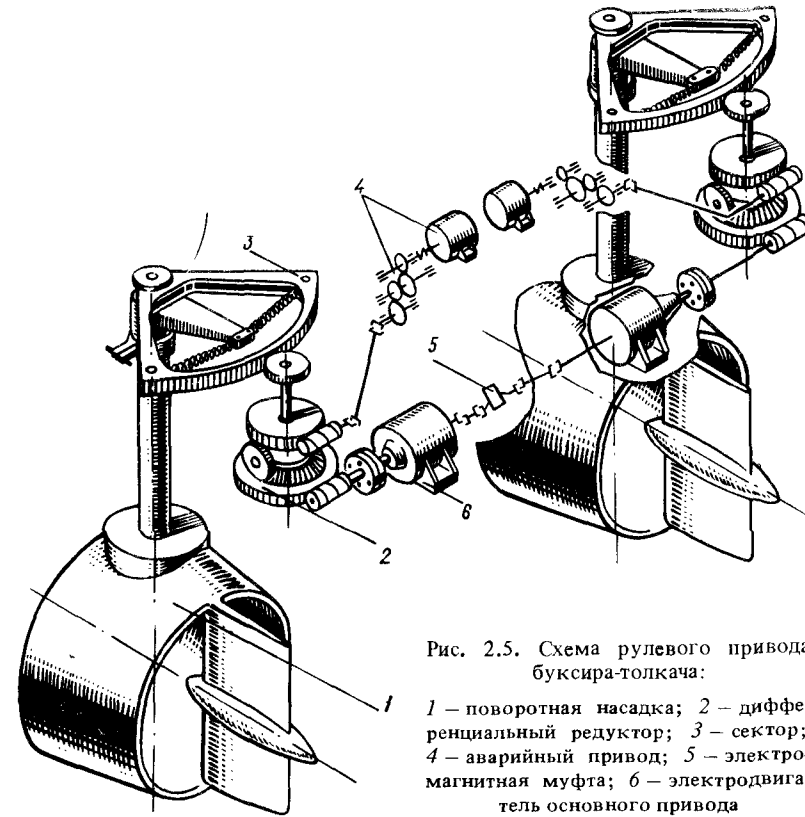


Рис. 2.5. Схема рулевого привода буксира-толкача:

1 – поворотная насадка; 2 – дифференциальный редуктор; 3 – сектор; 4 – аварийный привод; 5 – электромагнитная муфта; 6 – электродвигатель основного привода

гидромuftы, передающих мощность на этот винт;  $2\pi n_i$  – угловая скорость  $i$ -го винта;  $\sum M_i$  – сумма моментов сил, действующих на  $i$ -й гребной вал, включая моменты от передачи;  $J_{Мj}$  – приведенный к валу  $j$ -го двигателя момент инерции масс частей, связанных с ним механически, и присоединенной массы рабочей жидкости ведущего колеса гидромuftы;  $2\pi n_j$  – угловая скорость вала  $j$ -го двигателя;  $\sum M_j$  – сумма моментов всех сил, действующих на вал  $j$ -го двигателя, включая моменты от передачи.

В случае жесткого соединения валов уравнения (2.51) приводятся к системе  $z_B$  дифференциальных уравнений:

$$2\pi(J_{Вi} + \lambda_{Вi}) \frac{dn_i}{dt} = i_p^{(i)} \sum_{j=1}^{z_{ДВ}^{(i)}} M_{ДВj} - M_{Вi} - M_{Трi} - M_{Трj}, \quad (2.52)$$

в которой  $i_p^{(i)}$  – передаточное отношение редукторов  $i$ -го винта;  $M_{ДВj}$  – момент на валу  $j$ -го двигателя;  $M_{Вi}$  – момент на валу  $i$ -го винта;

$M_{\text{тp}i}$ ,  $M_{\text{тp}j}$  – момент сил трения в передаче  $i$ -го винта и в механизме  $j$ -го двигателя соответственно.

Если при жестком соединении каждый двигатель работает только на свой гребной винт, то уравнения (2.52) примут такой вид:

$$2\pi(J_{vi} + \lambda_{vi}) \frac{dn_i}{dt} = M_{\text{дв}i} - M_{vi} - M_{\text{тp}i} - M_{\text{тp}j}. \quad (2.53)$$

Динамичность характерна и для других СУ движением судна. Рассмотрим динамику наиболее распространенного из них рулевого привода (рис. 2.5). Он состоит из рулевой машины, передачи от машины на баллер, баллера и руля. Дифференциальное уравнение, описывающее динамику рулевого привода, в общем виде может быть записано так:

$$(J_p + \bar{\lambda}_p) \frac{d\omega_{pi}}{dt} = M_{p,m} - M_{\text{тp},p} - M_{p,b} - M_{\text{упр}}, \quad (2.54)$$

где  $J_p$  – момент инерции массы деталей рулевого привода относительно оси баллера руля;  $\bar{\lambda}_p$  – присоединенный момент инерции воды для поворота руля относительно оси баллера;  $M_{p,m}$  – вращающий момент, создаваемый рулевой машиной относительно оси баллера руля;  $M_{\text{тp},p}$  – момент сил трения в передаче рулевая машина – руль;  $M_{p,b}$  – момент гидродинамических сил, действующих на руль, относительно оси баллера;  $M_{\text{упр}}$  – момент сил упругости рулевого привода;  $\omega_p$  – угловая скорость поворота руля, определяемая по формуле

$$\omega_p = \frac{d\delta_p}{dt}, \quad (2.55)$$

причем  $\delta_p$  – угол перекадки руля.

Аналогично могут быть написаны и уравнения динамики других средств управления движением судна. Таким образом, динамика судового комплекса корпус судна – средства управления – двигатели описывается сложной системой дифференциальных уравнений, в которых учитывается влияние на управляемость и маневренные качества судна многих факторов: формы корпуса судна, типа и характеристик СУ, режима и параметров судовых двигателей, внешних сил. При анализе динамики и переходных движений судового комплекса дифференциальные уравнения (2.49), (2.51) и (2.54) необходимо решать совместно. Получившаяся при этом система дифференциальных уравнений после определения всех входящих в них характеристик элементов судового комплекса и действующих на него внешних сил и моментов позволяет изучить широкий круг маневров судов и соответствующих им режимов работы судовых комплексов.

1. Какие системы координат используют при изучении управляемости судов?
2. Какие кинематические характеристики движения судна Вы знаете?
3. Расскажите о гидромеханической системе судно – окружающая жидкость.
4. Как определить потенциал возмущенного движения жидкости?
5. Как определить кинетическую энергию системы судно – окружающая жидкость?
6. Что такое обобщенные присоединенные массы жидкости?
7. Получите дифференциальные уравнения движения судна.

### Глава 3

## ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КОРПУС СУДНА ПРИ ЕГО КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

### 3.1. Гидродинамические силы инерционной природы

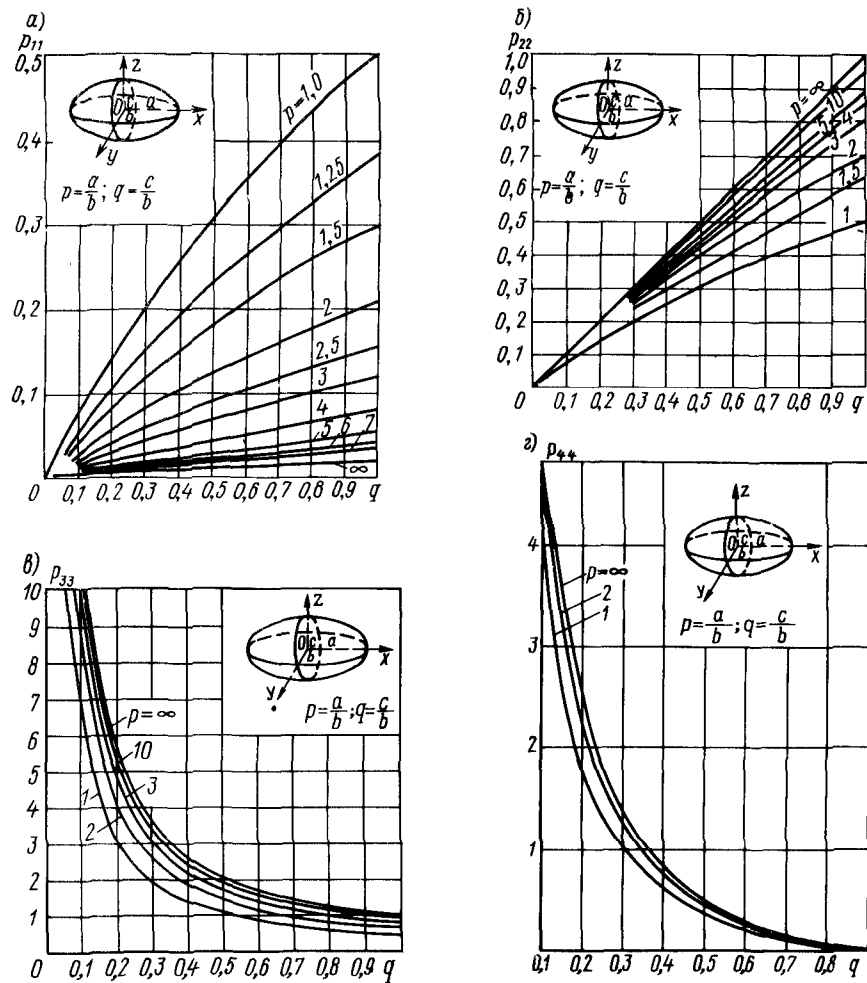
**Точные решения.** Гидродинамические силы и моменты, определяющие инерционными свойствами жидкости, как было показано выше, выражаются через обобщенные присоединенные массы, которые с самого начала развития теории управляемости судов находили по результатам существующих точных решений для некоторых тел простейшей формы (шара, эллипсоида, тела вращения, пластинки и др.). Наиболее широкое применение получили графики для определения постоянных коэффициентов обобщенных присоединенных масс

$$p_{11} = \frac{\lambda_{11}}{\rho V}; \quad p_{22} = \frac{\lambda_{22}}{\rho V}; \quad p_{33} = \frac{\lambda_{33}}{\rho V}; \quad p_{44} = \frac{\lambda_{44}}{J_x};$$

$$p_{55} = \frac{\lambda_{55}}{J_y}; \quad p_{66} = \frac{\lambda_{66}}{J_z} \quad (3.1)$$

для трехосного эллипсоида (рис. 3.1). Поскольку реальные формы корпусов судов морского и речного флота заметно отличаются от эллипсоидов, использование этих графиков приводило к погрешностям. Точно решить задачу о взаимодействии корпуса судна, имеющего реальные обводы, с окружающей жидкостью пока невозможно. Поэтому используют приближенные методы теоретического определения обобщенных присоединенных масс, среди которых особое место занимает метод плоских сечений.

**Метод плоских сечений.** Этот метод получил практическое применение при определении присоединенных масс удлинённых тел, к которым можно отнести и корпус судна. Для его использования необходимо знать присоединенные массы поперечных сечений тела при плоском



$$\left. \begin{aligned} \lambda_{24} &= \mu \int_L \lambda_{24}^*(x) dx; & \lambda_{44} &= \mu \int_L \lambda_{44}^*(x) dx; \\ \lambda_{26} &= \mu_1 \int_L \lambda_{22}^*(x) dx; & \lambda_{33} &= -\mu_1 \int_L \lambda_{33}^*(x) dx; \end{aligned} \right\} (3.2)$$

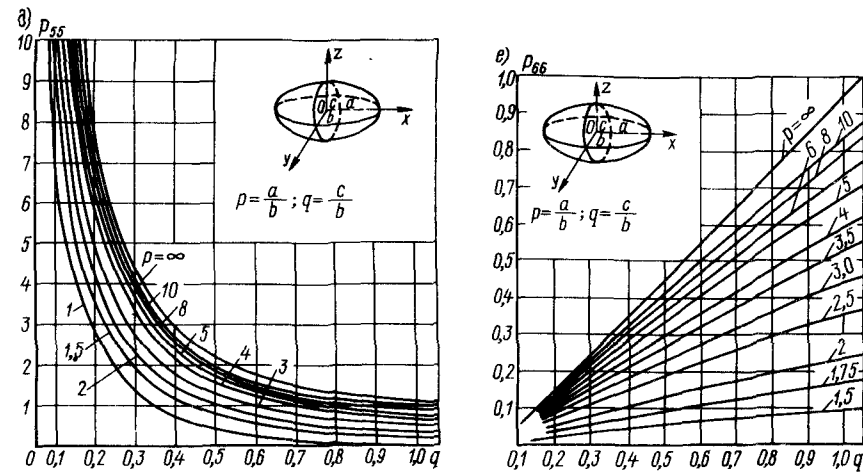


Рис. 3.1. Графики для определения коэффициентов присоединенных масс трехосных эллипсоидов: а – коэффициента  $p_{11}$ ; б – коэффициента  $p_{22}$ ; в – коэффициента  $p_{33}$ ; з – коэффициента  $p_{44}$ ; д – коэффициента  $p_{55}$ ; е – коэффициента  $p_{66}$

их обтекании. Современная гидромеханика позволяет теоретически точно решить задачу обтекания идеальной жидкостью значительного числа плоских контуров, многие из которых отражают формы реальных судовых шпангоутов [33]. Зная присоединенные массы отдельных поперечных сечений, путем интегрирования по длине судна  $L$  можно определить соответствующие обобщенные присоединенные массы и для всего удлиненного тела, используя следующие формулы:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{22} &= \mu \int_L \lambda_{22}^*(x) dx; & \lambda_{33} &= \mu \int_L \lambda_{33}^*(x) dx; \end{aligned} \right\}$$

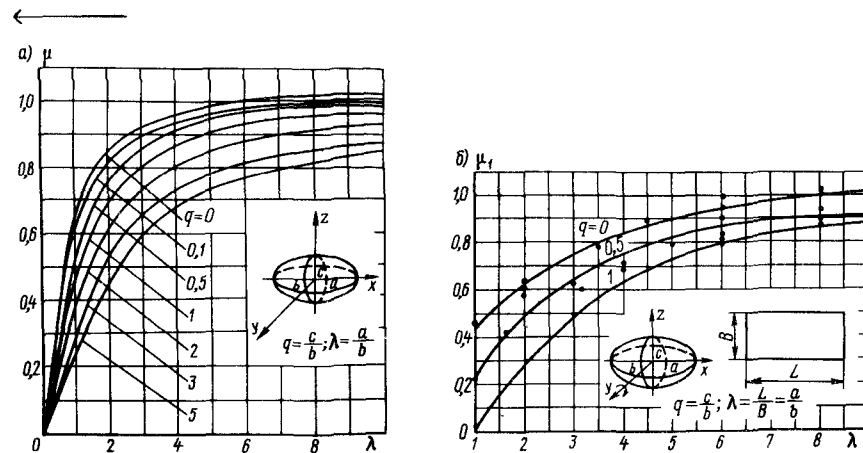


Рис. 3.2. Графики для определения поправок на пространственность обтекания: а – при поступательном движении; б – при вращательном движении тела; — расчет по эллипсоидам; • – данные эксперимента для пластины

где  $\lambda_{22}^*$ ,  $\lambda_{33}^*$ ,  $\lambda_{44}^*$ ,  $\lambda_{24}^*$  — присоединенные массы для отдельных шпангоутных сечений по длине судна;  $\mu(\lambda)$ ,  $\mu_1(\lambda)$  — поправки на продольное растекание воды при поступательном движении тела и при его вращении соответственно, которые можно определять из рис. 3.2 при  $\lambda = L/(2T)$  и  $\lambda = L/B$  [33].

Чем меньше удлинение тела, тем большую погрешность может дать при определении присоединенных масс метод плоских сечений.

Применяя этот метод, Ю. В. Ремез получил следующие выражения для обобщенных присоединенных масс корпуса судна [48]:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{22}^0 &= \lambda_{022} \frac{\rho \pi T^2 L}{2}; \quad \lambda_{33}^0 = \lambda_{033} \frac{\rho \pi B^2 L}{4} \frac{\alpha}{1+\alpha}; \\ \lambda_{24}^0 &= \lambda_{024} \rho \pi T L \frac{1}{1-[B/(2T)]^2} \left[ 1 - \left( \frac{B}{2T} \right)^2 \frac{2\alpha^2}{1+\alpha} \right]; \\ \lambda_{44}^0 &= \lambda_{044} \rho \pi T^4 L \frac{1}{\left\{ 1-[B/(2T)]^2 \right\}^2} \left[ \left( \frac{B}{2T} \right)^4 - \right. \\ &\quad \left. - \left( \frac{B}{2T} \right)^2 \frac{4\alpha^2}{1+\alpha} + \frac{24\alpha^4}{(1+\alpha)(1+2\alpha)(1+3\alpha)} \right]; \\ \lambda_{55}^0 &= \lambda_{033} \frac{\rho \pi B^2 L^3}{48} \frac{\alpha^2}{(3-\alpha)(3-2\alpha)}; \\ \lambda_{66}^0 &= \lambda_{022} \frac{\rho \pi T^2}{24} L^3, \end{aligned} \right\} (3.3)$$

в которых  $\lambda_{0ik}$  — безразмерные коэффициенты, определяемые для миделевого шпангоута судна по формулам

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{022} &= \frac{(1+a_1)^2 + 3a_3^2}{(1+a_1+a_3)^2}; \quad \lambda_{033} = \frac{(1-a_1)^2 + 3a_3^2}{(1+a_1+a_3)^2}; \\ \lambda_{044} &= \frac{a_1^2(1+a_3)^2 + 2a_3^2}{(1+a_1+a_3)^2}; \quad \lambda_{024} = \frac{4}{\pi(1+a_1+a_3)^3} \times \\ &\quad \times \left\{ \frac{1}{3} a_1(1+a_1)(1+a_3) - a_3 \left[ \frac{2}{15}(1+a_1) - \frac{3}{5} a_1(1+a_3) - \frac{6}{7} a_3 \right] \right\}, \end{aligned} \right\} (3.4)$$

где  $a_1$  и  $a_3$  — параметры, определяемые в зависимости от  $2T/B$  и  $\beta_M$  (табл. 3.1).

Таблица 3.1. Значения коэффициентов  $a_1$  (числитель) и  $a_3$  (знаменатель) для контуров формы Льюиса

$\frac{2T}{B}$	Коэффициент полноты $\beta_M$						
	0,5	0,6	0,7	$\pi/4$	0,8	0,9	1,0
0,2	-0,735	-0,711	-0,687	-0,667	-0,663	-0,639	-0,616
	0,102	0,066	0,030	0	-0,005	-0,041	-0,076
0,4	-0,492	-0,470	-0,448	-0,428	-0,425	-0,402	-0,380
	0,150	0,097	0,044	0	-0,080	-0,060	-0,113
0,6	-0,294	-0,278	-0,263	-0,250	-0,248	-0,233	-0,218
	0,174	0,112	0,051	0	-0,009	-0,069	-0,129
0,8	-0,132	-0,124	-0,117	-0,111	-0,110	-0,103	-0,095
	0,184	0,118	0,054	0	-0,009	-0,073	-0,138
1,0	0	0	0	0	0	0	0
	0,186	0,119	0,055	0	-0,009	-0,074	-0,141
1,2	0,108	0,102	0,096	0,091	0,090	0,084	0,078
	0,184	0,118	0,054	0	-0,009	-0,073	-0,139
1,4	0,197	0,186	0,176	0,167	0,165	0,155	0,144
	0,181	0,116	0,053	0	-0,009	-0,071	-0,136
1,6	0,272	0,257	0,243	0,231	0,229	0,215	0,200
	0,176	0,113	0,052	0	-0,009	-0,069	-0,132
1,8	0,334	0,317	0,300	0,286	0,283	0,266	0,249
	0,170	0,110	0,050	0	-0,009	-0,067	-0,128
2,0	0,388	0,369	0,345	0,333	0,330	0,312	0,292
	0,164	0,106	0,048	0	-0,008	-0,065	-0,124
3,0	0,569	0,544	0,520	0,500	0,496	0,472	0,448
	0,138	0,089	0,041	0	-0,007	-0,055	-0,104
4,0	0,670	0,646	0,621	0,600	0,596	0,572	0,547
	0,118	0,076	0,035	0	-0,006	-0,047	-0,088
5,0	0,734	0,710	0,687	0,666	0,664	0,640	0,616
	0,102	0,066	0,030	0	-0,005	-0,040	-0,076

Коэффициенты  $\lambda_{0ik}$  определены Ю. В. Ремезом в системе координат  $O_2 x_2 y_2 z_2$ , начало которой размещено в плоскости начальной ватерлинии. В случае перехода к системе координат  $Gxuz$ , начало которой располагается в ЦТ судна, можно воспользоваться такими формулами:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{11} &= \lambda_{11}^0; \quad \lambda_{22} = \lambda_{22}^0; \quad \lambda_{33} = \lambda_{33}^0; \quad \lambda_{44} = \lambda_{44}^0 + z_{g0} \lambda_{22}^0 + 2z_{g1} \lambda_{24}^0; \\ \lambda_{55} &= \lambda_{55}^0 + z_{g0} \lambda_{11}^0 + x_{g1} \lambda_{33}^0; \quad \lambda_{66} = \lambda_{66}^0 + x_{g1} \lambda_{22}^0; \\ \lambda_{24} &= \lambda_{24}^0 + z_{g1} \lambda_{22}^0; \quad \lambda_{26} = \lambda_{26}^0 - x_{g1} \lambda_{22}^0. \end{aligned} \right\} (3.5)$$

Обобщенные присоединенные массы для корпуса судна, имеющего параболические обводы, могут быть найдены по формулам М. Д. Хаскина [33].

**Экспериментальные методы.** Присоединенные массы судна могут быть определены также экспериментальными методами: электрогидродинамической (ЭГДА) или магнитогидродинамической (МАГДА) аналогии, вибрационным методом. Они могут быть найдены и на основании обработки данных натурального эксперимента или результатов испытаний крупномасштабных самоходных моделей судов на управляемость в опытовом бассейне.

Применение метода ЭГДА основано на математической тождественности картины обтекания тела произвольной формы потоком безграничной идеальной жидкости и распределения электрического потенциала в однородной токопроводящей среде, если в нее поместить тело такой же формы, выполненное из диэлектрика. Математически тождественны и граничные условия на поверхности тела в однородной токопроводящей среде и в потенциальном потоке жидкости. Поэтому для определения присоединенных масс методом ЭГДА измеряют электрический потенциал в токопроводящей среде, эквивалентной по своей структуре потоку жидкости. На аналогии структур потенциального потока жидкости и магнитного потока в однородном магнитном поле основан и метод МАГДА. Практическая методика использования методов ЭГДА и МАГДА при решении гидродинамических задач создана Г. А. Рязановым [51].

По результатам экспериментов на вибрационной установке В. Г. Павленко предложил следующие аппроксимационные формулы для расчета коэффициентов обобщенных присоединенных масс  $p_{11}$ ,  $p_{22}$  и  $p_{66}$  при движении судна на мелководном фарватере с относительной глубиной фарватера  $H_{\Phi}/T$ :

$$\left. \begin{aligned} p_{11} &= \frac{B}{L} \left\{ \frac{2T}{B} \left[ 0,18 + 2,88 \left( \frac{B}{L} \right)^2 \right] \left[ 1 - 1,4 \left( \frac{T}{H_{\Phi}} \right)^{3/2} \right] + \right. \\ &+ 1,06 \left. \left( \frac{T}{H_{\Phi}} \right)^{1,5} \right\} (0,624 + 0,72 \delta); \\ p_{22} &= 3,76 \frac{T}{B} \frac{6(1 - \alpha \sigma_d)}{\alpha(1 + \sigma_d)(2 - \alpha - \sigma_d)} + \frac{0,27 \sigma_d}{1 + 2,35 \frac{T}{B}} \times \\ &\times \frac{T/H_{\Phi}}{1 - (3,11 T/H_{\Phi}) + 3,77 (T/H_{\Phi})^2 - 1,66 (T/H_{\Phi})^3}; \end{aligned} \right\} (3.6)$$

$$\left. \begin{aligned} p_{66} &= 1,68 \frac{T}{B} \frac{1}{1 + \left( \frac{B}{L} \right)^2} \frac{2\sigma_d(9 - 6\alpha - 6\sigma_d + 4\alpha\sigma_d)}{\alpha(6 - 5\alpha - 5\sigma_d + 4\alpha\sigma_d)} \times \\ &\times \frac{(3 - 2\alpha - 2\sigma_d + \alpha\sigma_d^2)}{0,223 \sigma_d^2} \times \\ &\times (9 - 9\sigma_d + 2\sigma_d^2) \frac{1 + 3,68 \frac{T}{B} - 2,27 \left( \frac{T}{B} \right)^2}{T/H_{\Phi}} \times \\ &\times \frac{1 - 2,9 \frac{T}{H_{\Phi}} + 3,37 \left( \frac{T}{H_{\Phi}} \right)^2 - 1,47 \left( \frac{T}{H_{\Phi}} \right)^3}{T/H_{\Phi}} \end{aligned} \right\}$$

Формулы (3.6) справедливы при  $0,1 \leq T/B \leq 0,5$ ;  $B/L \leq 0,25$ ;  $T/H_{\Phi} \leq 0,8$ ;  $0,5 \leq \delta \leq 0,92$ . При  $T/H_{\Phi} \leq 0,3$  влиянием мелководья на значения присоединенных масс можно пренебречь.

Согласно методу расчета присоединенных масс толкаемых составов, предложенному О. И. Гордеевым, их находят в форме произведения сумм присоединенных масс, входящих в состав  $n_c$  судов и определенных для них как для изолированных судов, на инерционные коэффициенты счала  $f_{ik}$ :

$$\lambda_{ik} = f_{ik} \sum_{s=1}^{n_c} \lambda_{iks}. \quad (3.7)$$

С помощью коэффициентов  $f_{ik}$  учитывается гидродинамическое взаимодействие судов в составе. Их значения различны и зависят от числа барж в составе и способа формирования состава. Значения коэффициентов  $f_{11}$  для однониточных и двухниточных составов следующие:

Однониточные составы		Двухниточные составы	
T+1	0,90	T+2	1,49
T+1+1	0,74	T+2+2	1,25
T+1+1+1	0,61	T+2+2+2	1,14

Для определения коэффициентов присоединенных масс  $p_{22}$ ,  $p_{26}$  и  $p_{66}$  представим толкаемый состав сформированным из  $p_s$  пыжевых секций. Присоединенные массы каждой пыжевой секции, составленной из  $m_s$  однотипных и одинаково нагруженных барж, найдем по формулам

$$\lambda_{22} = j_{22} \sum_{s=1}^{m_s} \lambda_{22s}; \quad \lambda_{26} = 0; \quad \lambda_{66} = j_{66} \sum_{s=1}^{m_s} \lambda_{66s}. \quad (3.8)$$

Инерционные коэффициенты счала  $f_{ik}$  для секции из двух счаленных бортами судов рекомендуется принимать равными:  $j_{22} = 0,84$ ,  $j_{66} = 0,87$ , а для секции из трех судов —  $j_{22} = 0,71$ ,  $j_{66} = 0,75$ .

Пренебрегая гидродинамическим взаимодействием между секциями и учитывая относительную малость присоединенной массы  $\lambda_{11}$  для каждого из судов, входящих в толкаемый состав, для толкаемого состава из  $p_s$  секций по длине В. Г. Павленко рекомендует следующие расчетные формулы для  $\lambda_{22}$ ,  $\lambda_{26}$  и  $\lambda_{66}$ :

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{22} &= \sum_{s=1}^{p_s} \lambda_{22s} = \sum_{s=1}^{p_s} j_{22s} \left( \sum_{i=1}^m \lambda_{22i} \right)_s; \\ \lambda_{26} &= \sum_{s=0}^{p_s} \lambda_{22s} x_s = \sum_{s=1}^{p_s} j_{22s} \left( \sum_{i=1}^m \lambda_{22i} \right)_s x_s; \\ \lambda_{66} &= \sum_{s=1}^{p_s} \lambda_{66s} + \sum_{s=1}^{p_s} \lambda_{22s} x_s^2 = \sum_{s=1}^{p_s} j_{66s} \left( \sum_{i=1}^m \lambda_{66i} \right)_s + \\ &+ \sum_{s=1}^{p_s} j_{22s} \left( \sum_{i=1}^m \lambda_{22i} \right)_s x_s^2, \end{aligned} \right\} (3.9)$$

где  $x_s$  — абсцисса ЦТ  $s$ -й секции, если начало координат помещено в ЦТ всего состава.

**Влияние свободной поверхности, ускорения и вязкости воды на присоединенные массы.** Если дублированный корпус судна движется в идеальной жидкости, коэффициенты присоединенных масс  $p_{ij}$  постоянны и зависят только от характеристик корпуса судна. Влияние свободной поверхности воды, ускорения и вязкости на присоединенные массы не учитывалось. Между тем они могут оказывать заметное влияние. Покажем особенности этого влияния на простейшем примере неустановившегося движения судна на прямом курсе вдоль оси  $Gx$ . Уравнение такого движения судна можно получить из уравнений (2.50), если в них положить  $v_x = v$ ;  $\beta = \omega_z = 0$ ;  $N_x = z_B T_B - X_{K0}$  ( $z_B$  — количество винтов, работающих на одинаковом режиме;  $T_B$  — полезная тяга одного гребного винта;  $X_{K0}$  — сопротивление воды движению на прямом курсе):

$$(m + \lambda_{11}) \frac{dv}{dt} = z_B T_B - X_{K0}. \quad (3.10)$$

Значение  $\lambda_{11}$  можно определить экспериментально, если оценить изменение скорости крупномасштабной самоходной модели при приложении к ней постоянной силы тяги  $P = z_B T_B$ . Поскольку в начальный момент движения судна сопротивление  $X_{K0}$  равно нулю, из уравнения (3.10) следует, что

$$\lambda_{11} = P \left( \frac{dv}{dt} \right)^{-1} - m.$$

Полученные таким образом значения  $\lambda_{11}$  оказываются несколько больше значений, рассчитанных теоретическим путем для случая движения дублированного корпуса судна в идеальной жидкости, и зависят от числа Фруда [58]. Данный факт связан с тем, что при неустановившемся движении судна на прямом курсе сила сопротивления существенно зависит не только от скорости, но и от закона изменения во времени ускорения судна, а при движении с постоянным ускорением — от его значения и знака. Это объясняется тем, что структура пограничного слоя при неустановившемся движении судна изменяется по сравнению со структурой пограничного слоя при установившемся движении, а вместе с ней изменяется и вязкостное сопротивление.

Обозначим дополнительное вязкостное сопротивление, вызванное влиянием ускорения, через  $\Delta X_{vH}$ . Из теории волнового сопротивления известно, что при неустановившемся движении дополнительное волновое сопротивление  $\Delta X_{wH}$  может составлять от 0 до 150% волнового сопротивления при движении с постоянной скоростью и может быть как положительным, так и отрицательным. Тогда, объединяя  $\Delta X_{vH}$  и  $\Delta X_{wH}$  с инерционной силой, определяемой через присоединенную массу  $\lambda_{11}$ , уравнение движения судна (3.10) можно записать в следующем виде:

$$m (1 + p_{11H}) \frac{dv}{dt} = z_B T_B - X_{K0},$$

где

$$p_{11H} = \frac{\lambda_{11} + (\Delta X_{vH} + \Delta X_{wH}) \left( \frac{dv}{dt} \right)^{-1}}{m}$$

— приведенный коэффициент присоединенной массы.

Средняя зависимость коэффициента  $p_{11H}$  от числа Фруда  $Fr$  и относительной длины судна  $\psi_c = L/V^{1/3}$  по данным натурных и модельных инерционных испытаний на глубокой воде может быть записана так [58]:

$$p_{11H} = (0,01 + 0,1 Fr) + (-0,0388 + 0,1 Fr) (\psi_c - 10) + (-0,0131 + 0,0563 Fr) (\psi_c - 10)^2. \quad (3.11)$$

Еще более заметные расхождения возникают при сложных маневрах судна. Обратимся к системе дифференциальных уравнений движения судна в горизонтальной плоскости (2.50). Ее рассмотрение показывает, что, если все остальные величины, входящие в уравнения этой системы, известны и могут быть определены из натурных и крупномасштабных модельных испытаний как функции времени, данная система представляет собой систему трех линейных алгебраических уравнений относительно присоединенных масс  $\lambda_{11}$ ,  $\lambda_{22}$  и  $\lambda_{66}$ . Их значения будут зависеть не только от ускорения  $dv_x/dt$ , но и от ускорений  $dv_y/dt$  и  $d\omega_z/dt$ ,

каждое из которых будет оказывать влияние как на вязкостное, так и на волновое сопротивление судна и изменять приведенные коэффициенты присоединенных масс при неустановившемся движении судна  $P_{11н}, P_{22н}, P_{66н}$ , расчетные методы определения которых для рассматриваемого случая горизонтального движения судна еще не созданы.

Из гидромеханики [19] известно, что условия движения судна при наличии свободной поверхности отличаются от условий такого же движения судна в неограниченной жидкости. При неустановившемся движении судна вблизи ее свободной поверхности, если вихри отсутствуют, гидродинамические силы, действующие на корпус судна, состоят из сил инерционной природы, обусловленных инерцией окружающей жидкости, и сил волновой природы, связанных с тем, что тело при своем движении (в том числе и колебательном) образует волны. Поэтому гидродинамические силы этой категории называют *инерционно-демпфирующими*. Инерционно-демпфирующие силы зависят как от весомости жидкости, так и от ее вязкости. Составляющие этих сил, определяющиеся весомостью жидкости, обычно находят теоретическими методами. Влияние вязкости учитывается, как правило, по результатам эксперимента.

### 3.2. Теоретические методы расчета гидродинамических сил

**Гидродинамические силы, действующие на корпус судна.** Рассмотрим первоначально движение судна в горизонтальной плоскости, параллельной свободной поверхности воды, со скоростью  $v$ , углом дрейфа  $\beta$  и угловой скоростью  $\omega_z$  (рис. 3.3). В этом случае главный вектор вязкостных гидродинамических сил, действующих на корпус судна,  $\vec{R}_K$  может быть разложен на составляющие двумя способами:

– на силу сопротивления  $W_K$ , которая направлена в сторону, противоположную направлению скорости движения ЦТ судна  $v$ , и силу дрейфа  $A_K$ , ей перпендикулярную;

– на продольную  $X_K$  и поперечную  $Y_K$  составляющие по направлениям с  $Gx$  и  $Gy$  связанной с судном системы координат  $Gxuz$ .

Гидродинамические силы создают момент  $M_K$  относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ судна  $G$ .

В соответствии с законами гидродинамического подобия силы  $A_K$  и  $W_K$  или  $X_K$  и  $Y_K$ , а также момент  $M_K$  могут быть представлены через соответствующие им безразмерные коэффициенты  $K_a$  и  $K_w$ ,  $K_x$ ,  $K_y$  и  $K_m$ :

$$\left. \begin{aligned} A_K &= K_a \frac{\rho}{2} S_d v^2; & W_K &= K_w \frac{\rho}{2} S_d v^2; & X_K &= K_x \frac{\rho}{2} S_d v^2; \\ Y_K &= K_y \frac{\rho}{2} S_d v^2; & M_K &= K_m \frac{\rho}{2} S_d L v^2. \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

Здесь  $S_d$  – площадь погруженного в воду диаметрального батокса судна, определяемая по формуле

$$S_d = \sigma_d L T, \quad (3.13)$$

где  $\sigma_d$  – коэффициент полноты площади  $S_d$ .

Между безразмерными коэффициентами силы сопротивления  $K_w$ , силы дрейфа  $K_a$ , продольной  $K_x$  и поперечной  $K_y$ , гидродинамических сил, действующих на корпус судна, имеют место следующие зависимости:

$$K_x = K_w \cos \beta - K_a \sin \beta; \quad K_y = K_w \sin \beta + K_a \cos \beta. \quad (3.14)$$

С другой стороны,

$$K_w = K_x \cos \beta + K_y \sin \beta; \quad K_a = K_y \cos \beta - K_x \sin \beta. \quad (3.15)$$

В настоящее время в теории управляемости судов, как правило, используют разложение вязкостных гидродинамических сил, действующих на корпус судна при его криволинейном движении, на связанные оси  $Gx$  и  $Gy$ . Соответствующие безразмерные коэффициенты разложения  $K_x$ ,  $K_y$  и  $K_m$  определяют теоретическим и экспериментальным путями.

**Циркуляционно-отрывная теория.** Один из теоретических методов расчета гидродинамических характеристик судна при криволинейном движении основан на циркуляционно-отрывной теории, которая была предложена К. К. Федяевским и получила дальнейшее развитие в работах Г. В. Соболева, посвященных решению задач управляемости судна.

Согласно этой теории подъемная сила и гидродинамический момент при обтекании потоком жидкости продолговатого тела под углом, называемым *углом атаки*, состоят из двух компонентов: компонента,

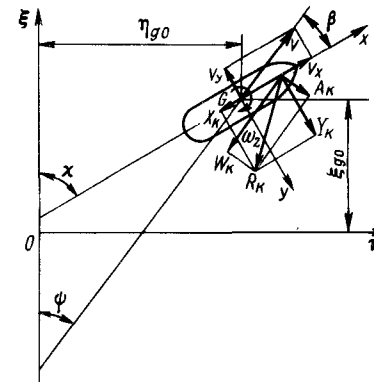


Рис. 3.3. Гидромеханические силы, действующие на корпус судна

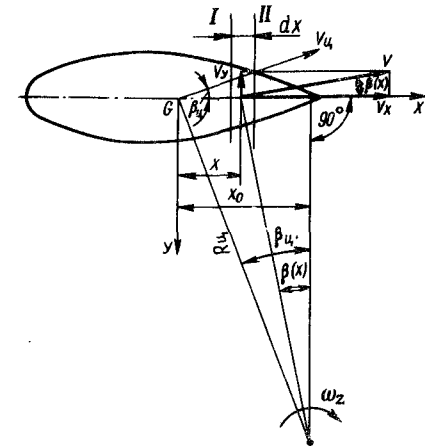


Рис. 3.4. Установившееся криволинейное движение судна

линейно зависящего от угла атаки и обусловленного циркуляционным обтеканием этого тела, и нелинейного компонента, обусловленного отрывным поперечным обтеканием тела. Циркуляционные компоненты определяют на основе решения линейной задачи теории крыла, а отрывные – на базе метода плоских сечений с использованием экспериментальных данных о сопротивлении дублированных относительно ватерлиний шпангоутных контуров.

При анализе силового воздействия жидкости на корпус судна, совершающий установившееся криволинейное движение в плоскости ватерлинии (рис. 3.4), пренебрегают влиянием волнообразования на свободной поверхности воды, т. е. рассматривают движение при малых числах Фруда. Это пренебрежение позволяет считать свободную поверхность гидродинамическим экраном и рассматривать движение дублированного относительно ватерлинии корпуса судна в безграничной идеальной жидкости.

Инерционное воздействие жидкости определяют в соответствии с уравнениями управляемости судна (2.50). Для установившегося криволинейного движения, когда  $d\omega_z/dt = d\beta/dt = 0$ , на дублированном теле со стороны жидкости будет действовать поперечная сила

$$Y_{к.ин} = -\lambda_{11} v_{ц} \omega_{zц} \quad (3.16)$$

и горизонтальный момент

$$M_{з.ин} = \frac{1}{2} (\lambda_{22} - \lambda_{11}) v_{ц}^2 \sin 2\beta_{ц} - \lambda_{26} \omega_z v_{ц} \cos \beta_{ц}, \quad (3.17)$$

где  $v_{ц}$ ,  $\beta_{ц}$  – соответственно скорость и угол дрейфа ЦТ судна. Гидродинамическая реакция в этом случае состоит из продольной составляющей центробежной силы присоединенной массы. Момент рыскания для установившегося поступательного движения с углом дрейфа  $\beta_{ц}$  определяется по формуле Мунка:

$$M_{з.ин} = (\lambda_{22} - \lambda_{11}) \frac{v_{ц}^2}{2} \sin 2\beta_{ц}. \quad (3.18)$$

Найдем распределение поперечной инерционной нагрузки по длине корпуса судна, совершающего установившуюся циркуляцию с параметрами  $v_{ц}$ ,  $\beta_{ц}$  и  $\omega_{zц}$ , на основе гипотезы плоских сечений. Согласно этой гипотезе обтекание в каждом шпангоутном сечении определяется движением только этого сечения вне зависимости от соседних.

Рассмотрим движение жидкости в объеме, выделенном в пространстве двумя закрепленными контрольными плоскостями I–II (см. рис. 3.4), расстояние между которыми  $dx$ . Пусть в некоторый момент времени эти плоскости перпендикулярны ДП судна и находятся на расстоянии  $x$  от начала координат.

В соответствии с теоремой импульсов гидродинамическая реакция  $dY_{к}$ , действующая на элемент корпуса, будет равна производной по времени от количества движения жидкости в рассматриваемом объеме, взятой со знаком минус:

$$dY_{к} = - \frac{d}{dt} [ dm v_y(x) ],$$

где  $v_y(x)$  – поперечная составляющая скорости возмущенного движения жидкости;  $dm = \lambda_y(x) dx$  [  $\lambda_y(x)$  – присоединенная масса жидкости при поперечном движении цилиндрического тела единичной длины с поперечным сечением, представляющим собой дублированный шпангоут ]. Тогда

$$dY_{к} = - \frac{d}{dt} [ \lambda_y(x) v_y(x) dx ] = - \frac{dx}{dt} \frac{d}{dx} [ \lambda_y(x) v_y(x) ] dx.$$

Так как  $dx/dt = -v_x = -v_{ц} \cos \beta(x)$  [  $\beta(x)$  – местный угол дрейфа ] и при малых углах дрейфа  $\beta_{ц}$   $v_y(x) = -v_{ц} \sin \beta(x) = -v_{ц} \beta(x)$ ,

$$dY_{к} = - v_{ц}^2 \frac{d}{dx} [ \lambda_y(x) \beta(x) ] dx. \quad (3.19)$$

Выразим местный угол дрейфа  $\beta(x)$  через параметры  $\beta_{ц}$ ,  $\omega_{zц}$  и  $v_{ц}$ . Для этого опустим перпендикуляр из центра поворота на ДП судна (см. рис. 3.4) и обозначим абсциссу точки  $O$ , именуемой полюсом поворота, через  $x_0$ . Легко установить, что  $\tan \beta(x) = (x_0 - x)/(R_{ц} \cos \beta_{ц})$ , где  $R_{ц}$  – радиус циркуляции ЦТ судна. Поскольку

$$x_0/R_{ц} \cos \beta_{ц} = \tan \beta_{ц}, \quad R_{ц} = v_{ц}/\omega_{zц}, \quad \text{то}$$

$$\tan \beta(x) = \tan \beta_{ц} - x \omega_{zц}/v_{ц}. \quad (3.20)$$

При малых углах дрейфа

$$\beta(x) = \beta_{ц} - x \omega_{zц}/v_{ц}, \quad (3.21)$$

Тогда, сравнивая равенства (3.19) и (3.21), находим

$$dY_{к} = - v_{ц}^2 \frac{d}{dx} [ \lambda_y(x) (\beta_{ц} - \frac{x \omega_{zц}}{v_{ц}}) ] dx.$$

Погонная поперечная нагрузка  $\gamma(x) = dY_{к}/dx$  будет равна

$$\gamma(x) = - v_{ц}^2 \frac{d}{dx} [ \lambda_y(x) \beta(x) ] = - v_{ц}^2 \frac{d}{dx} [ \lambda_y(x) (\beta_{ц} - \frac{x \omega_{zц}}{v_{ц}}) ]. \quad (3.22)$$



Гидродинамическую поперечную силу и момент рыскания получают в результате интегрирования погонной поперечной нагрузки  $\gamma(x)$ , определяемой равенством (3.22), по длине корпуса судна:

$$Y_K = \int_L \gamma(x) dx; \quad M_K = \int_L \gamma(x) x dx. \quad (3.23)$$

Учитывая равенство (3.22) и принимая во внимание, что  $\lambda_y(0,5L) = \lambda_y(-0,5L) = 0$ ,

$$Y_K = -v_{ц}^2 \int_{-0,5L}^{0,5L} d \left[ \lambda_y(x) \left( \beta_{ц} - \frac{x\omega_{zц}}{v_{ц}} \right) \right] =$$

$$= -v_{ц}^2 \left[ \lambda_y(x) \left( \beta_{ц} - \frac{x\omega_{zц}}{v_{ц}} \right) \right]_{-0,5L}^{0,5L}; \quad (3.24)$$

$$M_K = -v_{ц}^2 \int_{-0,5L}^{0,5L} x d \left[ \lambda_y(x) \left( \beta_{ц} - \frac{x\omega_{zц}}{v_{ц}} \right) \right] =$$

$$= -\beta_{ц} v_{ц}^2 \int_{-0,5L}^{0,5L} \lambda_y(x) dx + v_{ц} \omega_{zц} \int_{-0,5L}^{0,5L} x \lambda_y(x) dx. \quad (3.25)$$

Для приближенного учета влияния вязкости при расчете гидродинамических характеристик дублированного корпуса в соответствии с теорией Джонса принимают, что за наиболее широкой частью дублированного корпуса поперечная нагрузка отсутствует. Тогда согласно равенствам (3.24) и (3.25)

$$Y_K = -v_{ц}^2 \int_{x_M}^{0,5L} d \left[ \lambda_y(x) \left( \beta_{ц} - \frac{x\omega_{zц}}{v_{ц}} \right) \right]; \quad (3.26)$$

$$M_K = -v_{ц}^2 \int_{x_M}^{0,5L} x d \left[ \lambda_y(x) \left( \beta_{ц} - \frac{x\omega_{zц}}{v_{ц}} \right) \right]. \quad (3.27)$$

Подставляя в равенства (3.26) и (3.27) величину

$$\lambda_y(x) = k(x) \rho \pi T^2(x), \quad (3.28)$$

где  $k(x)$  — поправочный коэффициент;  $T(x)$  — осадка для рассматриваемого шпангоута, получаем

$$Y_K = -\pi \rho v_{ц}^2 \int_{x_M}^{0,5L} d \left[ k(x) T^2(x) \left( \beta_{ц} - \frac{x\omega_{zц}}{v_{ц}} \right) \right] =$$

$$= \beta_{ц} \left\{ -\pi \rho v_{ц}^2 \int_{x_M}^{0,5L} d [k(x) T^2(x)] \right\} +$$

$$+ \frac{\omega_{zц} L}{v_{ц}} \left\{ -\pi \rho v_{ц}^2 \int_{x_M}^{0,5L} d \left[ k(x) T^2(x) \frac{x}{L} \right] \right\}; \quad (3.29)$$

$$M_K = -\pi \rho v_{ц}^2 \int_{x_M}^{0,5L} x d \left[ k(x) T^2(x) \left( \beta_{ц} - \frac{x\omega_{zц}}{v_{ц}} \right) \right] =$$

$$= \beta_{ц} \left\{ -\pi \rho v_{ц}^2 \int_{x_M}^{0,5L} x d [k(x) T^2(x)] \right\} +$$

$$+ \frac{\omega_{zц} L}{v_{ц}} \left\{ -\pi \rho v_{ц}^2 \int_{x_M}^{0,5L} x d \left[ k(x) T^2(x) \frac{x}{L} \right] \right\}. \quad (3.30)$$

Принимая во внимание, что погруженная в воду площадь диаметрального ботокса дублированного судна равна  $2S_d$  и используя формулы (3.12), определим безразмерные коэффициенты поперечной силы  $K_y$  и момента  $K_m$  по следующим формулам:

$$K_y = Y_K / (\rho S_d v_{ц}^2); \quad K_m = 2M_K / (\rho S_d v_{ц}^2). \quad (3.31)$$

Представим линейные компоненты безразмерных гидродинамических характеристик в следующем виде:

$$K_y = k_{21} \beta_{ц} + k_{22} \bar{\omega}_{zц}, \quad k_m = k_{31} \beta_{ц} + k_{32} \bar{\omega}_{zц}, \quad (3.32)$$

где  $k_{21} = K_y^\beta$ ,  $k_{31} = K_m^\beta$  — позиционные производные гидродинамических характеристик;  $k_{22} = K_y^{\bar{\omega}_z}$ ,  $k_{32} = K_m^{\bar{\omega}_z}$  — вращательные производные гидродинамических характеристик;  $\bar{\omega}_z$  — безразмерная угловая скорость вращения судна  $\bar{\omega}_{zц} = \omega_{zц} L / v_{ц}$ .

Произведя интегрирование в равенствах (3.29) и (3.30), Г. В. Соболев получил следующие формулы для определения позиционных и вращательных производных гидродинамических характеристик корпуса судна:

$$k_{21} = v_\beta \pi \lambda_K / 2; \quad k_{22} = v_{\bar{\omega}_z} \pi \lambda_K / 4; \quad k_{31} = \mu_\beta \pi \lambda_K / 4; \quad k_{32} = -\mu_{\bar{\omega}_z} \pi \lambda_K / 8, \quad (3.33)$$

где  $\lambda_K = 2T/L$  – относительный размах дублированного корпуса судна;  $\nu_\beta, \nu_{\bar{\omega}_z}, \mu_\beta, \mu_{\bar{\omega}_z}$  – коэффициенты, учитывающие форму диаметрального батокса и телесность корпуса судна. Рекомендации по их определению приведены в книге [56]. Для прямоугольного тонкого крыла

$$k_{21} = \pi \lambda_K / 2; \quad k_{22} = k_{31} = \pi \lambda_K / 4; \quad k_{32} = -\pi \lambda_K / 8. \quad (3.34)$$

Основываясь на циркуляционно-отрывной теории, определим нелинейные компоненты гидродинамических характеристик на примере движения судна с углом дрейфа  $\beta_\psi$ .

Полагая, что отрывная поперечная гидродинамическая нагрузка зависит от поперечной скорости  $v \sin \beta_\psi$ , и обозначая местный коэффициент сопротивления дублированного шпангоута высотой  $2T(x)$  и длиной  $dx$  через  $C_d(x)$ , получаем добавку к поперечной силе, обусловленной сопротивлением:

$$Y_{\text{сопр}} = \frac{\rho}{2} \int_{-0,5L}^{0,5L} (v \sin \beta_\psi)^2 C_d(x) 2T(x) dx. \quad (3.35)$$

Соответствующий этой силе безразмерный коэффициент равен

$$n_{\text{сопр}} = \frac{2 Y_{\text{сопр}}}{\rho v^2 2LT} = \sin^2 \beta_\psi \int_{-0,5}^{0,5} C_d(\bar{x}) t(\bar{x}) d\bar{x}, \quad (3.36)$$

где  $t = T(x)/T$ ,  $\bar{x} = x/L$ . Безразмерная величина, определяемая интегралом выражения (3.36), соответствует некоторому приведенному коэффициенту сопротивления при обтекании судового корпуса в поперечном направлении:

$$k_{23} = \int_{-0,5}^{0,5} C_d(\bar{x}) t(\bar{x}) d\bar{x}. \quad (3.37)$$

Для малых углов дрейфа зависимости коэффициента поперечной силы  $K_y$  и коэффициента момента  $K_m$  от угла дрейфа  $\beta_0$  будут иметь такой вид:

$$K_y = k_{21} \beta_\psi + k_{23} \beta_\psi^2, \quad K_m = k_{31} \beta_\psi + k_{33} \beta_\psi^2, \quad (3.38)$$

где

$$k_{23} = \int_{-0,5L}^{0,5L} C_d(\bar{x}) t(\bar{x}) x d\bar{x} \quad (3.39)$$

представляет собой приведенный коэффициент момента сопротивления обтеканию корпуса в поперечной плоскости.

Циркуляционно-отрывная теория позволяет получить выражения для нелинейных членов коэффициентов  $K_y$  и  $K_m$  в случае криволинейного движения с углом дрейфа

ного движения с углом дрейфа  $\beta_\psi$  и безразмерной угловой скоростью  $\bar{\omega}_{z\psi}$ . Особенностью кинематики этого движения является наличие точки  $O$  (см. рис. 3.4) с нулевым углом дрейфа – полюса поворота, координата которой

$$\bar{x}_0 = \beta_\psi R_\psi / L = \beta_\psi / \bar{\omega}_{z\psi}. \quad (3.40)$$

В этом случае элементарная сила сопротивления при поперечном обтекании цилиндрического тела с основанием, представляющим дублированный относительно ватерлинии цпангоутный контур, и высотой  $dx$  равна

$$dY_{\text{сопр}} = \frac{1}{2} C_d(x) \rho v_y^2 2T(x) dx, \quad (3.41)$$

где

$$v_y(\bar{x}) \cong v_\psi \beta(x) = v_\psi (\beta_\psi - \bar{\omega}_{z\psi} \bar{x}) = v_\psi \bar{\omega}_{z\psi} (\bar{x}_0 - \bar{x}) \quad (3.42)$$

– местная поперечная скорость. С учетом перемены знака  $v_y$  в точке  $\bar{x}_0$  выражения для силы сопротивления  $Y_{\text{сопр}}$  и момента сопротивления  $M_{\text{сопр}}$  поперечному обтеканию на циркуляции будут иметь вид

$$Y_{\text{сопр}} = \frac{\rho}{2} v_\psi^2 \bar{\omega}_{z\psi}^2 L \left[ \int_{-0,5}^{\bar{x}_0} (\bar{x}_0 - \bar{x})^2 C_d(\bar{x}) 2T(\bar{x}) d\bar{x} - \int_{-\bar{x}_0}^{-0,5} (\bar{x}_0 - \bar{x})^2 C_d(\bar{x}) 2T(\bar{x}) d\bar{x} \right]; \quad (3.43)$$

$$M_{\text{сопр}} = \frac{\rho}{2} v_\psi^2 \bar{\omega}_{z\psi}^2 L^2 \left[ \int_{-0,5}^{\bar{x}_0} (\bar{x}_0 - \bar{x})^2 C_d(\bar{x}) 2T(\bar{x}) \bar{x} d\bar{x} - \int_{-\bar{x}_0}^{-0,5} (\bar{x}_0 - \bar{x})^2 C_d(\bar{x}) 2T(\bar{x}) \bar{x} d\bar{x} \right]. \quad (3.44)$$

Тогда приведенные коэффициенты силы сопротивления  $K_{y\psi}$  и момента сопротивления  $K_{m\psi}$  поперечному обтеканию на циркуляции будут равны

$$\left. \begin{aligned} K_{y\psi} &= \frac{2 Y_{\text{сопр}}}{\rho v_\psi^2 2LT} = k_{23} \beta_\psi^2 + k_{24} \beta_\psi \bar{\omega}_{z\psi} + k_{25} \bar{\omega}_{z\psi}^2; \\ K_{m\psi} &= \frac{2 M_{\text{сопр}}}{\rho v_\psi^2 L^2 T} = k_{33} \beta_\psi^2 + k_{34} \beta_\psi \bar{\omega}_{z\psi} + k_{35} \bar{\omega}_{z\psi}^2, \end{aligned} \right\} \quad (3.45)$$

где

$$k_{23} = \left[ \int_{-0,5}^{\bar{x}_0} C_d(\bar{x}) t(\bar{x}) d\bar{x} - \int_{-\bar{x}_0}^{-0,5} C_d(\bar{x}) t(\bar{x}) d\bar{x} \right];$$

$$\left. \begin{aligned}
 k_{33} &= \left[ \int_{-0,5}^{\bar{x}_0} C_d(\bar{x}) t(\bar{x}) \bar{x} d\bar{x} - \int_{\bar{x}_0}^{x_0} C_d(\bar{x}) t(\bar{x}) \bar{x} d\bar{x} \right]; \\
 k_{25} &= \left[ \int_{-0,5}^{\bar{x}_0} C_d(\bar{x}) t(\bar{x}) \bar{x}^2 d\bar{x} - \int_{\bar{x}_0}^{0,5} C_d(\bar{x}) t(\bar{x}) \bar{x}^2 d\bar{x} \right]; \\
 k_{35} &= \left[ \int_{-0,5}^{\bar{x}_0} C_d(\bar{x}) t(\bar{x}) \bar{x}^3 d\bar{x} - \int_{\bar{x}_0}^{0,5} C_d(\bar{x}) t(\bar{x}) \bar{x}^3 d\bar{x} \right]; \\
 k_{24} &= -2k_{33}; \quad k_{34} = -2k_{25}.
 \end{aligned} \right\} \quad (3.46)$$

Таким образом, в соответствии с циркуляционно-отрывной теорией обтекания корпуса судна на циркуляции его безразмерные гидродинамические характеристики находят из выражений

$$\left. \begin{aligned}
 K_y &= k_{21} \beta_{\text{ц}} + k_{23} \beta_{\text{ц}}^2 + k_{24} \beta_{\text{ц}} \bar{\omega}_{z\text{ц}} + k_{25} \bar{\omega}_{z\text{ц}}^2; \\
 K_m &= k_{31} \beta_{\text{ц}} + k_{33} \beta_{\text{ц}}^2 + k_{34} \beta_{\text{ц}} \bar{\omega}_{z\text{ц}} + k_{35} \bar{\omega}_{z\text{ц}}^2.
 \end{aligned} \right\} \quad (3.47)$$

Поперечная сила и момент рыскания определяются формулами

$$Y_K = K_y (\rho/2) L T v^2; \quad M_K = K_m (\rho/2) L^2 T v^2. \quad (3.48)$$

**Использование вихревой теории.** Главным недостатком метода Соболева при определении линейных компонентов является использование предположения Джонса об отсутствии нагрузки за наиболее широкой частью корпуса судна. Это вызывает необходимость введения различного рода эмпирических поправок, учитывающих влияние формы кормовой оконечности на гидродинамические характеристики судового корпуса, которое, как показывают экспериментальные данные, может быть достаточно существенным. Это допущение значительно сужает возможности теоретического метода исследования гидродинамики судна при криволинейном движении.

В 1979 г. Н. Б. Слижевским была решена задача о несимметричном обтекании телесного крыла малого удлинения, имеющего форму дублированного относительно ватерлинии судового корпуса и совершающего криволинейное движение в плоскости ватерлинии в безграничной идеальной жидкости, и на ее базе создан практический метод расчета гидродинамических характеристик изолированного корпуса судна, а также комплекса корпус судна – гребные винты – рули с учетом гидродинамического взаимодействия элементов последнего. При разработке практического метода расчета была использована также циркуляционно-отрывная теория обтекания корпуса судна.

Для определения линейных (циркуляционных) составляющих гидродинамических сил и момента рыскания поверхность дублированной модели судового

корпуса заменяется вихревой поверхностью с переменной в продольном и поперечном направлениях напряженностью. Во времени напряженность считается величиной постоянной, поскольку рассматривается установившееся движение судна. Продольные вихри, сбегающие с каждой точки этой поверхности, ориентируются вдоль соответствующих ватерлиний. Полубесконечную пелену свободных вихрей, сходящих с кормовой кромки, в соответствии с линейной теорией крыла будем ориентировать вдоль ДП судна (рис. 3.5).

Зная напряженность вихревой поверхности и используя интеграл Коши – Лагранжа либо теорему Н. Е. Жуковского „в малом“, можно определить циркуляционные компоненты гидродинамических сил. В свою очередь, напряженность вихревой поверхности определится из интегродифференциального уравнения, являющегося математическим выражением условия непроницаемости в точках судовой поверхности.

Граничное условие непроницаемости в произвольной точке  $P(x_0, y_0, z_0)$  (см. рис. 3.5) поверхности  $S$  дублированной модели судна будет иметь вид

$$\vec{v} \vec{n}_0 + \vec{w} \vec{n}_0 = 0, \quad (3.49)$$

где  $\vec{v}$ ,  $\vec{w}$  – вектор скорости натекающего потока и вектор скорости, индуцируемой в точке  $P(x_0, y_0, z_0)$  вихревой системой дублированной модели, соответственно;  $\vec{n}_0$  – орт внешней нормали к поверхности  $S$  в той же точке.

Поскольку судно совершает движение в плоскости ватерлинии и проекции вектора скорости  $\vec{v}$  равны (для пологой циркуляции)

$$v_x = v_{\text{ц}} \cos \beta_{\text{ц}} \cong v_{\text{ц}}; \quad v_y = v_{\text{ц}} \sin \beta_{\text{ц}} \cong v_{\text{ц}} \beta_{\text{ц}}, \quad (3.50)$$

граничное условие (3.49) будет иметь вид

$$\begin{aligned}
 \bar{w}_x \cos(n_0, x) + \bar{w}_y \cos(n_0, y) + \bar{w}_z \cos(n_0, z) = \\
 = -(\beta_{\text{ц}} + 0,5 \bar{\omega}_{z\text{ц}} \xi_0) \cos(n_0, x) - \cos(n_0, x).
 \end{aligned} \quad (3.51)$$

Здесь  $\bar{w}_x = w_x/v_{\text{ц}}$ ,  $\bar{w}_y = w_y/v_{\text{ц}}$ ,  $\bar{w}_z = w_z/v_{\text{ц}}$  – относительные значения скоростей, индуцируемых вихревой системой корпуса судна;  $\xi_0 = x_0/(0,5L)$ ,  $\eta_0 = y_0/(0,5L)$ ,  $\zeta_0 = z_0/(0,5L)$  – относительные значения декартовых координат точки  $P(x_0, y_0, z_0)$ . Определяя  $w_x$ ,  $w_y$  и  $w_z$  по формулам Био-Савара, получаем следующее интегродифференциальное уравнение относительно плотности  $\bar{\gamma}(\xi, \varphi_1)$  вихревых особенностей, моделирующих дублированный корпус при криволинейном движении:

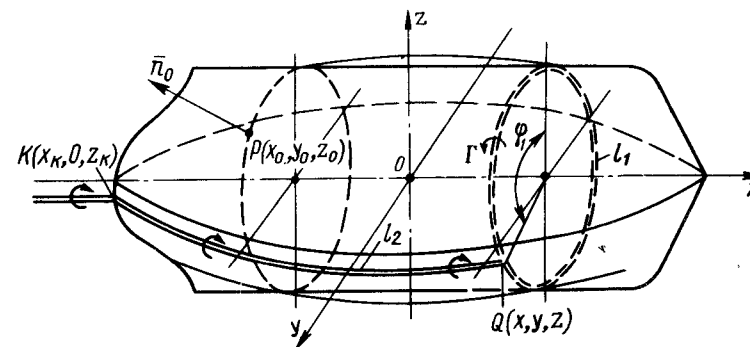


Рис. 3.5. Схема вихревой поверхности корпуса судна

$$\begin{aligned}
& \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} \bar{\gamma}(\bar{\xi}, \varphi_1) \left\{ \left[ \frac{d\bar{\eta}}{d\varphi_1} (\bar{\xi}_0 - \bar{\xi}) - \frac{d\bar{\xi}}{d\varphi_1} (\bar{\eta}_0 - \bar{\eta}) \right] \frac{d\bar{\eta}_0}{d\bar{\xi}_0} + \left[ \frac{d\bar{\xi}}{d\varphi_1} - \right. \right. \\
& \left. \left. - \left[ \frac{d\bar{\xi}}{d\varphi_1} - \frac{d\bar{\eta}}{d\varphi_1} \frac{d\bar{\eta}_0}{d\bar{\xi}_0} \right] (\bar{\xi}_0 - \bar{\xi}) \frac{d\varphi_1 d\bar{\xi}}{R^3} + \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} \frac{d\gamma(\bar{\xi}, \varphi)}{d\varphi_1} \times \right. \right. \\
& \left. \left. \times \int_{\xi}^1 \left\{ \frac{d\bar{\eta}}{d\bar{\xi}} \frac{d\bar{\eta}_0}{d\bar{\xi}_0} (\bar{\xi}_0 - \bar{\xi}) + \left[ (\bar{\eta}_0 - \bar{\eta}) - \frac{d\bar{\eta}}{d\bar{\xi}} (\bar{\xi}_0 - \bar{\xi}) \right] \frac{d\bar{\eta}_0}{d\bar{\xi}_0} - \right. \right. \\
& \left. \left. - (\bar{\xi}_0 - \bar{\xi}) \right\} \frac{d\bar{\xi} d\varphi_1 d\bar{\xi}}{R^3} + \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} \frac{d\gamma(\bar{\xi}_1, \varphi)}{d\varphi_1} \frac{\left[ \bar{\eta}_0 \frac{d\bar{\eta}_0}{d\bar{\xi}_0} - (\bar{\xi}_0 - \bar{\xi}) \right]}{[\bar{\eta}_0^2 + (\bar{\xi}_0 - \bar{\xi})^2]} \times \right. \\
& \left. \times \left[ 1 + \frac{(\bar{\xi}_0 - 1)}{\bar{R}_1} \right] d\varphi_1 d\bar{\xi} = -4\pi \left[ (\beta_0 + 0,5\omega_z \bar{\xi}_0) + \frac{d\bar{\eta}_0}{d\bar{\xi}_0} \right], \quad (3.52)
\end{aligned}$$

где  $\bar{\gamma} = \gamma/v_{\Pi}$  — относительная погонная (по длине судна) плотность вихревых особенностей;  $\bar{\xi}$ ,  $\bar{\eta}$ ,  $\bar{\xi}$  — относительные координаты точек, в которых расположены вихревые особенности;

$$\bar{R} = [(\bar{\xi}_0 - \bar{\xi})^2 + (\bar{\eta}_0 - \bar{\eta})^2 + (\bar{\xi}_0 - \bar{\xi})^2]^{1/2}; \quad \bar{R}_1 = [(\bar{\xi}_0 - 1)^2 + \bar{\eta}_0^2 + (\bar{\xi}_0 - \bar{\xi})^2]^{1/2} \quad (3.53)$$

В связи с отсутствием аналитических методов решения интегродифференциальных уравнений вида (3.52) Н. Б. Слижевским использован эффективный численный метод, широко используемый при расчете тонких крыльев конечного размаха и состоящий в замене непрерывно распределенных по поверхности крыла вихревых особенностей системой дискретных вихрей.

Для численного решения интегрального уравнения (3.52) относительно плотности вихревых особенностей, моделирующих телесное крыло, которое в рассматриваемом случае представляет собой дублированную модель судна, поступим следующим образом. Интервал интегрирования  $(-1, 1)$  по длине дублированной модели судна разобьем на  $n$  равных по длине участков. В пределах каждого участка длиной  $\Delta \bar{\xi} = 2/n$  непрерывно распределенный вихревой слой заменим ориентированным вдоль контура дублированного шпангоута присоединенным вихрем с безразмерной циркуляцией  $\bar{\Gamma}_i = \bar{\gamma}_i \Delta \bar{\xi}$ . Плоскость шпангоута, в которой расположен присоединенный вихрь, расположим на расстоянии  $\Delta \bar{\xi}/4$  от носового сечения рассматриваемого участка. Граничное условие при этом будем удовлетворять в точках контура дублированного шпангоута, отстоящего на расстояние  $3\Delta \bar{\xi}/4$  от носового сечения участка. Таким образом, вихревая поверхность, моделирующая дублированный судовой корпус, приближенно заменяется присоединенными вихрями, с каждого из которых сбегает пелена продольных вихрей. Последние ориентируются вдоль соответствующих ватерлиний и затем сходят из кормовых точек ватерлиний, образуя свободные ориентированные вдоль ДП вихри.

Для удобства численных расчетов вместо угла  $\varphi_1$ , входящего в уравнение (3.52), принимается некоторый угол

$$\theta_{\Pi} = \arccos(z/T), \quad (3.54)$$

связанный с углом  $\varphi_1$  для каждого шпангоута соотношением  $\cos \varphi_1 = \bar{T}(\bar{\xi}) \cos \theta_{\Pi} / \sqrt{\bar{\eta}^2 + \bar{T}^2(\bar{\xi}) \cos^2 \theta_{\Pi}}$

где  $\bar{T}(\bar{\xi}) = T(\bar{\xi}) / (0,5L)$  — относительная осадка на рассматриваемом шпангоуте.

Представим циркуляцию  $i$ -го вихря в виде

$$\bar{\Gamma}_i = \sum_{m=1}^k A_m \sin m\theta_{\Pi} + \sum_{m=1}^k B_m \cos m\theta_{\Pi}. \quad (3.55)$$

В разложении (3.55) коэффициенты  $A_m(\bar{\xi}_i)$  первой суммы определяются из граничного условия непроницаемости при поперечном обтекании судна. Принятый при этом вид разложения  $\sum_{m=1}^k A_m \sin m\theta_{\Pi}$  учитывает факт равенства нулю циркуляции присоединенных вихрей в точках пересечения присоединенного вихря с ДП судна.

С учетом (3.55) интегродифференциальное уравнение (3.52) преобразуется в следующие независимые системы линейных алгебраических уравнений относительно  $A_m(\bar{\xi}_i)$  и  $B_m(\bar{\xi}_i)$ :

$$\left. \begin{aligned}
& \sum_{i=1}^n \sum_{m=1}^k a_{mji} A_{mi} = -4\pi(\beta_{\Pi} + 0,5\omega_z \bar{\xi}_j); \\
& \sum_{i=1}^n \sum_{m=1}^k b_{mji} B_{mi} = -4\pi \frac{d\bar{\eta}_j}{d\bar{\xi}_j}, \quad (j=1, 2, 3, \dots, k, n),
\end{aligned} \right\} \quad (3.56)$$

где

$$\begin{aligned}
a_{mji} = & \int_0^{2\pi} \sin m\theta \left\{ \left[ \frac{d\bar{\eta}_i}{d\theta} (\bar{\xi}_j - \bar{\xi}_i) - \frac{d\bar{\xi}_i}{d\theta} (\bar{\eta}_j - \bar{\eta}_i) \right] \frac{d\bar{\eta}_j}{d\bar{\xi}_j} + \right. \\
& + \left. \left( \frac{d\bar{\xi}_i}{d\theta} - \frac{d\bar{\eta}_i}{d\theta} \right) \frac{d\bar{\eta}_j}{d\bar{\xi}_j} (\bar{\xi}_j - \bar{\xi}_i) \right\} \frac{d\theta}{R_{ji}} + \\
& + \int_0^{2\pi} m \cos m\theta \int_{\bar{\xi}_i}^1 \left\{ \frac{d\bar{\eta}_i}{d\bar{\xi}_i} \frac{d\bar{\eta}_j}{d\bar{\xi}_j} (\bar{\xi}_j - \bar{\xi}_i) + \left[ (\bar{\eta}_j - \bar{\eta}_i) - \right. \right. \\
& \left. \left. - \frac{d\bar{\eta}_i}{d\bar{\xi}_i} (\bar{\xi}_j - \bar{\xi}_i) \right] \frac{d\bar{\eta}_j}{d\bar{\xi}_j} - (\bar{\xi}_j - \bar{\xi}_i) \right\} \frac{d\theta d\bar{\xi}_i}{R_{ji}^3} + \int_0^{2\pi} m \cos m\theta \left[ 1 + \right. \\
& \left. + \frac{(\bar{\xi}_j - 1)}{\bar{R}_{1ji}} \right] \frac{\left[ \bar{\eta}_j \frac{d\bar{\eta}_j}{d\bar{\xi}_j} - (\bar{\xi}_j - \bar{\xi}_i) \right]}{[\bar{\eta}_j^2 + (\bar{\xi}_j - \bar{\xi}_i)^2]} d\theta; \quad (3.57)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
b_{mji} = & \int_0^{2\pi} m \cos m\theta \left\{ \left[ \frac{d\bar{\eta}_i}{d\theta} (\bar{\xi}_j - \bar{\xi}_i) - \frac{d\bar{\xi}_i}{d\theta} (\bar{\eta}_j - \bar{\eta}_i) \right] \frac{d\bar{\eta}_j}{d\bar{\xi}_j} + \right. \\
& + \left. \left( \frac{d\bar{\xi}_i}{d\theta} - \frac{d\bar{\eta}_i}{d\theta} \frac{d\bar{\eta}_j}{d\bar{\xi}_j} \right) (\bar{\xi}_j - \bar{\xi}_i) \right\} \frac{d\theta}{R_{ji}} - \\
& - \int_0^{2\pi} m \sin m\theta \int_{\bar{\xi}_i}^1 \left\{ \frac{d\bar{\eta}_i}{d\bar{\xi}_i} \frac{d\bar{\eta}_j}{d\bar{\xi}_j} (\bar{\xi}_j - \bar{\xi}_i) + \right.
\end{aligned}$$

$$+ \left[ (\bar{\eta}_j - \bar{\eta}_i) - \frac{d\bar{\eta}_i}{d\bar{\xi}_i} (\bar{\xi}_j - \bar{\xi}_0) \right] \frac{d\bar{\eta}_j}{d\bar{\xi}_j} - (\bar{\xi}_j - \bar{\xi}_i) \left\} \frac{d\theta d\bar{\xi}_i}{dR_{ji}^3} \right.$$

Представляя в (3.56)

$$\left. \begin{aligned} A_{mi} &= A_{mi}^\beta + A_{mi}^{\omega_z}; \quad A_{mi}^\beta = \lambda_K^2 a_{mi}^\beta \beta_{\Pi}; \\ A_{mi}^{\omega_z} &= 0,5 \lambda_K^2 a_{mi}^{\omega_z} \omega_{z\Pi}; \quad B_{mi} = \lambda_K^2 a_{mi}^0 \end{aligned} \right\} \quad (3.58)$$

окончательно получаем

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n \sum_{m=1}^k a_{mji} a_{mi}^\beta &= -\frac{4\pi}{\lambda_K^2}; \\ \sum_{i=1}^n \sum_{m=1}^k a_{mji} a_{mi}^{\omega_z} &= -\frac{2\pi}{\lambda_K^2} \bar{\xi}_j; \\ \sum_{i=1}^n \sum_{m=1}^k b_{mji} a_{mi}^0 &= -\frac{4\pi}{\lambda_K^2} \frac{d\bar{\eta}_j}{d\bar{\xi}_j} \end{aligned} \right\} \quad (3.59)$$

Решение алгебраических систем (3.59) позволяет определить циркуляцию  $i$ -го присоединенного вихря

$$\Gamma_i = 0,5 L v_{\Pi} (\bar{\Gamma}_i^\beta \beta_{\Pi} + \bar{\Gamma}_i^{\omega_z} \omega_z + \bar{\Gamma}_i^0), \quad (3.60)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \bar{\Gamma}_i^\beta &= \lambda_K^2 \sum_{m=1}^k a_{mi}^\beta \sin m\theta; \\ \bar{\Gamma}_i^{\omega_z} &= 0,5 \lambda_K^2 \sum_{m=1}^k a_{mi}^{\omega_z} \sin m\theta; \\ \bar{\Gamma}_i^0 &= \lambda_K^2 \sum_{m=1}^k a_{mi}^0 \cos m\theta. \end{aligned} \right\} \quad (3.61)$$

Коэффициенты  $a_{mji}$  и  $b_{mji}$  входящие в формулы (3.59), определяются формой поверхности дублированной модели судового корпуса и вычисляются по формулам (3.57) с использованием теоретического чертежа. Достаточная точность расчета коэффициентов  $a_{mji}$  и  $b_{mji}$  обеспечивается при разбивке интервала интегрирования  $2\pi$  на 80-100 участков. Достаточная точность численного решения интегрального уравнения (3.52) обеспечивается при разбивке одного из бортов судна на 40-50 участков по длине и выбором 2-3 расчетных точек на каждом из участков. Последнее преобразует это уравнение в систему 80-150 линейных алгебраических уравнений относительно коэффициентов разложения циркуляции присоединенных вихрей.

Используя формулу Н. Е. Жуковского для подъемной силы, Н. Б. Слижевский получил следующие формулы для определения позиционных и вращательных характеристик судового корпуса:

$$k_{21} = K_y^\beta = \frac{\pi \lambda_K}{2} \sum_{i=1}^n \bar{T}_i a_{1i}^\beta;$$

$$\left. \begin{aligned} k_{22} &= K_y^{\omega_z} = \frac{\pi \lambda_K}{4} \sum_{i=1}^n \bar{T}_i a_{1i}^{\omega_z}; \\ k_{31} &= K_m^\beta = \frac{\pi \lambda_K}{4} \sum_{i=1}^n \bar{T}_i a_{1i}^\beta \bar{\xi}_i; \\ k_{32} &= K_m^{\omega_z} = -\frac{\pi \lambda_K}{8} \sum_{i=1}^n \bar{T}_i a_{1i}^{\omega_z} \bar{\xi}_i \end{aligned} \right\} \quad (3.62)$$

Окончательные выражения для суммарных безразмерных коэффициентов поперечной силы и момента рыскания для изолированного корпуса с использованием циркуляционно-отрывной теории будут иметь вид

$$\left. \begin{aligned} K_y &= k_{21} \beta_{\Pi} + k_{22} \bar{\omega}_{z\Pi} + k_{23} \beta_{\Pi}^2 + \\ &+ k_{24} \beta_{\Pi} \bar{\omega}_{z\Pi} + k_{25} \bar{\omega}_{z\Pi}^2; \\ K_m &= k_{31} \beta_{\Pi} + k_{32} \bar{\omega}_{z\Pi} + k_{33} \beta_{\Pi}^2 + k_{34} \beta_{\Pi} \bar{\omega}_{z\Pi} + k_{35} \bar{\omega}_{z\Pi}^2; \\ k_{24} &= -2k_{33}; \quad k_{34} = -2k_{25}. \end{aligned} \right\} \quad (3.63)$$

На рис. 3.6 приведены построенные по данным расчета на ЭВМ кривые распределения по длине дублированного корпуса судна с относительным размахом  $\lambda_K = 2T/L = 0,1$  погонной поперечной нагрузки при поступательном движении судна с углом дрейфа  $\beta_{\Pi}$  и вращательном с безразмерной угловой скоростью  $\bar{\omega}_{z\Pi}$ . Пунктирной линией обозначены такие же кривые для пластинки с  $\lambda_K = 0,1$ . Анализ кривых поперечной нагрузки позволяет говорить о существенном влиянии телесности корпуса на гидродинамические характеристики и о наличии в кормовой оконечности поперечной нагрузки.

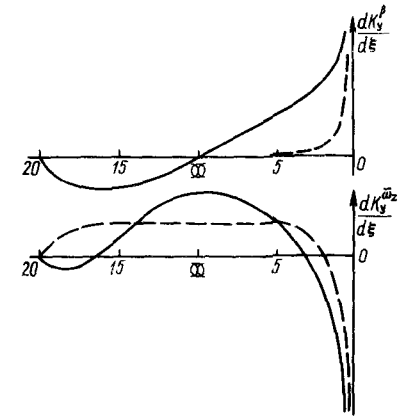


Рис. 3.6. Кривые распределения погонной поперечной нагрузки по длине:

---- пластинки; — телесного корпуса

### 3.3. Теоретическое определение гидродинамических характеристик комплекса корпус судна — гребные винты — рули при криволинейном движении

Определению гидродинамических характеристик судна при криволинейном движении с учетом гидродинамического взаимодействия его элементов (корпуса, движителей и рулей) посвящено весьма ограниченное число работ. В настоящее время это взаимодействие учитывается главным образом при определении сил на рулях и гребных винтах путем введения эмпирических поправок на направление и скорость потока, натекающего на эти элементы судна с учетом влияния корпуса. Обратное воздействие рулей и гребных винтов на гидродинамические

характеристики корпуса судна при криволинейном движении в практических методах расчета управляемости не учитывается.

Тем не менее экспериментальные данные отечественных и зарубежных исследователей свидетельствуют о том, что это влияние может быть достаточно существенным. Экспериментальные исследования В. Н. Малахова показали, что дополнительная поперечная сила, возникающая на корпусе судна за счет перекладки диаметрального руля, в отдельных случаях достигает 30% общей силы, вызываемой перекладкой руля. В опытах А. Д. Гофмана значение дополнительной поперечной силы на корпусе судна при перекладке поворотной насадки достигало 20% поперечной силы изолированного корпуса судна при его поступательном движении с углом дрейфа. В работе Саецца и Даффана рассматриваются результаты испытаний в аэродинамической трубе двух моделей подводных судов, на одной из которых был установлен диаметральный винт, а на другой — два бортовых противоположно вращающихся гребных винта. Данные продувки свидетельствуют о том, что в первом случае практически отсутствовало влияние работающего винта на поперечную силу и момент рыскания, а во втором — оно имело место. При этом бортовые винты оказывали большее влияние на момент рыскания.

Н. И. Анисимова и Г. В. Соболев установили, что поперечная сила, возникающая при набросе струи гребного винта на корпус судна во время торможения или ЗХ, может оказаться весьма значительной. Поперечная сила  $Y_{в.к}$  и ее момент относительно плоскости диска винта  $M_{в.к}$  при работе винта на режиме полного ЗХ ( $n = n_{3X}$ ) характеризуются отношением скорости поступательного движения  $v_{3X}$  и частоты вращения винта  $\lambda_{в} = v_{3X} / (D_{в} n_{3X})$ . Их коэффициенты  $K_{у\kappa}$  и  $K_{m\kappa}$  определяются формулами

$$\left. \begin{aligned} K_{у\kappa} &= \frac{Y_{в.к}}{\rho D_{в}^4 n_{3X}^2} = - \frac{0,05}{(1 - 10\lambda_{в})^2} - 0,13 \sin^3 \pi \lambda_{в}; \\ K_{m\kappa} &= \frac{M_{в.к}}{\rho D_{в}^5 n_{3X}^2} = \frac{0,8}{1 + 100\lambda_{в}^2} + 1,2 \sin^4 \pi \lambda_{в}, \end{aligned} \right\} \quad (3.64)$$

которые могут быть использованы при  $-1 < \lambda_{в} < +1$ .

Впервые разработка общего теоретического метода расчета гидродинамических характеристик комплекса корпус судна — гребные винты — рули была реализована в работах Н. Б. Слижевского на базе современных достижений в области вихревой теории крыла и гребного винта и численных методов гидромеханики с использованием ЭВМ.

Решение этой задачи получено с использованием вихревых моделей телесного корпуса судна (см. § 3.2), гребного винта и руля. В этом случае задача сводится к решению системы сингулярных уравнений относительно плотности вихревых особенностей, моделирующих поверхности элементов дублированного относительно ватерлинии комплекса

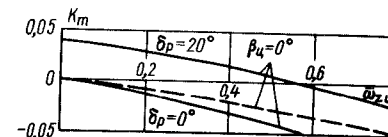
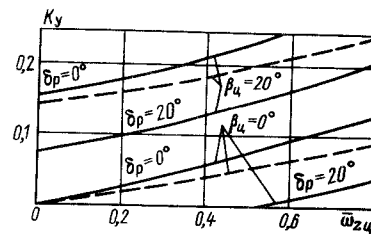


Рис. 3.7. Гидромеханические характеристики комплекса корпус судна — гребные винты — рули

--- изолированный руль;  
— комплекс корпус судна — гребные винты — рули

корпус судна — гребные винты — рули. Решение сингулярных интегральных уравнений, как и для изолированного корпуса, произведено численно с использованием ЭВМ. Зная плотность этих особенностей, можно рассчитать гидродинамические поперечную силу и момент рыскания, действующие на комплекс при криволинейном движении в плоскости ватерлинии.

Безразмерные гидродинамические характеристики судна в этом случае по Н. Б. Слижевскому равны

$$\left. \begin{aligned} K_y &= k_{21} \beta_{\kappa} + k_{22} \bar{\omega}_z + k_{23} \beta_{\kappa}^2 + k_{24} \beta_{\kappa} \bar{\omega}_{z\kappa} + k_{25} \bar{\omega}_{z\kappa}^2 + \\ &+ (m_p / \bar{L}_p) \bar{\delta}_p + 2 \frac{S_p}{L T} (\beta_{\kappa} + 0,5 \bar{\omega}_{z\kappa} \bar{L}_p - \delta_p) \times \\ &\times |\beta_{\kappa} + 0,5 \bar{\omega}_{z\kappa} \bar{L}_p - \delta_p|; \\ K_m &= k_{31} \beta_{\kappa} + k_{32} \bar{\omega}_z + k_{33} \beta_{\kappa}^2 + k_{34} \beta_{\kappa} \bar{\omega}_{z\kappa} + k_{35} \bar{\omega}_{z\kappa}^2 + \\ &+ m_p \bar{\delta}_p - \frac{S_p \bar{L}_p}{L T} (\beta_{\kappa} + 0,5 \bar{\omega}_{z\kappa} \bar{L}_p - \delta_p) \times \\ &\times |\beta_{\kappa} + 0,5 \bar{\omega}_{z\kappa} \bar{L}_p - \delta_p|; \\ k_{24} &= -2k_{33}; \quad k_{34} = -2k_{35}, \end{aligned} \right\} \quad (3.65)$$

где  $\bar{L}_p$  — относительное расстояние от оси баллера руля до ЦТ судна. Входящие в (3.65) позиционные и вращательные производные гидродинамических характеристик судна определяются с учетом взаимодействия корпуса судна, гребных винтов и рулей, влияние которого оказывается существенным (рис. 3.7).

#### Контрольные вопросы

1. Что Вы знаете о гидродинамических силах инерционной природы?
2. Изложите методы определения обобщенных присоединенных масс.

3. Как определяются гидродинамические силы на корпусе судна неинерционной природы?
4. Каковы особенности циркуляционно-отрывной теории Федяевского – Соболева?
5. Расскажите о вихревой теории Слижевского.
6. Как определяются характеристики судового комплекса при криволинейном движении теоретическими методами?
7. Каковы физические причины возникновения поперечной силы при набросе струи винта на корпус судна?

## Глава 4

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА КОРПУС СУДНА

#### 4.1. Структурные зависимости для вязкостных гидродинамических сил, действующих на корпус судна

**Коэффициенты гидродинамических сил.** В связи со сложной картиной обтекания корпуса судна при его движении по криволинейной траектории аналитические расчеты гидромеханических характеристик судна имеют, как правило, только качественный характер. Поэтому в настоящее время более достоверные результаты дает крупномасштабный модельный или натурный эксперимент.

В соответствии с законами гидромеханического подобия коэффициенты продольной  $X_K$  и поперечной  $Y_K$  составляющих неинерционных гидродинамических сил, действующих на корпус судна, можно представить зависящими от угла дрейфа  $\beta$ , безразмерной угловой скорости  $\omega_z$ , чисел Фруда  $Fr$ , Рейнольдса  $Re$  и Струхалия  $Sh$ :

$$K_x = K_x(\beta, \bar{\omega}_z, Fr, Re, Sh); \quad K_y = K_y(\beta, \bar{\omega}_z, Fr, Re, Sh). \quad (4.1)$$

Аналогично выражается коэффициент момента этих сил  $M_K$  относительно вертикальной оси  $G_z$ , проходящей через ЦТ судна:

$$K_m = K_m(\beta, \bar{\omega}_z, Fr, Re, Sh). \quad (4.2)$$

Коэффициенты  $K_x$ ,  $K_y$  и  $K_m$  называют гидромеханическими характеристиками корпуса судна и обычно представляют в виде кривых, отражающих зависимости этих коэффициентов только от  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ . Влиянием числа Фруда пренебрегают, полагая, что свободная поверхность воды не обеспокоена движением судна. Влияние числа Рейнольдса, как

показал К. К. Федяевский, практически не сказывается на гидродинамических характеристиках корпуса судна при углах дрейфа  $\beta < 50 \div 60^\circ$ . Влияние числа Струхалия исключают, используя гипотезу стационарности, согласно которой при неустановившемся движении судна гидромеханические силы нестационарной природы в каждый данный момент времени равны по значениям силам, которые действовали бы на судно при установившемся движении с теми же, что, и при неустановившемся движении, параметрами  $v$ ,  $\beta$  и  $\omega_z$  (рис. 4.1). Принимая эту точку зрения, имеем

$$K_x = K_x(\beta, \bar{\omega}_z); \quad K_y = K_y(\beta, \bar{\omega}_z); \quad K_m = K_m(\beta, \bar{\omega}_z). \quad (4.3)$$

**Позиционные и вращательные силы.** Неинерционные силы и моменты, действующие на корпус судна при поступательном движении ( $\omega_z = 0$ ), называют позиционными. Коэффициенты позиционных сил и моментов зависят только от угла дрейфа:

$$K_{xп} = K_{xп}(\beta); \quad K_{yп} = K_{yп}(\beta); \quad K_{mп} = K_{mп}(\beta). \quad (4.4)$$

Гидромеханические силы и моменты вязкостной природы, которые действуют на судно при его криволинейном движении с угловой скоростью  $\omega_z$ , называют вращательными. Их коэффициенты равны

$$K_{xв} = K_{xв}(\beta, \bar{\omega}_z); \quad K_{yв} = K_{yв}(\beta, \bar{\omega}_z); \quad K_{mв} = K_{mв}(\beta, \bar{\omega}_z). \quad (4.5)$$

Из сопоставления равенств (4.3)–(4.5) следует, что

$$K_x = K_{xп} + K_{xв}; \quad K_y = K_{yп} + K_{yв}; \quad K_m = K_{mп} + K_{mв}. \quad (4.6)$$

Разложим зависимости (4.3) в ряды Маклорена и удержим в разложениях члены до третьего порядка малости:

$$K_x = k_{10} + k_{11}\beta + k_{12}\bar{\omega}_z + k_{13}\beta^2 + k_{14}\beta\bar{\omega}_z + k_{15}\bar{\omega}_z^2 + k_{16}\beta^3 + k_{17}\beta^2\bar{\omega}_z + k_{18}\beta\bar{\omega}_z^2 + k_{19}\bar{\omega}_z^3; \quad (4.7)$$

$$K_y = k_{20} + k_{21}\beta + k_{22}\bar{\omega}_z + k_{23}\beta^2 + k_{24}\beta\bar{\omega}_z + k_{25}\bar{\omega}_z^2 + k_{26}\beta^3 + k_{27}\beta^2\bar{\omega}_z + k_{28}\beta\bar{\omega}_z^2 + k_{29}\bar{\omega}_z^3; \quad (4.8)$$

$$K_m = k_{30} + k_{31}\beta + k_{32}\bar{\omega}_z + k_{33}\beta^2 + k_{34}\beta\bar{\omega}_z + k_{35}\bar{\omega}_z^2 + k_{36}\beta^3 + k_{37}\beta^2\bar{\omega}_z + k_{38}\beta\bar{\omega}_z^2 + k_{39}\bar{\omega}_z^3. \quad (4.9)$$

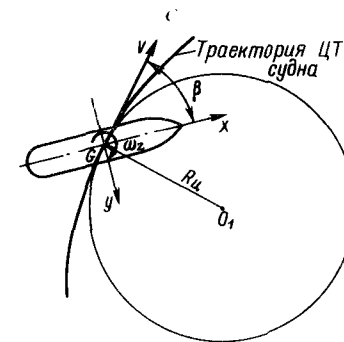


Рис. 4.1. К понятию о гипотезе стационарности

Безразмерные коэффициенты  $k_{ij}$ , входящие в выражения (4.7)–(4.9), характеризующие гидродинамические качества формы подводной поверхности корпуса судна, назовем гидродинамическими коэффициентами корпуса судна. Их получают в результате экспериментальных или теоретических исследований. В рядах Маклорена эти коэффициенты определяются как частные производные первого, второго и третьего порядка по  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  от зависимостей (4.3), вычисленных при  $\beta = \bar{\omega}_z = 0$ :

$$\left. \begin{aligned} K_x(0, 0) = k_{10}; \quad K_y(0, 0) = k_{20}; \quad K_m(0, 0) = k_{30}; \\ K'_{x\beta}(0, 0) = k_{11}; \quad K'_{y\beta}(0, 0) = k_{21}; \quad K'_m\beta(0, 0) = k_{31}; \\ K'_{x\bar{\omega}_z}(0, 0) = k_{12}; \quad K'_{y\bar{\omega}_z}(0, 0) = k_{22}; \quad K'_m\bar{\omega}_z(0, 0) = k_{32}; \\ \frac{K''_{x\beta\beta}(0, 0)}{2!} = k_{13}; \quad \frac{K''_{y\beta\beta}(0, 0)}{2!} = k_{23}; \quad \frac{K''_{m\beta\beta}(0, 0)}{2!} = k_{33}; \\ \dots \\ \frac{K'''_{x\beta\beta\beta}(0, 0)}{3!} = k_{16}; \quad \frac{K'''_{y\beta\beta\beta}(0, 0)}{3!} = k_{26}; \quad \frac{K'''_{m\beta\beta\beta}(0, 0)}{3!} = k_{36}; \\ \dots \\ \frac{K'''_{x\beta\beta\bar{\omega}_z}(0, 0)}{3!} = k_{17}; \quad \frac{K'''_{y\beta\beta\bar{\omega}_z}(0, 0)}{3!} = k_{27}; \quad \frac{K'''_{m\beta\beta\bar{\omega}_z}(0, 0)}{3!} = k_{37}; \\ \dots \\ \frac{K'''_{x\beta\bar{\omega}_z\bar{\omega}_z}(0, 0)}{3!} = k_{18}; \quad \frac{K'''_{y\beta\bar{\omega}_z\bar{\omega}_z}(0, 0)}{3!} = k_{28}; \quad \frac{K'''_{m\beta\bar{\omega}_z\bar{\omega}_z}(0, 0)}{3!} = k_{38}; \\ \dots \\ \frac{K'''_{x\bar{\omega}_z\bar{\omega}_z\bar{\omega}_z}(0, 0)}{3!} = k_{19}; \quad \frac{K'''_{y\bar{\omega}_z\bar{\omega}_z\bar{\omega}_z}(0, 0)}{3!} = k_{29}; \quad \frac{K'''_{m\bar{\omega}_z\bar{\omega}_z\bar{\omega}_z}(0, 0)}{3!} = k_{39}. \end{aligned} \right\} (4.10)$$

В соответствии с определением позиционных и вращательных сил и коэффициентов (4.4) и (4.5) в разложениях (4.7)–(4.9) коэффициентами позиционных сил и момента являются

$$K_{x\Pi} = k_{10} + k_{11}\beta + k_{13}\beta^2 + k_{16}\beta^3; \quad (4.11)$$

$$K_{y\Pi} = k_{20} + k_{21}\beta + k_{23}\beta^2 + k_{26}\beta^3; \quad (4.12)$$

$$K_{m\Pi} = k_{30} + k_{31}\beta + k_{33}\beta^2 + k_{36}\beta^3, \quad (4.13)$$

а коэффициентами вращательных сил и моментов —

$$K_{xВ} = k_{12}\bar{\omega}_z + k_{14}\beta\bar{\omega}_z + k_{15}\bar{\omega}_z^2 + k_{17}\beta^2\bar{\omega}_z + k_{18}\beta\bar{\omega}_z^2 + k_{19}\bar{\omega}_z^3; \quad (4.14)$$

$$K_{yВ} = k_{22}\bar{\omega}_z + k_{24}\beta\bar{\omega}_z + k_{25}\bar{\omega}_z^2 + k_{27}\beta^2\bar{\omega}_z + k_{28}\beta\bar{\omega}_z^2 + k_{29}\bar{\omega}_z^3; \quad (4.15)$$

$$K_{mВ} = k_{32}\bar{\omega}_z + k_{34}\beta\bar{\omega}_z + k_{35}\bar{\omega}_z^2 + k_{37}\beta^2\bar{\omega}_z + k_{38}\beta\bar{\omega}_z^2 + k_{39}\bar{\omega}_z^3. \quad (4.16)$$

Гидродинамические коэффициенты  $k_{i0}, k_{i1}, k_{i3}, k_{i6}$  называют позиционными производными, а величины  $k_{i2}, k_{i4}, k_{i5}, k_{i7}, k_{i8}, k_{i9}$  — вращательными производными коэффициентов гидродинамических сил и моментов, действующих на судно.

Формулы (4.7)–(4.9) охватывают все предложенные до сих пор различными исследователями управляемости судов структурные зависимости коэффициентов  $K_x, K_y$  и  $K_m$  от угла дрейфа  $\beta$  и безразмерной угловой скорости вращения судна  $\bar{\omega}_z$  при малых  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ , кроме тех, в которые  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  входят под знаком абсолютной величины.

**Структурные зависимости при малых  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ .** Проведем изучение зависимостей (4.7)–(4.9) коэффициентов гидромеханических сил и моментов корпуса судна от  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  и выясним, какие члены в этих разложениях соответствуют физическому смыслу явления и должны быть сохранены, а какие противоречат ему и должны быть отброшены. Первоначально обратимся к разложению коэффициента продольной силы  $K_x = K_x(\beta, \bar{\omega}_z)$ . Эта функция обладает следующими свойствами.

1. При движении судна на прямом курсе ( $\beta = 0, \bar{\omega}_z = 0$ ) она равна коэффициенту силы сопротивления

$$k_{10} = 2 X_{K0} / (\rho S_d v^2). \quad (4.17)$$

2. С изменением знака угла дрейфа  $\beta$  знак коэффициента позиционной продольной силы  $K_{x\Pi}(\beta, 0)$  не изменяется (рис. 4.2, а). Иначе говоря, отклоняется ли судно на левый борт ( $\beta < 0$ ) или на правый борт ( $\beta > 0$ ), продольная сила  $X_K$  направлена в отрицательную сторону оси  $Gx$ . Таким образом, функция  $K_{x\Pi}$  является четной по отношению к углу дрейфа  $\beta$ :

$$K_{x\Pi}(\beta, 0) = K_{x\Pi}(-\beta, 0) \quad (4.18)$$

и в разложении (4.7)  $k_{11} = k_{16} = 0$ .

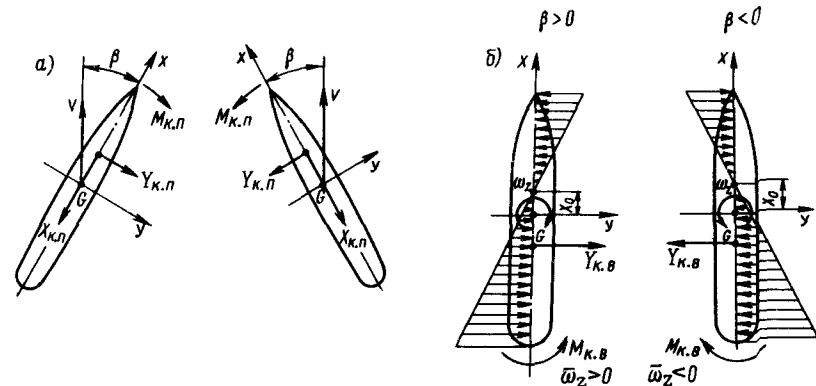


Рис. 4.2. Изменение знаков гидродинамических сил и моментов: а — при изменении угла дрейфа  $\beta$ ; б — при изменении угловой скорости  $\bar{\omega}_z$



3. Аналогично коэффициент вращательной продольной силы  $K_{xв}(0, \bar{\omega}_z)$  не изменяет знака при изменении безразмерной угловой скорости вращения судна  $\bar{\omega}_z$ , и функция  $K_{xв}(0, \bar{\omega}_z)$  также является четной по отношению к  $\bar{\omega}_z$  (рис. 4.2, б):

$$K_{xв}(0, \bar{\omega}_z) = K_{xв}(0, -\bar{\omega}_z) \quad (4.19)$$

и в разложении (4.7) равны нулю коэффициенты  $k_{12}$  и  $k_{19}$ .

4. При одновременном изменении знаков у  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  (рис. 4.3) справедливы следующие равенства:

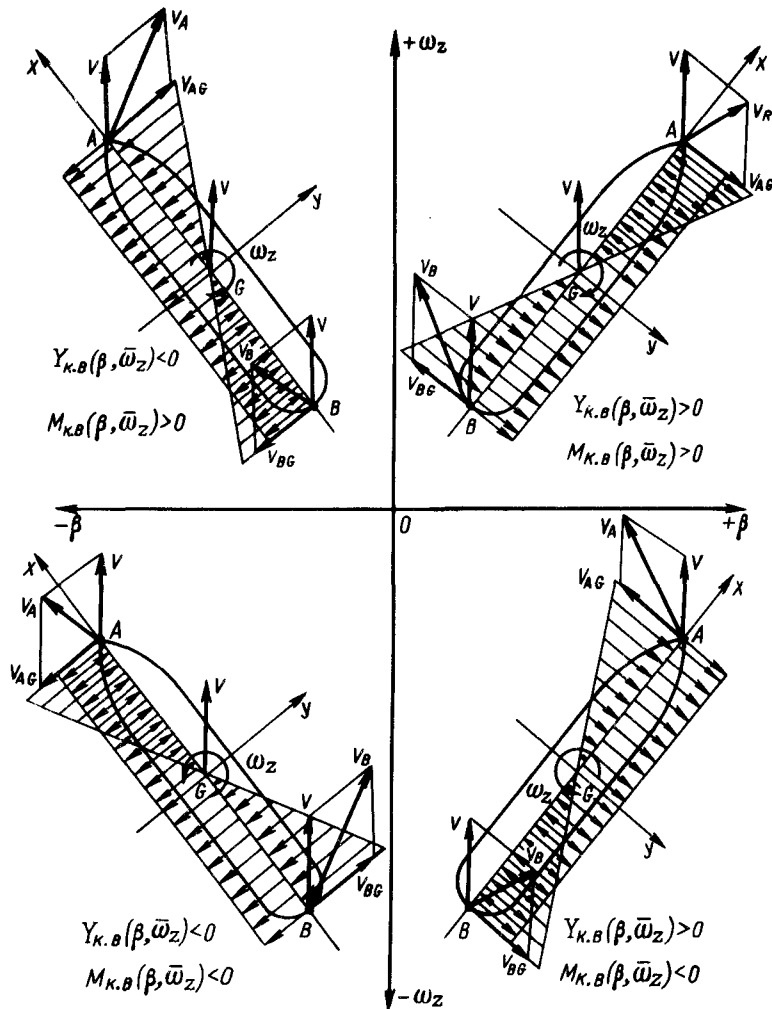


Рис. 4.3. Изменение знаков вращательных сил и моментов при одновременном изменении знаков  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$

$$K_{xв}(\beta, \bar{\omega}_z) = K_{xв}(-\beta, \bar{\omega}_z); \quad K_{xв}(\beta, \bar{\omega}_z) = -K_{xв}(-\beta, \bar{\omega}_z), \quad (4.20)$$

и в разложении (4.7)  $k_{17} = k_{18} = 0$ . Сравнивая равенства (4.7), (4.17)–(4.20), получаем

$$K_x = k_{10} + k_{13}\beta^2 + k_{14}\beta\bar{\omega}_z + k_{15}\bar{\omega}_z^2. \quad (4.21)$$

Экспериментальные исследования гидромеханических характеристик корпуса судна показывают, что продольная сила  $X_K$  мало зависит от угловой скорости вращения  $\omega_z$ . Поэтому в практических расчетах управляемости судна коэффициент вращательной составляющей продольной силы  $K_{xв}$  может быть принят равным 0. Следовательно, равенство (4.7) переписывается так:

$$K_x = k_{10} + k_{13}\beta^2. \quad (4.22)$$

Таким образом, коэффициент продольной силы корпуса судна определяется только двумя позиционными гидродинамическими коэффициентами  $k_{10}$  и  $k_{13}$ .

Коэффициент нормальной силы  $K_y(\beta, \bar{\omega}_z)$  [см. формулу (4.8)] обладает следующими свойствами.

1. При движении судна на прямом курсе ( $\beta = \bar{\omega}_z = 0$ ) в силу симметрии корпуса судна относительно ДП поперечная сила  $Y_K$  отсутствует. Поэтому  $k_{20} = 0$ .

2. Знак позиционной поперечной силы  $Y_{к.п}$  изменяется с изменением знака угла дрейфа  $\beta$ . На рис. 4.2, а при отклонении носовой оконечности судна вправо ( $\beta > 0$ ) поперечная сила положительна, а при отклонении ее влево ( $\beta < 0$ ) она отрицательна. Следовательно, функция  $K_{yп}(\beta, 0)$  нечетна по отношению к углу дрейфа  $\beta$ :

$$K_{yп}(\beta, 0) = -K_{yп}(-\beta, 0) \quad (4.23)$$

и в равенстве (4.8) коэффициент  $k_{23} = 0$ .

3. Аналогично, как видно из рис. 4.2, б, при изменении только  $\bar{\omega}_z$  поперечная вращательная сила изменяет свой знак:

$$K_{yв}(0, \bar{\omega}_z) = -K_{yв}(0, -\bar{\omega}_z) \quad (4.24)$$

и в разложении (4.8)  $k_{25} = 0$ .

4. При одновременном изменении знаков  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  в членах, содержащих их произведения (см. рис. 4.3),

$$K_{yв}(\beta, \bar{\omega}_z) = -K_{yв}(-\beta, \bar{\omega}_z); \quad K_{yв}(\beta, -\bar{\omega}_z) = K_{yв}(-\beta, \bar{\omega}_z) \quad (4.25)$$

и в равенстве (4.8) коэффициенты  $k_{24} = k_{27} = 0$ .

5. Расчеты показывают, что последний член в равенстве (4.8) мал, поэтому им можно пренебречь и положить  $k_{29} = 0$ . Учитывая эти пять свойств, переписем равенство (4.8) так:

$$K_y = k_{21}\beta + k_{22}\bar{\omega}_z + k_{26}\beta^3 + k_{28}\beta\bar{\omega}_z^2. \quad (4.26)$$

Следовательно, коэффициент поперечной силы  $K_y$ , с точностью до членов третьего порядка малости зависит от четырех гидродинамических коэффициентов. Причем коэффициент позиционной поперечной силы равен

$$K_{y\Pi} = k_{21}\beta + k_{26}\beta^3, \quad (4.27)$$

а коэффициент вращательной силы

$$K_{yB} = k_{22}\bar{\omega}_z + k_{28}\beta\bar{\omega}_z^2. \quad (4.28)$$

Коэффициенты  $k_{21}$  и  $k_{26}$  называют *позиционными*, а  $k_{22}$  и  $k_{28}$  – *вращательными гидродинамическими коэффициентами* поперечной силы  $Y_K$ .

Момент  $M_K$  гидродинамических сил, действующих на корпус судна и обусловленных силами вязкости, относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ судна  $G$ , обладает следующими свойствами.

1. При движении судна на прямом курсе ( $\beta = \bar{\omega}_z = 0$ ) в связи с тем, что корпус судна симметричен относительно ДП, момент  $M_K$  и его коэффициент  $K_m$  равны нулю. Отсюда следует, что  $k_{30} = 0$ .

2. Как видно из рис. 4.2,  $a$ , позиционный момент  $M_{K,\Pi}$  меняет знак при изменении знака угла дрейфа  $\beta$  и

$$K_{m\Pi}(\beta, 0) = -K_{m\Pi}(-\beta, 0), \quad (4.29)$$

а  $K_{mB}$  меняет знак при изменении знака безразмерной угловой скорости  $\bar{\omega}_z$  (см. рис. 4.2,  $b$ ):

$$K_{mB}(0, \bar{\omega}_z) = -K_{mB}(0, -\bar{\omega}_z). \quad (4.30)$$

Тогда, сравнивая равенства (4.9), (4.29) и (4.30), приходим к выводу, что  $k_{33} = k_{35} = 0$ .

3. При изменении знаков  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  в членах, содержащих их произведения (см. рис. 4.3),

$$K_{mB}(\beta, \bar{\omega}_z) = -K_{mB}(-\beta, -\bar{\omega}_z); \quad K_{mB}(\beta, -\bar{\omega}_z) = K_{mB}(-\beta, \bar{\omega}_z), \quad (4.31)$$

поэтому  $k_{34} = k_{38} = 0$ .

Эти три свойства позволяют переписать зависимость (4.1) для практических расчетов в таком виде:

$$K_m = k_{31}\beta + k_{32}\bar{\omega}_z + k_{36}\beta^3 + k_{37}\beta^2\bar{\omega}_z + k_{39}\bar{\omega}_z^3. \quad (4.32)$$

Таким образом, коэффициент  $K_m$  с точностью до членов третьего порядка малости определяется пятью гидродинамическими коэффициентами. При этом коэффициент позиционного момента равен

$$K_{m\Pi} = k_{31}\beta + k_{36}\beta^3, \quad (4.33)$$

а коэффициент вращательного момента

$$K_{mB} = k_{32}\bar{\omega}_z + k_{37}\beta^2\bar{\omega}_z + k_{39}\bar{\omega}_z^3. \quad (4.34)$$

Коэффициенты  $k_{31}$  и  $k_{36}$  являются позиционными, а  $k_{32}$ ,  $k_{37}$  и  $k_{39}$  – вращательными коэффициентами момента  $M_K$ .

Таким образом, структура коэффициентов гидродинамических сил и момента, действующих на корпус судна, с точностью до членов третьего порядка малости определяется следующими выражениями:

$$\left. \begin{aligned} K_x &= k_{10} + k_{13}\beta^2; \\ K_y &= k_{21}\beta + k_{22}\bar{\omega}_z + k_{26}\beta^3 + k_{28}\beta\bar{\omega}_z^2; \\ K_m &= k_{31}\beta + k_{32}\bar{\omega}_z + k_{36}\beta^3 + k_{37}\beta^2\bar{\omega}_z + k_{39}\bar{\omega}_z^3. \end{aligned} \right\} \quad (4.35)$$

Эти зависимости вполне соответствуют физическому смыслу явлений, происходящих при движении судна по поверхности воды, подтверждены сопоставлением расчета с экспериментом и могут быть использованы при исследовании любого маневра судна, характеризующегося малыми  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  при любом сочетании их знаков.

**Структурные зависимости при больших  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ .** Перейдем теперь к рассмотрению гидромеханических характеристик корпуса судна при больших углах дрейфа  $\beta$  и значительных безразмерных угловых скоростях вращения судна  $\bar{\omega}_z$ , с которыми связано маневрирование судна под воздействием САУ, рулей и судовых движителей.

Проведем анализ структуры коэффициентов  $K_x(\beta, \bar{\omega}_z)$ ,  $K_y(\beta, \bar{\omega}_z)$ ,  $K_m(\beta, \bar{\omega}_z)$ , основываясь на физических особенностях обтекания корпуса судна и результатах экспериментальных исследований.

Продольная сила  $X_K$  при больших  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  с физической точки зрения обладает следующими свойствами.

1. Коэффициент продольной силы  $K_x(\beta, \bar{\omega}_z)$  имеет структуру (4.22) и все особенности, установленные для этого коэффициента при малых  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ , если с точностью до членов третьего порядка малости положить  $\sin\beta \cong \beta - \beta^3/6$ ,  $\cos\beta \cong 1 - \beta^2/2$ .

2. При ПХ с постоянной скоростью  $X_K$  равна силе сопротивления воды движению судна  $X_{K0}$ , а ее коэффициент  $K_x(0, 0) = k_{10}$ . При ЗХ на прямом курсе можно в первом приближении принять  $K_x(\pi, 0) \cong -k_{10}$ .

3. При движении судна, корпус которого симметричен относительно мидель-шпангоута, лагом ( $\beta = \pi/2$ ) сила  $X_K \cong 0$ , а при отсутствии такой симметрии мала.

4. Продольная сила  $X_K$  и ее коэффициент  $K_x(\beta, \bar{\omega}_z)$ , как и при малых  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ , являются четными функциями  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ .

5. Как показывают эксперименты, коэффициент продольной силы слабо зависит от  $\bar{\omega}_z$ , и поэтому  $K_x(\beta, \bar{\omega}_z) \cong K_x(\beta, 0)$ .

Эти свойства вполне согласуются с выводами Г. В. Соболева о характере изменения коэффициента  $K_{x\Pi}$  в зависимости от изменения угла дрейфа  $\beta$  при разных формах форштевня.

С учетом всех этих соображений

$$K_{x\Pi} = k_{10} \cos\beta + \frac{1}{4} \left( \frac{1}{2} k_{10} + k_{13} \cos\beta \right) \sin^2 2\beta. \quad (4.36)$$

Проведя аналогичный анализ и сопоставление с кривыми, полученными из эксперимента, можем получить следующие приближенные формулы для коэффициентов  $K_{y\Pi}$  и  $K_{m\Pi}$  при больших углах дрейфа:

$$K_{y\Pi} = k_{21} \sin \beta + \left( k_{26} + \frac{1}{6} k_{21} \right) \sin^3 \beta; \quad (4.37)$$

$$K_{m\Pi} = \frac{1}{2} k_{31} \sin 2\beta + \left( \frac{1}{2} k_{36} + \frac{2}{3} k_{31} \right) \sin^3 2\beta. \quad (4.38)$$

В равенствах (4.36)–(4.38) гидродинамические коэффициенты  $k_{10}, k_{13}, k_{21}, k_{26}, k_{31}, k_{36}$  определяются так же, как и при малых углах  $\beta$ .

Более сложным является определение вращательных характеристик корпуса судна при больших углах дрейфа  $\beta$  и угловых скоростях вращения  $\bar{\omega}_z$ . На рис. 4.4, а показан характер изменения зависимостей коэф-

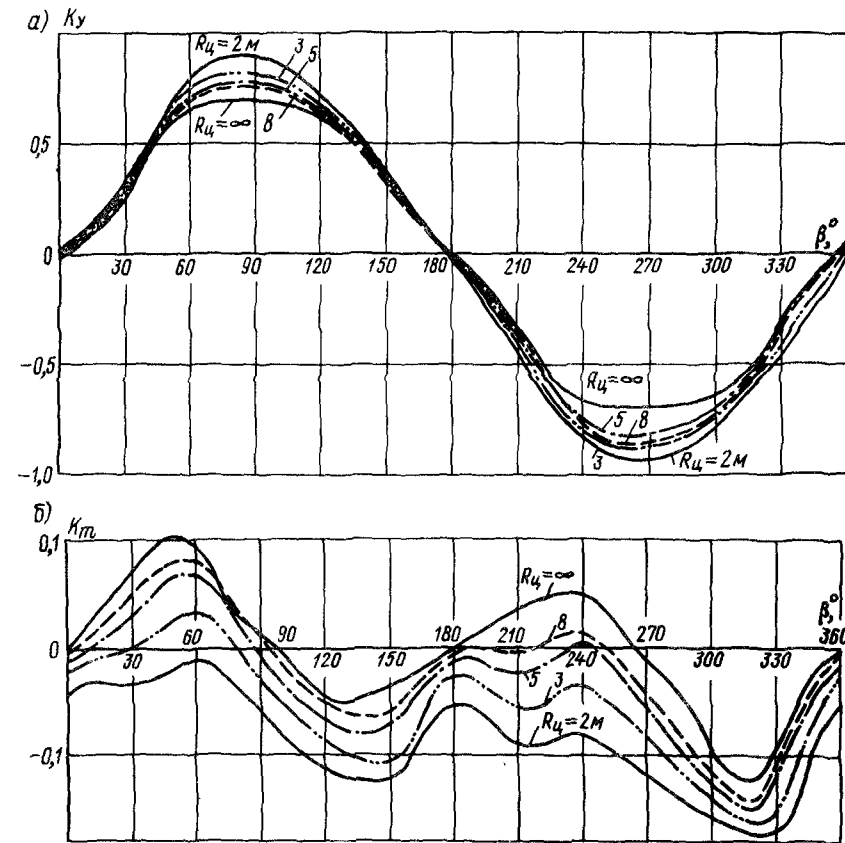


Рис. 4.4. Зависимость коэффициентов  $K_y$  (а) и  $K_m$  (б) от угла дрейфа  $\beta$  и радиуса траектории  $R_{\Pi}$

фициентов  $K_y$  от угла дрейфа, построенных Р. Я. Першицем по результатам испытаний одной из серийных моделей на ротативной установке, на радиусах вращения  $R_{\Pi} = 2, 3, 5$  и  $8$  м, а также в прямолинейном потоке аэродинамической трубы ( $R_{\Pi} = \infty$ ). Эти графики согласуются с выводом о том, что при малых  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  влияние вращения на коэффициент поперечной силы относительно невелико, но с увеличением  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  оно растет и становится особенно заметным при углах  $\beta$ , близких к  $\pi/2$  и  $3\pi/2$ . Поэтому, учитывая структуру коэффициента  $K_{yB}$  при малых  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  и характер экспериментальных кривых, приближенное выражение для коэффициента поперечной силы можно представить в следующем виде:

$$K_{yB} = (k_{22} + k_{28} \bar{\omega}_z \sin \beta) \bar{\omega}_z. \quad (4.39)$$

Влияние вращения модели на момент  $M_K$  более существенно. Как показывает рис. 4.4, б, с уменьшением радиуса вращения модели  $R_{\Pi}$  и, следовательно, с увеличением  $\bar{\omega}_z$  кривые  $K_m$  существенно сдвигаются вниз во всем диапазоне углов дрейфа от  $0$  до  $360^\circ$ , что соответствует увеличению вращательного момента. При этом кривые  $K_m$  столь же закономерно имеют относительные экстремумы в районе углов дрейфа  $\pi/4, 3\pi/4, 5\pi/4, 7\pi/4$ . Обработка экспериментальных исследований позволяет получить такую приближенную зависимость для коэффициента вращательного момента:

$$K_{mB} = \left[ k_{32} + \frac{1}{4} k_{37} \sin^2 2\beta \right] \bar{\omega}_z + k_{39} \bar{\omega}_z^3. \quad (4.40)$$

Сравнивая (4.6), (4.36)–(4.40) для больших  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ , находим

$$K_x = k_{10} \cos \beta + \frac{1}{4} \left( \frac{1}{2} k_{10} + k_{13} \cos \beta \right) \sin^2 2\beta;$$

$$K_y = k_{21} \sin \beta + \left( k_{26} + \frac{1}{6} k_{21} \right) \sin^3 \beta + (k_{22} + k_{28} \bar{\omega}_z \sin \beta) \bar{\omega}_z;$$

$$K_m = \frac{1}{2} k_{31} \sin 2\beta + \left( \frac{1}{2} k_{36} + \frac{2}{3} k_{31} \right) \sin^3 2\beta +$$

$$+ \left( k_{32} + \frac{1}{4} k_{37} \sin^2 2\beta \right) \bar{\omega}_z + k_{39} \bar{\omega}_z^3. \quad (4.41)$$

**Эффект Федяевского.** Результаты исследований К. К. Федяевского, Л. Х. Блюминой и В. Н. Гребенникова показывают, что при движении судна, имеющего колебательный характер, с большими углами дрейфа характер зависимостей коэффициентов  $K_x, K_y$  и  $K_m$  от  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  отличается существованием двух достаточно сильно отличающихся режимов обтекания. При первом режиме, соответствующем изменению угла атаки в пределах от  $0$  до  $60^\circ$ , вращательные производные зависят от угла атаки, но не зависят от числа  $Sh$ . При этом режиме имеются две существенно отличные области, в одной из которых при изменении угла атаки от

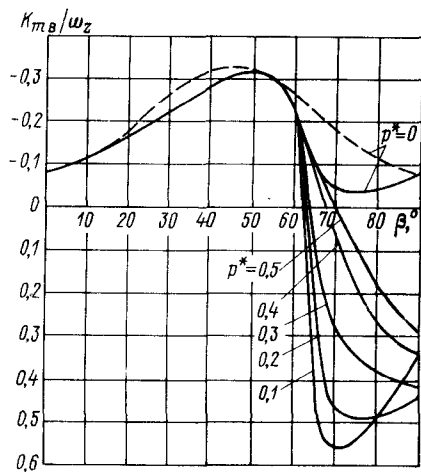


Рис. 4.5. Зависимость  $K_{mв}/\omega_z$  от  $\beta$  и  $p^*$ :

— построенная по результатам испытаний К. К. Федяевского; --- построенная по формуле (4.40)

в определенных условиях может не только уменьшиться, но и оказаться возмущающим. Этот вывод подтверждает рис. 4.5, на котором показано семейство кривых  $K_{mв}/\omega_z = f(\beta, p^*)$  ( $p^*$  — число Sh для модели), построенное К. К. Федяевским по результатам испытаний модели судна в форме двугольника с плоскими концами и удлинением  $2T/L = 0,1$ , симметричного относительно мидель-шпангоута. Как видно из этого семейства, при  $p^* = 0$  зависимость  $K_{mв}$  от  $\beta$  качественно совпадает с формой зависимости (4.40), но с увеличением  $p^*$  при  $\beta > 50^\circ$  все более резко отличается от нее и на определенном интервале изменения углов дрейфа  $\beta$  вращательный момент становится возмущающим. Этот эффект называют эффектом Федяевского. Наличие эффекта Федяевского заставляет особенно строго подходить к экспериментальному определению гидродинамических характеристик корпуса судна при больших  $\beta$  и  $\omega_z$  и получению для них аналитических выражений на основе гидродинамики продолговатых тел, к которым с полным правом можно отнести корпус судна.

#### 4.2. Экспериментальные методы определения гидродинамических характеристик корпуса судна

Модельные испытания с целью определения гидродинамических характеристик корпуса судна проводят в аэродинамических трубах, опытовых бассейнах, на ротативных установках и на планарных механизмах.

От 40–45° значения вращательных производных возрастают по абсолютной величине, а в другой при изменении угла от 40–45 до 60° падают. Это обстоятельство нашло отражение в полученных выше зависимостях (4.39) и (4.40). При втором режиме, охватывающем изменение угла атаки от 60 до 90°, вращательные производные существенно зависят не только от угла атаки, но и от чисел Sh. Наличие этих двух режимов обтекания продолговатого тела К. К. Федяевский объясняет тем, что в дополнение к отрыву потока с передней кромки, который наблюдается при малых углах, при углах атаки, больших 60°, появляются срывы вихрей с торцов и задней кромки. Совокупность срывающихся вихрей раскачивает тело и вращательный момент

**Испытания в аэродинамических трубах.** Для определения позиционных гидродинамических характеристик корпуса судна его дублированную относительно плоскости ватерлинии модель помещают и закрепляют в потоке аэродинамической трубы под различными углами дрейфа  $\beta$  ( $\omega_z = 0$ ). Позиционные силы  $X_{к.п.}$ ,  $Y_{к.п.}$  и момент  $M_{к.п.}$ , действующие на модель в горизонтальной плоскости, измеряют с помощью стандартной тросиковой подвески трехкомпонентных весов Прандтля или системы специальных динамометров. В связи с тем что в обратном движении на модель в аэродинамической трубе натекает однородный прямолинейный установившийся поток, условия равновесия модели в таком потоке могут быть записаны из уравнений (2.50) так:

$$X_k = A_x; \quad Y_k = A_y; \quad M_k = M_{ka} - (p_{22} - p_{11}) m v_x v_y,$$

где  $A_x$ ,  $A_y$ ,  $M_{ka}$  — продольные и поперечные силы и момент (рис. 4.6), измеряемые регистрационно-измерительным комплексом трубы. Таким образом, при испытаниях в аэродинамической трубе в состав позиционного момента  $M_{ka}$  входит инерционный член  $(p_{22} - p_{11}) m v_x v_y$ , и коэффициент этого момента равен

$$K_{ma} = K_m + (p_{22} - p_{11}) \frac{2V}{F_d L} \sin \beta \cos \beta. \quad (4.42)$$

Поэтому при определении позиционного момента инерционных гидродинамических сил в аэродинамической трубе он содержит и компонент инерционной природы.

Несмотря на достаточную простоту, модельные испытания в аэродинамических трубах имеют и свои недостатки: не учитывается влияние волнообразования на гидромеханические характеристики корпуса, использование дублированных моделей заставляет при определении позиционных сил и момента при разных осадках и углах дифферента для каждого их сочетания создавать и испытывать свою модель.

**Испытания в опытовых бассейнах.** Позиционные гидромеханические характеристики корпуса судна можно определить и путем буксировки моделей под углом дрейфа в опытовом бассейне. Модель крепится на буксировочной тележке под углом дрейфа к направлению ее движения и перемещается вместе с ней с заданной скоростью (рис. 4.7). Крепление модели на тележке осуществляется с помощью специального устройства, допускающего свободное всплытие и дифферент модели. В состав этого устройства включен трехкомпонентный динамометр, который позволяет произвести запись действующих на судно продоль-

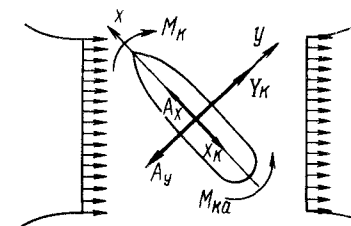


Рис. 4.6. Схема сил, действующих на модель в аэродинамической трубе

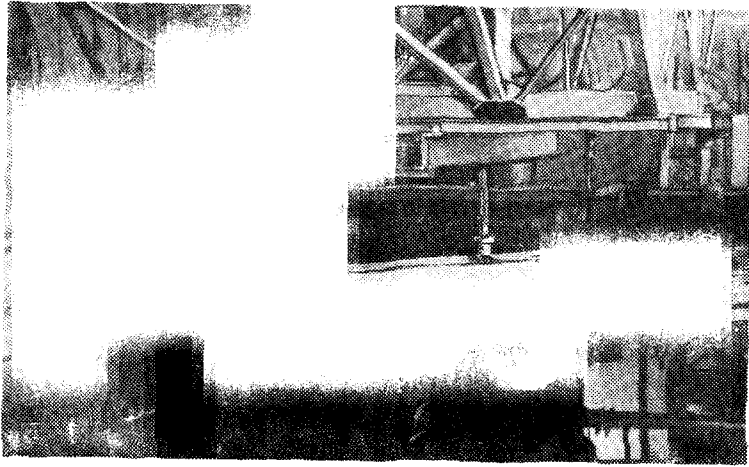


Рис. 4.7. Движение модели в опытном бассейне

ной  $X_K$  и поперечной  $Y_K$  сил и их момента  $M_K$ , также учитывающего момент инерционных сил  $m(p_{22} - p_{11}) \bar{v}^2 \sin \beta \cos \beta$  в соответствии с равенством (4.42). При испытаниях в бассейне длину модели обычно выбирают так, чтобы отношение минимальной из заданных скоростей модели  $v_{\text{мод}}$ , пересчет которых ведется по Фруду, к скорости натуре  $v$  было бы равно  $v_{\text{мод}}/v = \sqrt{M}$  ( $M$  – масштаб модели), а число  $Re$  для модели  $Re_{\text{мод}} = v_{\text{мод}} L_{\text{мод}}/\nu > 10^6$ .

В аэродинамических трубах и опытовых бассейнах проводят также эксперименты для определения гидродинамических характеристик рулей и ДРК судна в целом, для чего эти средства управления устанавливают под углом к набегающему потоку. При движении ДРК в канале бассейна гребной винт приводится во вращение с помощью специального электродвигателя, а при продувке в аэродинамической трубе – электродвигателем, размещающимся в обтекаемой гондоле. На руле или поворотной насадке измеряют силы и момент, действующие на них в горизонтальной плоскости. При испытаниях ДРК, кроме того, фиксируют частоту вращения, упор, момент и боковую силу гребного винта.

**Испытания на ротативных установках.** Прямой способ экспериментального определения всех гидродинамических характеристик корпуса судна, включающих как позиционные, так и демпфирующие силы и моменты, действующие в горизонтальной плоскости, реализуется в испытаниях моделей на ротативных установках. Ротативная установка представляет собой ферму, вращающуюся вокруг вертикальной оси, которая может быть подведена сверху (рис. 4.8) и тогда ротативную установку называют *подвешенной*. Если вращающаяся ферма опирается своими концами на круговой рельс, то это *опертая* ротативная установка. Вращающаяся

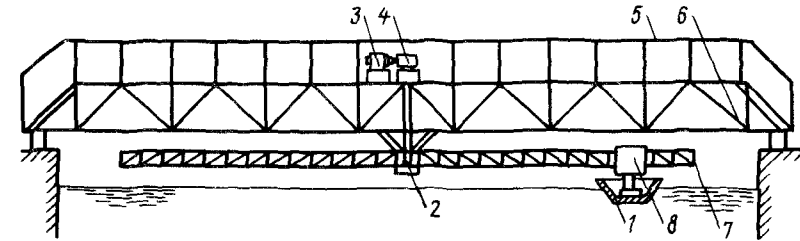


Рис. 4.8. Схема подвешенной ротативной установки:

1 – модель; 2 – ось вращения нижней фермы; 3 – электромотор; 4 – редуктор; 5 – леерные ограждения; 6 – верхняя ферма; 7 – нижняя ферма; 8 – динамометр

щающаяся ферма может закрепляться на вертикальной оси одним своим концом. Такая ротативная установка носит название *свободно вращающейся* (рис. 4.9).

Обычно ротативные установки размещаются в циркуляционных бассейнах круглой или прямоугольной формы. На вращающейся ферме устанавливается тележка, которая может перемещаться вдоль фермы. Она может быть закреплена в любом заданном положении по ее длине. К тележке через динамометр крепится модель. Крепление обеспечивает свободное всплытие и дифферент модели и дает возможность закрепить модель под любым углом дрейфа  $\beta$ .

В конструкции ротативной установки ГПИ динамометрический датчик, основой которого служит плоская фрезерованная пружина сложной конструкции, система свободного всплытия модели с разгрузочным устройством и узлом, обеспечивающим свободу дифферентовки модели, и система полуавтоматического изменения угла дрейфа конструктивно объединены в виде подвижной измерительной головки, перемещающейся вдоль стрелы установки (см. рис. 4.9).

При испытаниях на ротативной установке используют не дубли-

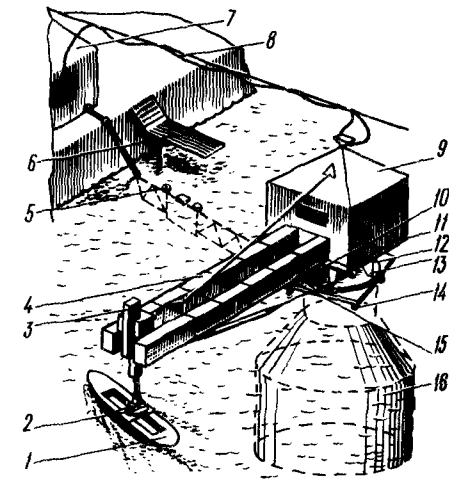


Рис. 4.9. Схема свободно вращающейся ротативной установки ГПИ

1 – модель; 2 – динамометр; 3 – измерительная головка; 4 – стрела; 5 – подводная киноустановка; 6 – мостик; 7 – пульт управления; 8 – кабель; 9 – кабина; 10 – электропривод; 11 – верхняя платформа; 12 – кольцо; 13 – катки; 14 – домкраты; 15 – нижняя платформа; 16 – бак

рованную, а плавающую модель. При вращении фермы она перемещается по круговой траектории того радиуса, на котором закреплена, и с тем углом дрейфа, который был первоначально установлен. При таком движении модель фактически имитирует движение судна на установившейся циркуляции, которое принимали при введении гипотезы стационарности. При минимальном размере моделей, применяемых при изучении управляемости, равном 1,5–2,0 м, рабочий радиус ротативной установки должен составлять 8–10 м. Для получения более надежных результатов наметилась тенденция использования моделей длиной 4–6 м. Для таких моделей необходимый радиус установки возрастает до 20–30 м. Поэтому для размещения ротативных установок требуются циркуляционные бассейны значительных размеров.

Испытания на ротативной установке позволяют определить полные приращения сил и момента, обусловленные вращением. Замеры производятся при установившемся вращении модели с постоянными углом дрейфа  $\beta$  и угловой скоростью вращения  $\omega_z$ . Поэтому

$$\frac{dv}{dt} = \frac{d\beta}{dt} = \frac{d\omega_z}{dt} = 0.$$

При испытаниях на вращающуюся модель действуют не только силы  $X_K$  и  $Y_K$  и момент  $M_K$  вязкостной природы, но и силы и момент инерционной природы (рис. 4.10). В связи с этим реакции  $X_R$  и  $Y_R$ , измеряемые динамометрическим датчиком и их момент  $M_R$  будут от них отличаться. Уравнения движения (2.50) запишутся так:

$$\left. \begin{aligned} -\lambda_{22} v \omega_z \sin \beta + \lambda_{26} \omega_z^2 &= X_K - X_R; \quad \lambda_{11} v \omega_z \cos \beta = Y_K - Y_R; \\ -(\lambda_{22} - \lambda_{11}) v^2 \sin \beta \cos \beta + \lambda_{26} v \omega_z \cos \beta &= M_K - M_R. \end{aligned} \right\} (4.43)$$

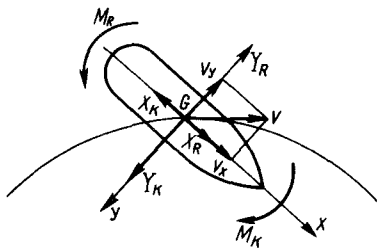


Рис. 4.10. Схема сил, действующих на модель при испытаниях на ротативной установке

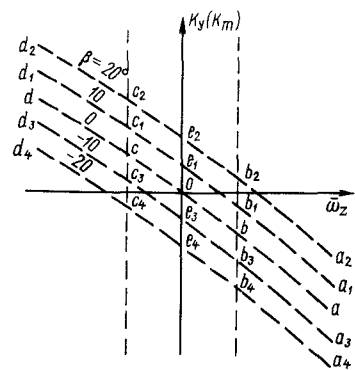


Рис. 4.11. Определение позиционных характеристик на ротативной установке по методу Першица

Тогда гидродинамические характеристики вязкостной природы равны

$$\left. \begin{aligned} X_K &= X_R - \lambda_{22} v \omega_z \sin \beta + \lambda_{26} \omega_z^2; \\ Y_K &= Y_R + \lambda_{11} v \omega_z \cos \beta; \\ M_K &= M_R - (\lambda_{22} - \lambda_{11}) v^2 \sin \beta \cos \beta + \lambda_{26} v \omega_z \cos \beta. \end{aligned} \right\} (4.44)$$

Если позиционные силы и момент известны, то, вычитая их из величин  $X_K$ ,  $Y_K$  и  $M_K$  соответственно, находим их вращательные составляющие  $X_{К.В.}$ ,  $Y_{К.В.}$ ,  $M_{К.В.}$ .

Позиционные характеристики корпуса судна могут быть определены на ротативной установке по методу, предложенному Р. Я. Першицем. Представим себе график зависимости  $K_y = K_y(\beta, \bar{\omega}_z, z)$ . Из формулы для определения относительной кривизны траектории движения судна  $\bar{\omega}_{z\text{ц}} = L/R_{\text{ц}}$  видно, что для достижения малой кривизны  $\bar{\omega}_z$  необходимы большие радиусы установки модели  $R_{\text{ц}}$ , а поскольку в любой ротативной установке они ограничены, вблизи начала координат всегда будет зона, в которой замеры не могут быть произведены. На рис. 4.11 эта зона ограничена вертикальными штриховыми линиями. Кривая зависимости коэффициента поперечной силы  $K_y$  или момента  $K_m$  от  $\bar{\omega}_z$  при  $\bar{\omega}_z > 0$  будет представлять собой кривую  $ab$ , а при  $\bar{\omega}_z < 0$  — кривую  $cd$ . Кривые  $ab$  и  $cd$  должны лечь на одну плавную кривую. Проведем теперь испытания модели при разных положительных ( $\beta > 0$ ) и отрицательных ( $\beta < 0$ ) углах дрейфа сначала при  $\bar{\omega}_{zi} > 0$  и построим отрезки кривых  $a_i b_i$ , а затем при  $\bar{\omega}_{zi} < 0$  и построим отрезки кривых  $c_i d_i$ . Кривые  $a_i b_i$  и  $c_i d_i$  легко соединить плавными кривыми, точки пересечения которых  $e_i$  с осью ординат ( $\bar{\omega}_z = 0$ ) определяют значения позиционных коэффициентов корпуса судна  $K_{y\text{п}}$  или  $K_{m\text{п}}$ .

**Метод вынужденных колебаний.** Применение метода вынужденных колебаний модели в аэродинамической трубе дает возможность определить нестационарные гидромеханические характеристики в общем случае движения судна с шестью степенями свободы. Их находят с помощью непосредственного динамометрирования модели, совершающей вынужденные гармонические колебания в потоке трубы, на основе принципа, который называют иногда „гипотезой гармоничности“. В соответствии с этим принципом вводится ряд допущений, существенно упрощающих методику определения вращательных производных в процессе измерения сил и моментов на колеблющейся модели. Во-первых, полагают, что числа  $Sh$ , характерные для движения судов, малы. Это позволяет использовать для определения ряда коэффициентов результаты позиционных и ротативных испытаний. Во-вторых, в связи с относительно малыми амплитудами колебаний считают, что структура потока, обтекающего модель, не успевает существенно измениться при переходе от одного колебательного режима к другому. Это дает возможность проводить анализ произвольного движения судна, применяя нестационарные составляющие аэродинамических сил и моментов, которые опреде-

ляются в аэродинамических трубах в режиме гармонических колебаний.

Аэродинамические нагрузки на колеблющейся модели являются периодическими функциями и могут быть разложены в ряды Фурье. Определение коэффициентов этих рядов по данным испытаний в аэродинамической трубе обычно производят с помощью автоматического гармонического анализатора.

**Испытания с помощью планарного механизма.** При определении гидродинамических характеристик плавающей модели судна в опытовом бассейне в последнее время с успехом стали применять планарные

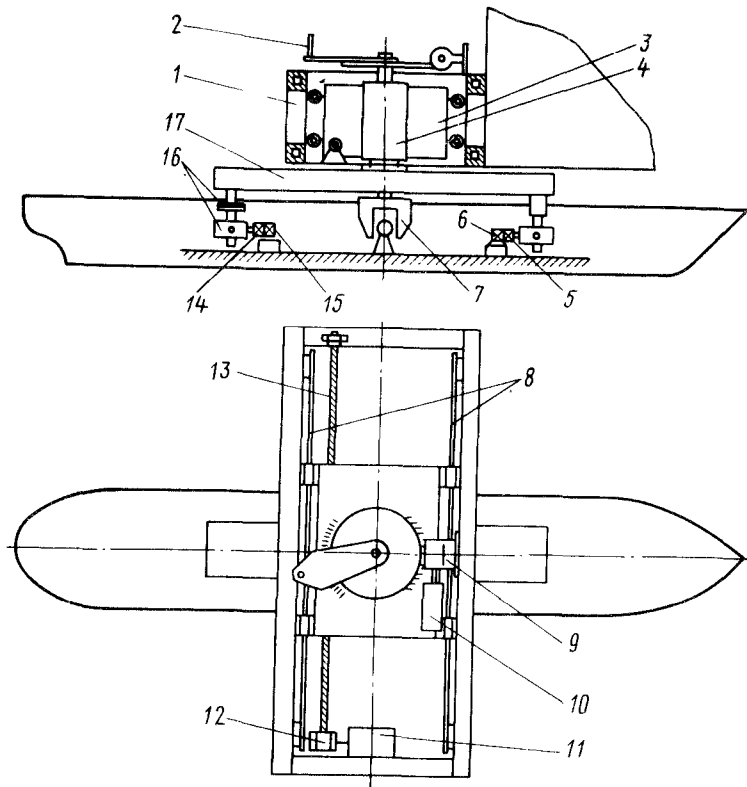


Рис. 4.12. Общий вид планарного механизма:

1 – несущая конструкция; 2 – устройство установки угла дрейфа вручную; 3, 11, 12 – каретка поперечного перемещения с электромагнитным приводом; 4 – большой буксировочный пилон для угловых колебаний с электромеханическим приводом; 5, 6, 14, 15 – система силоизмерительных датчиков; 7 – тормозное устройство; 8 – параллели; 9, 10, 17 – продольные балки; 13 – бесконечный винт привода каретки; 16 – шарнирное устройство

механизмы – специальные электромеханические устройства, крепящиеся на буксировочной тележке и позволяющие сообщать модели, движущейся вместе с тележкой, гармонические колебания заданных амплитуд, частоты, фазы по одной координате или по их совокупности.

Схема планарного механизма представлена на рис. 4.12.

Модель крепится к планарному механизму с помощью датчиков продольной силы 5, 6, которые совместно с датчиками для измерения поперечных усилий 14, 15 образуют силоизмерительный комплекс. Шарнирное устройство 16 дает возможность модели всплывать и дифферентоваться во время экспериментов.

При буксировке модели под углом дрейфа его можно задавать предварительно с помощью ручки 2 с шагом  $2^\circ$  в диапазоне  $\pm 34^\circ$ , а также установить модель лагом по отношению к центральной оси бассейна, т. е. существует возможность задавать автоматическим способом выбранные значения угла дрейфа в течение одного пробега.

При проведении испытаний в режиме вынужденных колебаний по углу дрейфа с помощью электропривода и каретки 3 модели задаются поперечные гармонические колебания на ходу буксировочной тележки. В результате вектор скорости натекания на корпус равен сумме векторов продольной скорости тележки и поперечной скорости каретки планарного механизма.

При угловых колебаниях амплитудное значение угловой скорости находится в функциональной зависимости от амплитуды поперечного смещения и скорости буксировочной тележки. В результате генерируется колебательное движение, при котором нет поперечного обтекания корпуса. Таким образом как бы воспроизводятся участки движения на криволинейной траектории без дрейфа.

Зададим зависимость коэффициента поперечной гидродинамической силы  $K_y$  в виде следующей структурной зависимости:

$$K_y = k_{21} \beta + k_{22} \bar{\omega}_z \quad (4.45)$$

и примем следующие законы движения модели, определяемые планарным механизмом:

$$\beta = \beta_m \cos \bar{\sigma} \tau; \quad \bar{\omega}_z = -\varphi_m \bar{\sigma} \sin \bar{\sigma} \tau, \quad (4.46)$$

где  $\beta_m$ ,  $\varphi_m$  – амплитудные заданные значения угла дрейфа и угла курса судна;  $\bar{\sigma} = \sigma L / v_0$  – безразмерная частота колебаний модели, обеспечиваемая планарным механизмом;  $\tau = v_0 t / L$  – безразмерное время.

Представим измеряемую поперечную гидродинамическую силу, действующую на корпус судна, в виде ряда Фурье и удержим в нем члены до первого порядка малости:

$$K_y^{изм}(\tau) = A_{0y} + A_{1y} \cos \bar{\sigma} \tau + B_{1y} \sin \bar{\sigma} \tau. \quad (4.47)$$

Подставляя равенства (4.46) в (4.45) и собирая члены, содержащие  $\sin \bar{\sigma}\tau$  и  $\cos \bar{\sigma}\tau$ , получаем

$$K_y(\tau) = k_{21} \beta_m \cos \bar{\sigma}\tau - k_{22} \varphi_m \bar{\sigma} \sin \bar{\sigma}\tau. \quad (4.48)$$

Сравнивая (4.47) и (4.48), имеем

$$k_{21} = A_{1y} / \beta_m; \quad k_{22} = -B_{1y} / (\varphi_m \bar{\sigma}). \quad (4.49)$$

Коэффициенты разложения  $A_{1y}$  и  $B_{1y}$  находят по данным модельных испытаний.

При других, более сложных законах движения судна, задаваемых режимом работы планарного механизма, для определения коэффициентов  $k_{ij}$  необходимо варьировать кинематические параметры модели и методы аппроксимации зависимостей коэффициентов ряда Фурье от кинематических параметров.

**Метод модельных испытаний.** Наряду с методами определения гидродинамических характеристик судов в аэродинамических трубах и на ротативных установках все большее значение приобретает их расчет по данным самоходных модельных испытаний управляемости судов, позволяющий избежать искажающего влияния масштабного эффекта, особенно заметно проявляющегося при определении момента гидродинамических сил, действующих на корпус судна.

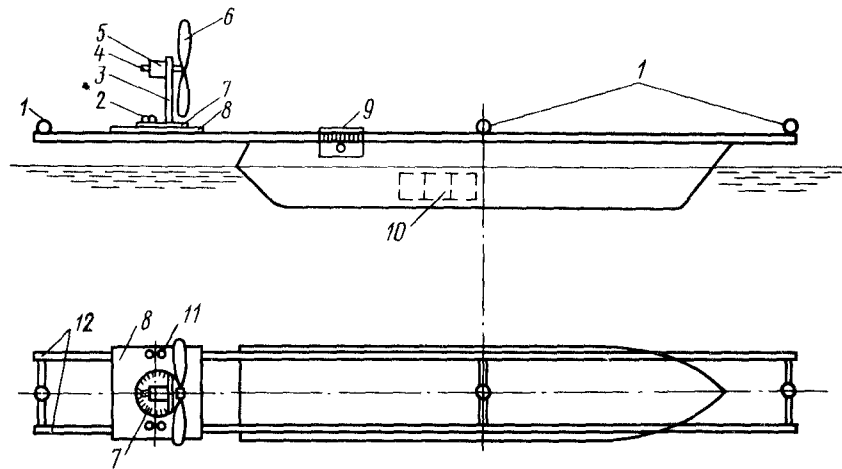


Рис. 4.13. Самоходная модель для определения гидродинамических характеристик корпуса судна:

1 — мигающие лампочки; 2, 11 — гайки-барашки; 3 — колонка; 4 — таходинамо; 5 — электромотор; 6 — воздушный винт; 7 — лимб; 8 — каретка; 9 — указатель частоты вращения воздушного винта; 10 — аккумуляторы; 12 — рельсы

Оригинальный метод определения гидродинамических усилий, действующих на самоходную модель (рис. 4.13), предложен Р. Я. Першицем. По длине палубы крупномасштабной плавающей модели укладывают рельсы, по которым перемещается колонка с воздушным винтом. Колонку, а вместе с ней и воздушный винт, можно поворачивать и ставить под различными углами к ДП судна. Если воздушный винт привести во вращение, а колонку перемещать по рельсам вдоль модели и отклонять на разные углы, то можно получить практически любое движение модели. Скорость потока, отбрасываемого воздушным винтом, будет во много раз больше скорости движения модели и можно считать его работающим в швартовном режиме. Измерив упор винта, изменение точки приложения по длине модели и направление этого упора, а также параметры движения модели, из уравнений движения (2.50) можно найти гидродинамические силы и моменты, действующие на модель при ее движении.

**Метод натуральных испытаний.** Метод определения гидродинамических характеристик корпуса судна по данным натуральных испытаний впервые был разработан Г. А. Фирсовым, [71], предложившим использовать для этой цели параметры установившегося движения судна на циркуляции, определенные из натурального эксперимента. Этот метод был использован Л. М. Рыжовым для определения гидродинамических характеристик толкаемых составов [50]. На основе обработки результатов испытаний в Волжско-Камском бассейне большого количества толкаемых составов он предложил графики для определения коэффициентов сил и момента для толкаемых составов в зависимости от соотношения их главных размерений  $T/L$ , относительного расстояния оси баллера руля до ЦТ судна  $\bar{L}_p = L_p/L$  и параметра  $m_{11} = 2(m + \lambda_{11}) / (\rho S_d L)$ .

Общий метод решения этой задачи, исходя из характеристик любого движения судна по криволинейной траектории, состоит в следующем. Уравнения движения судна (2.50), будучи нелинейными относительно скорости  $v$ , угла дрейфа  $\beta$  и угловой скорости  $\omega_z$ , линейны относительно коэффициентов гидродинамических сил  $K_x$ ,  $K_y$  и их момента  $K_m$  и коэффициентов обобщенных присоединенных масс  $p_{ij}$ . Если из натуральных испытаний известны характер изменения во времени  $v$ ,  $\beta$ ,  $\omega_z$  и законы изменения во времени всех действующих на судно сил и моментов, включая силы и моменты, индуцируемые СУ судна, то из уравнений (2.50) коэффициенты  $K_x$ ,  $K_y$  и  $K_m$  для всего маневра судна находят так же, как функции времени. Их наносят на график, называемый картой гидродинамических сил. По этой карте, используя метод точечной аппроксимации, составляют системы линейных алгебраических уравнений для расчета гидродинамических коэффициентов  $k_{ij}$  и обобщенных присоединенных масс  $p_{ij}$ .

Метод определения гидродинамических характеристик корпусов судов и составов по данным натуральных испытаний обеспечивает точность, обусловленную точностью замера величин при испытаниях. Наиболее точно измеряемыми параметрами являются скорость движения судна,



угол курса и угловая скорость. Однако при определении угла дрейфа и его производных, а также сил и моментов, индуцируемых СУ, и характеристик их взаимодействия с корпусом судна возникают значительные погрешности, которые могут привести к заметным ошибкам при нахождении коэффициентов гидродинамических сил и моментов. Поэтому в настоящее время при решении задач идентификации систем обычно ограничиваются упрощенными математическими моделями. Методика идентификации достаточно подробно изложена в справочнике [60], в работах В. И. Зайкова [28], Г. И. Зильмана [30].

#### 4.3. Практические рекомендации по определению гидродинамических характеристик корпуса судна при малых углах дрейфа

**Метод Першица.** Широкое распространение получил расчетный метод определения параметров управляемости морских транспортных судов, предложенный Р. Я. Першицем и основанный на результатах модельных испытаний в аэродинамической трубе, проведенных Н. И. Анисимовой [3]. Характеристики моделей изменялись в пределах  $4 \leq L/B \leq 10$ ;  $0,02 \leq T/L \leq 0,08$ ;  $0,5 \leq \delta/\beta_M \leq 0,85$ ;  $0,93 \leq \sigma_d \leq 1$ . Согласно методу Першица

$$K_x = K_{x0} = k_{10}; \quad K_y = k_{21}\beta + k_{23}\beta|\beta|; \quad K_m = k_{31}\beta + k_{32}\bar{\omega}_z. \quad (4.50)$$

Зависимости (4.50) в таком виде соответствуют свойствам функций  $K_x(\beta, \bar{\omega}_z)$ ,  $K_y(\beta, \bar{\omega}_z)$ ,  $K_m(\beta, \bar{\omega}_z)$ , установленным выше. Входящие в формулы (4.50) позиционные гидродинамические коэффициенты определяют по аппроксимационным формулам Соболева:

$$\left. \begin{aligned} k_{21} &= \pi \frac{T}{L} \left( \frac{0,65\beta_M}{\delta} \right)^{5/2} \left( \frac{L}{6B} \right)^{1/3} + (\sigma_d - 0,96); \\ k_{23} &= 0,72 \left( \frac{3T}{B} \right)^{1/2} \left( \frac{0,70\beta_M}{\delta} \right)^{3/2} + 1,25(\sigma_d - 0,95); \\ k_{31} &= 1,80 \frac{T}{L} + 0,60 \left( 0,70 - \frac{\delta}{\beta_M} \right) + 0,97(\sigma_d - 0,97). \end{aligned} \right\} \quad (4.51)$$

Гидродинамический коэффициент вращательного момента  $k_{32}$  находят по формуле Першица – Мелкозеровой

$$k_{32} = \left( 0,739 + 8,70 \frac{T}{L} \right) (1,61\sigma_d^2 - 2,87\sigma_d + 1,33). \quad (4.52)$$

Приведенный коэффициент полноты погруженной в воду площади  $S_d$  диаметрального батокса  $\sigma_d = S_d/(LT)$  подсчитывают так:

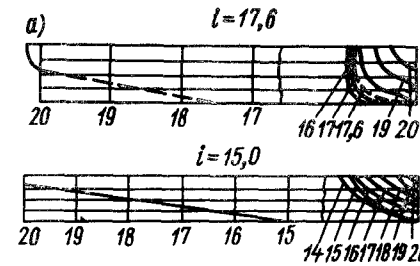
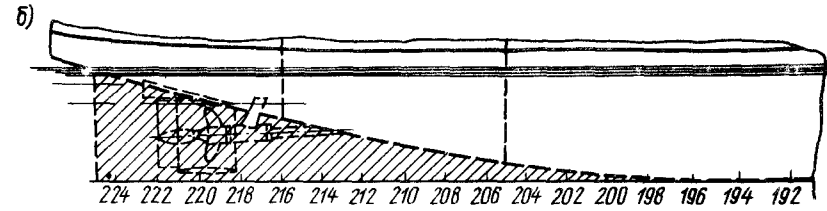


Рис. 4.14. К определению номера  $i$ -го шпангоута (а) и приведенного коэффициента полноты диаметрального батокса судна  $\sigma_d$  (б)



$$\sigma_d = 1 - \frac{3}{20-i} \frac{S_K}{LT} + \frac{0,054}{T/L} (\psi_1 + \psi_2). \quad (4.53)$$

Здесь  $i$  – номер теоретического кормового шпангоута, пограничного между шпангоутами U-образной и V-образной форм; шпангоут с номером  $i$  характеризует точку по длине судна, в которой кормовой дейдвуд сливается с корпусом (рис. 4.14, а);  $S_K$  – площадь, дополняющая контур погруженной в воду кормовой части диаметрального батокса

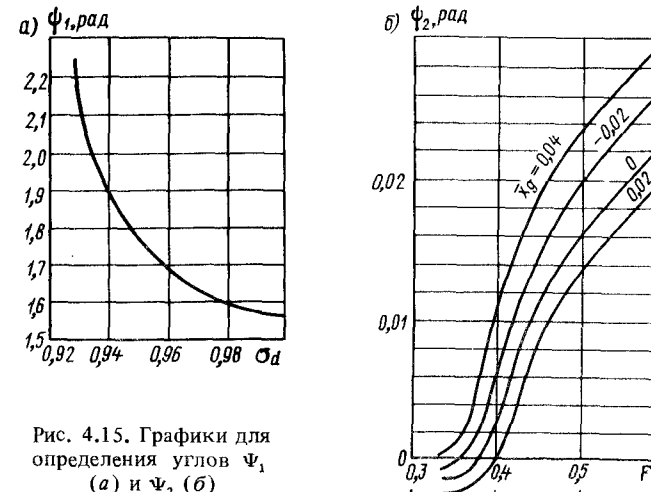


Рис. 4.15. Графики для определения углов  $\psi_1$  (а) и  $\psi_2$  (б)

судна до прямоугольника, подсчитываемая при посадке судна на ровный киль (рис. 4.14, б);  $\psi_1$  – угол статического дифферента (рис. 4.15, а);  $\psi_2$  – угол динамического дифферента, приобретаемого судном на ходу, зависящий от числа  $Fr = v/(gL)$  в относительной абсциссы ЦТ судна  $\bar{x}_g = x_g/L$ ; причем при  $Fr < 0,34$  ходовой дифферент  $\psi_2$  можно принять равным нулю (рис. 4.15, б).

Зависимости (4.50) легко привести в соответствие с равенствами (4.35) и по структуре. Для нахождения коэффициента  $k_{26}$  второго из равенств (4.35) необходимо использовать метод точечной аппроксимации, вычислить  $K_{yH}$  при предельном значении угла дрейфа  $\beta = 0,5$  и рассчитать  $k_{26}$  по формуле  $k_{26} = 2k_{23}$ . Коэффициенты  $k_{13} = k_{22} = k_{28} = k_{36} = k_{37} = k_{39} = 0$ . Коэффициенты  $k_{21}$ ,  $k_{31}$ ,  $k_{32}$  определяют по формулам (4.51) и (4.52).

В ЛИВТе с целью определения гидродинамических характеристик корпусов грузовых судов внутреннего и смешанного плаваний были проведены испытания большой систематической серии их моделей на глубокой и мелкой воде, по результатам которых были получены следующие структурные выражения для коэффициентов поперечной силы и момента:

$$\left. \begin{aligned} K_y &= k_{21}\beta + k_{22}\bar{\omega}_z + k_{23}|\beta| + k_{24}|\bar{\omega}_z|; \\ K_m &= k_{31}\beta + k_{32}\bar{\omega}_z + k_{34}|\beta|\bar{\omega}_z. \end{aligned} \right\} \quad (4.54)$$

Входящие в равенства (4.54) гидродинамические коэффициенты зависят от соотношений главных размерений судна  $T/L$ ,  $L/B$ ,  $B/T$ , относительной глубины фарватера  $H_\Phi/T$ . Для грузовых судов внутреннего плавания  $k_{23} = f(T/L, B/T)$  (рис. 4.16, а);

$$\left. \begin{aligned} k_{21} &= 3,7T/L; \quad k_{22} = 0; \quad k_{24} = 0,127 - 0,12\bar{S}_K; \\ k_{31} &= [0,101 + 0,00174(L/B - 8,17)](21T/L + 0,285); \\ k_{32} &= -[0,033 + 0,001(B/T - 3) - 0,011(B/T - 3)^{0,5} + \\ &+ 0,3(T/L - 0,0237) + 0,03(0,1 - \bar{S}_K)]; \\ k_{34} &= -[0,089 - 0,11T/B - 1,81(T/B - 0,15)^3]. \end{aligned} \right\} \quad (4.55)$$

Для пассажирских судов внутреннего плавания  $k_{23} = f(T/L, B/T)$  (рис. 4.16, б);

$$\left. \begin{aligned} k_{21} &= 4,2T/L; \quad k_{22} = 0; \quad k_{24} = 0,127 - 0,12\bar{S}_K; \\ k_{31} &= [0,109 + 0,00189(L/B - 8,17)](22,05T/L + 0,299); \\ k_{32} &= -[0,042 + 0,0009(B/T - 3,0) - 0,0079(B/T - 3,0)^{0,5} + \\ &+ 0,3(T/L - 0,0237) + 0,03(0,10 - \bar{S}_K)]; \\ k_{34} &= -[0,089 - 0,11T/B - 1,81(T/B - 0,15)^3]. \end{aligned} \right\} \quad (4.56)$$

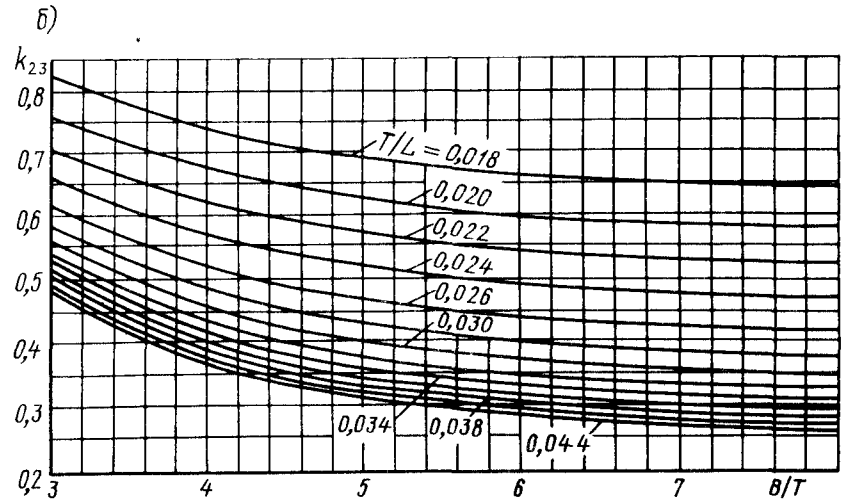
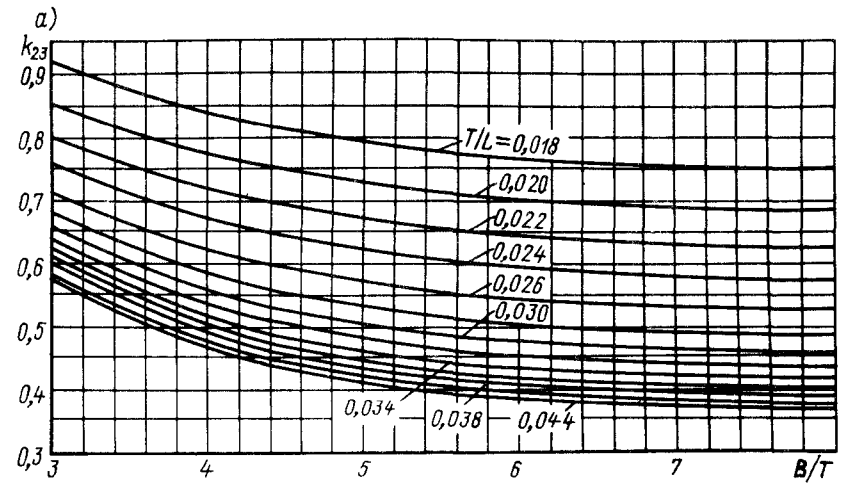


Рис. 4.16. Графики для определения гидродинамического коэффициента  $k_{23}$ : а – для грузовых; б – для пассажирских судов внутреннего плавания

Для учета влияния мелководья необходимо умножить гидродинамические коэффициенты  $k_{21}$ ,  $k_{22}$ ,  $k_{23}$ ,  $k_{24}$ ,  $k_{31}$ ,  $k_{32}$  и  $k_{34}$  на соответствующие коэффициенты влияния мелководья

$$\left. \begin{aligned} a_{21} &= 1 + (2,38 - 11T/L)(T/H_\Phi)^3; \\ a_{22} &= 1 + 3,40(T/H_\Phi)^{2,25}; \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} a_{23} &= 1 + [2,80(\bar{S}_K - 0,88)^2 - 1] (T/H_\Phi)^2; \\ a_{24} &= 1 + (65\bar{S}_K - 38) (T/H_\Phi)^3; \\ a_{31} &= 1 + [0,55 + 58,1(1 - \bar{S}_K) - 203(1 - \bar{S}_K)^2] (T/H_\Phi)^3; \\ a_{32} &= 1 + 0,0181(B/T - 1,2)^3 + 1,17[1 + 0,214(B/T - 3,4)^2] \times \\ &\times (T/H_\Phi)^3. \end{aligned} \right\} (4.57)$$

Формулы (4.55) и (4.56) справедливы при  $0,01 \leq T/L \leq 0,05$ ,  $3 \leq B/T \leq 8$ ,  $0,88 \leq \bar{S}_K \leq 0,96$ ,  $T/H_\Phi \leq 0,65$ ,  $Fr_H = v/\sqrt{gH_\Phi} \leq 0,6$ ,  $0 \leq \beta \leq 0,5$ ,  $0 \leq \bar{\omega}_z \leq 0,9$ .

Приведем выражения (4.54) к структуре второго и третьего уравнений (4.35), используя метод точечной аппроксимации. Удовлетворяя их одновременно при  $\beta = 0,5$  и  $\bar{\omega}_z = 0,5$ , получаем

$$k_{26} \cong 2k_{23}, \quad k_{28} \cong 2k_{24}, \quad k_{36} \cong 0, \quad k_{37} \cong 2k_{34}. \quad (4.58)$$

Остальные гидродинамические коэффициенты в равенствах (4.35) и (4.54) оказываются одинаковыми. Влияние мелководья и в этом случае учитывается с помощью коэффициентов  $a_{ij}$ , которые определяются по формулам (4.57).

Методы определения гидродинамических характеристик катамаранов, водометных и промысловых судов и толкаемых составов приведены в гл. 9 при рассмотрении особенностей управляемости судов этого типа.

#### 4.4. Определение гидродинамических характеристик корпуса судна при больших углах дрейфа

Основанных на систематических испытаниях методов определения гидродинамических характеристик корпуса судна при больших  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ , характерных для сильных маневров судов, разработано пока немного.

Наибольшей известностью пользуются номограммы Анисимовой [3] для определения  $K_{xп}$ ,  $K_{yп}$  и  $K_{mп}$ , полученные в результате обработки серийных испытаний моделей. Эти номограммы аппроксимируются следующими формулами:

$$\left. \begin{aligned} K_{xп} &= -0,075 \sin \left\{ \left[ \pi - \arcsin \frac{k_{10}}{0,075} \right] \left[ 1 - \frac{\beta}{\psi_x} \right] \right\}; \\ K_{yп} &= \frac{1}{2} C_{y\beta}^\beta \sin 2\beta \cos \beta + c_2 \sin^2 \beta + c_3 \sin^4 2\beta; \\ K_{mп} &= m_1 \sin 2\beta + m_2 \sin \beta + m_3 \sin^3 2\beta + m_4 \sin^4 2\beta, \end{aligned} \right\} (4.59)$$

в которых  $\beta$  — угол дрейфа;  $\psi_x$  — угол, определяемый по графику рис. 4.15, б;  $C_{y\beta}^\beta = k_{21}$ ;  $c_2 = k_{23}$ ;  $m_1, m_2, c_3, m_3, m_4$  — коэффициенты,

определяемые по номограммам справочника [24] в зависимости от  $L/B$ ,  $T/L$ ,  $\delta/\beta_M$ ,  $\sigma_d$ . Из равенств (4.59) вытекает, что они могут быть использованы только при положительных углах дрейфа  $\beta$ .

Для расчета параметров движения судна в ограниченной акватории (крутых циркуляций при привалах и отвалах, маневрирования в узкостях, при ветре и волнении и т. д.) необходимо знать гидродинамические характеристики корпуса не только судна, движущегося при больших углах дрейфа  $\beta$ , но и судна, вращающегося с большими угловыми скоростями  $\bar{\omega}_z = \omega L/v = L/R_{ц}$ . Однако при уменьшении скорости движения судна  $v$  и радиусе циркуляции  $R_{ц}$  значение  $\bar{\omega}_z$  возрастает и стремится к бесконечности при  $v \rightarrow 0$ ,  $R_{ц} \rightarrow 0$ . При  $\bar{\omega}_z \rightarrow \infty$  вращательные коэффициенты  $K_{yв} \rightarrow \infty$ ,  $K_{mв} \rightarrow \infty$ , что исключает исследование сильных маневров, когда радиус поворота судна невелик, изложенными выше методами. Таким образом, безразмерная угловая скорость  $\bar{\omega}_z = \omega L/v$  не всегда удобна для исследования маневрирования судна.

А. П. Тумашик [65] предложил характеризовать кривизну траектории движения судна с помощью обобщенной кривизны траектории

$$\bar{\omega}_z = L / \sqrt{L^2 + R_{ц}^2}, \quad (4.60)$$

которая изменяется в пределах  $-1 \leq \bar{\omega}_z \leq +1$  и охватывает на этом интервале весь возможный диапазон изменения угловых скоростей вращения судна от  $\bar{\omega}_z = 0$  при движении судна на прямом курсе до  $\bar{\omega}_z = \pm 1$  при вращении на месте. Тогда гидродинамические силы и моменты могут быть определены из выражений

$$\left. \begin{aligned} X_K &= K_x^* \frac{\rho}{2} S_d (v^2 + L^2 \omega_z^2); \quad Y_K = K_y^* \frac{\rho}{2} S_d (v^2 + L^2 \omega_z^2); \\ M_K &= K_m^* \frac{\rho}{2} S_d L (v^2 + L^2 \omega_z^2), \end{aligned} \right\} (4.61)$$

безразмерные коэффициенты которых равны

$$K_x^* = K_x (1 - \bar{\omega}_z^2); \quad K_y^* = K_y (1 - \bar{\omega}_z^2); \quad K_m^* = K_m (1 - \bar{\omega}_z^2). \quad (4.62)$$

Поскольку теоретическое определение коэффициентов  $K_x^*$ ,  $K_y^*$  и  $K_m^*$  в настоящее время невозможно, приближенно их находят по результатам серийных испытаний Н. И. Анисимовой. Полагая, что корпус судна симметричен относительно мидель-шпангоута, А. П. Тумашик рекомендует для определения  $K_x^*$ ,  $K_y^*$  и  $K_m^*$  использовать следующие аппроксимационные формулы:

$$\left. \begin{aligned} K_x^* &= K_{xп} (1 - \bar{\omega}_z^2); \quad K_y^* = K_{yп} (1 - \bar{\omega}_z^2); \\ K_m^* &= K_{mп} \cos \frac{\pi \bar{\omega}_z}{2} \left( 1 + \frac{1}{2} |\bar{\omega}_z| \cos 4\beta \right) - \\ &- \frac{K_r}{\pi} \sin \pi \bar{\omega}_z - K_{mвп} |\bar{\omega}_z| \bar{\omega}_z, \end{aligned} \right\} (4.63)$$

в которых по сравнению с формулами (4.59) структура коэффициентов позиционных поперечной силы  $K_{yп}$  и момента  $K_{mп}$  приведена в соответствие с их физическими свойствами, отмеченными в § 4.1:

$$\left. \begin{aligned} K_{yп} &= \frac{1}{2} K_{y\beta}^{\beta} \sin 2\beta \cos \beta + c_2 |\sin \beta| \sin \beta + \\ &+ c_3 \sin^4 2\beta \operatorname{sign} \beta; \\ K_{mп} &= m_1 \sin 2\beta + m_2 \sin \beta + m_3 \sin^3 2\beta + \\ &+ m_4 \sin^4 2\beta \operatorname{sign} \beta. \end{aligned} \right\} \quad (4.64)$$

Здесь  $K_{y\beta}^{\beta}$ ,  $c_2$ ,  $c_3$ ,  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$ ,  $m_4$  — коэффициенты, определяемые также по номограммам Анисимовой. Коэффициент момента  $K_m^*$  существенно зависит от  $\bar{\omega}_z$ . Входящие в выражение для его расчета постоянные  $K_{mвр}$  и  $K_r$  рекомендуется находить по формулам

$$\left. \begin{aligned} K_{mвр} &= 0,059 c_2; \quad K_r = c_m \bar{\omega}_z + A_1 |\sin \beta| + \\ &+ 0,5 A_2 \left\{ 1 - \cos \left[ 4 \left( \frac{\pi}{2} - |\beta| \right) \cos \beta + 0,1 |\sin \beta| \right] \right\}, \end{aligned} \right\} \quad (4.65)$$

где

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= 0,09 - c_m \bar{\omega}_z - 0,0033 \left( \frac{L}{B} - 7 \right) - 20 \left( \frac{T}{L} - 0,05 \right)^2 + \\ &+ 0,4 (\sigma_d - 0,9) + 0,05 (\beta_m - 0,9); \\ A_2 &= 0,016 \frac{L}{B} + 1,8 \left( \frac{T}{L} - 0,05 \right) + 0,9 (\sigma_d - 0,955). \end{aligned} \right\} \quad (4.66)$$

Уточнено и первое из выражений (4.59) для коэффициента позиционной продольной силы  $K_{xп}$ , для которого предложена следующая аппроксимационная формула:

$$\left. \begin{aligned} K_{xп} &= -0,5 [K_{xз} - K_{x0} - (K_{xз} - K_{x0}) \cos \beta] + \\ &+ \bar{b}_1 \sin^2 \beta + \bar{b}_2 \sin^3 \beta \sin 2\beta, \end{aligned} \right\} \quad (4.67)$$

где  $K_{xз}$ ,  $K_{x0}$  — коэффициенты сопротивления при углах дрейфа, равных 180 и 0° соответственно;  $\bar{b}_1$ ,  $\bar{b}_2$  — коэффициенты, которые могут найдены только экспериментальным путем.

Формулы (4.64) и (4.67) при малых  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  обращаются в известные формулы справочника [60] и, таким образом, могут быть использованы в процессе изучения и расчетов маневрирования судов при любом сочетании знаков  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  и их абсолютных значений, определяемых маневром судна.

Дальнейшее накопление экспериментальных данных позволит расширить знания гидродинамических характеристик корпусов судов различных типов.

1. Дайте определения позиционных и вращательных сил и моментов.
2. Сформулируйте гипотезу стационарности.
3. Обоснуйте структуру зависимостей  $K_x$ ,  $K_y$  и  $K_m$  от  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ .
4. Приведите структурные зависимости при больших  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ .
5. Расскажите о методах экспериментального определения гидродинамических характеристик корпуса судна.
6. Охарактеризуйте расчетные методы определения гидродинамических характеристик при малых  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ .
7. Как производится расчет гидродинамических характеристик корпуса судна при больших углах дрейфа?

## Глава 5

### ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ИНДУЦИРУЕМЫЕ ДРК СУДНА

#### 5.1. Гидродинамические характеристики открытого гребного винта, работающего в свободной воде

Упор  $T_B$  и момент  $M_B$  гребного винта в расчетах ходкости определяют по формулам

$$T_B = K_1 \rho n^2 D_B^4; \quad M_B = K_2 \rho n^2 D_B^5,$$

где  $K_1$  и  $K_2$  — коэффициенты упора и момента винта, которые находят по диаграммам для расчета гребных винтов в зависимости от числа лопастей  $z$ , дискового  $\theta_B$  и шагового  $p_B$  отношений винта и относительной поступи

$$\lambda_{p.в} = v_e / (nD_B),$$

причем  $v_e$  — поступательная скорость натекания воды на винт;  $n$ ,  $D_B$  — частота вращения и диаметр винта соответственно. Наиболее обстоятельные испытания гребных винтов в широком диапазоне изменения поступи  $\lambda_{p.в}$  проведены И. Я. Миниовичем [58].

Обычно принятая при построении кривых действия гребного винта форма образования безразмерных характеристик недостаточна, чтобы представить эти характеристики на всех режимах работы винта. По мере уменьшения скорости вращения винта ( $n \rightarrow 0$ )  $K_1 \rightarrow \infty$ ,  $K_2 \rightarrow \infty$ . Поэтому режим застопоренного винта и близкие к нему режимы не могут быть

учтены обычными диаграммами для расчета винтов. Иными словами, эти диаграммы удобны для расчета ходкости и неудобны для исследования маневренных качеств судов.

В. И. Зайков упор  $T_B$  и момент  $M_B$  винта определяет в соответствии со следующими выражениями [29]:

$$T_B = \bar{K}_1 \frac{\rho}{2} (v_e^2 + n^2 H_B D_B) D_B^2; \quad M_B = \bar{K}_2 \frac{\rho}{2} [v_e^2 + (nH_B)^2] D_B^3, \quad (5.1)$$

в которых  $H_B$  — шаг винта, а коэффициенты упора и момента открытого гребного винта  $\bar{K}_1$  и  $\bar{K}_2$  и коэффициенты упора и момента комплекса винт — насадка  $\bar{K}_{1К}$  и  $\bar{K}_{2К}$  представляются в функции от модифицированной поступи  $\bar{\lambda}_e = nH_B / \sqrt{v_e^2 + (nH_B)^2}$  и находятся по формулам

$$\left. \begin{aligned} \bar{K}_1 &= 2,60(\bar{\lambda}_e - 0,725); & \bar{K}_2 &= 0,30(\bar{\lambda}_e - 0,675); \\ \bar{K}_{1К} &= 3,60(\bar{\lambda}_e - 0,790); & \bar{K}_{2К} &= 0,26(\bar{\lambda}_e - 0,700). \end{aligned} \right\} \quad (5.2)$$

В. Г. Бакаев и В. М. Лаврентьев [6] предложили универсальные коэффициенты упора и момента  $K_{р.в}$  и  $K_{мв}$  и поступи винта  $\Lambda_{р.в}$ , равные

$$K_{р.в} = \frac{T_B}{\rho D_B^2 (v_e^2 + n^2 D_B^2)}; \quad K_{мв} = \frac{M_B}{\rho D_B^3 (v_e^2 + n^2 D_B^2)}; \quad \Lambda_{р.в} = \frac{v_e}{\sqrt{v_e^2 + n^2 D_B^2}}. \quad (5.3)$$

Формулы (5.3) могут быть использованы для любого режима работы гребного винта при маневрировании судна, включая  $v_e = 0$  и  $n = 0$ , на участке изменения поступи  $\Lambda_{р.в}$  от  $-1$  до  $+1$ . Используя  $K_{р.в}$ ,  $K_{мв}$  и  $\Lambda_{р.в}$ , упор и момент винта вычисляют по простым формулам

$$\left. \begin{aligned} T_B &= \frac{K_{р.в}}{1 - \Lambda_{р.в}^2} \rho n^2 D_B^4 = \frac{K_{р.в}}{\Lambda_{р.в}^2} \rho D_B^2 v_e^2; \\ M_B &= \frac{K_{мв}}{1 - \Lambda_{р.в}^2} \rho n^2 D_B^5 = \frac{K_{мв}}{\Lambda_{р.в}^2} \rho D_B^3 v_e^2. \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

Коэффициенты  $K_{р.в}$  и  $K_{мв}$  в зависимости от  $\Lambda_{р.в}$ ,  $p_B$  при разнообразных сочетаниях знаков  $n$  и  $v_e$  определяют по специальным диаграммам [58], которые построены по материалам испытаний в свободной воде серии гребных винтов, проведенных Нордштромом. Модели серии имели дисковое отношение  $\theta_B = 0,45$ , число лопастей  $z = 4$ , относительный диаметр ступицы  $d_c/D_B = 0,2$  и шаговое отношение  $p_B = 0 \div 1,6$ . На диаграммах приведены кривые  $K_{р.в}$  и  $K_{мв}$  в функции  $\Lambda_{р.в}$ , каждая для постоянного значения шагового отношения винта  $p_B$ .

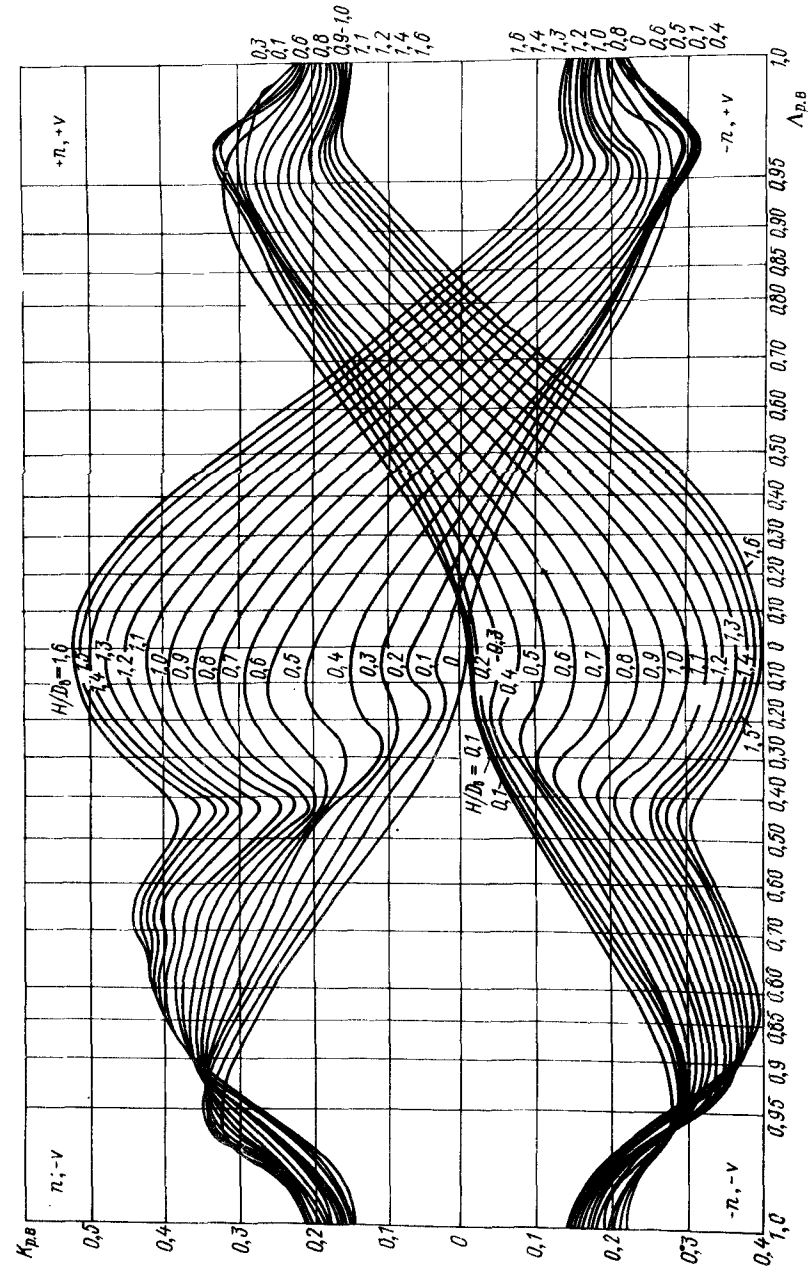


Рис. 5.1. Диаграмма Бакаева — Лаврентьева для определения коэффициента упора винта

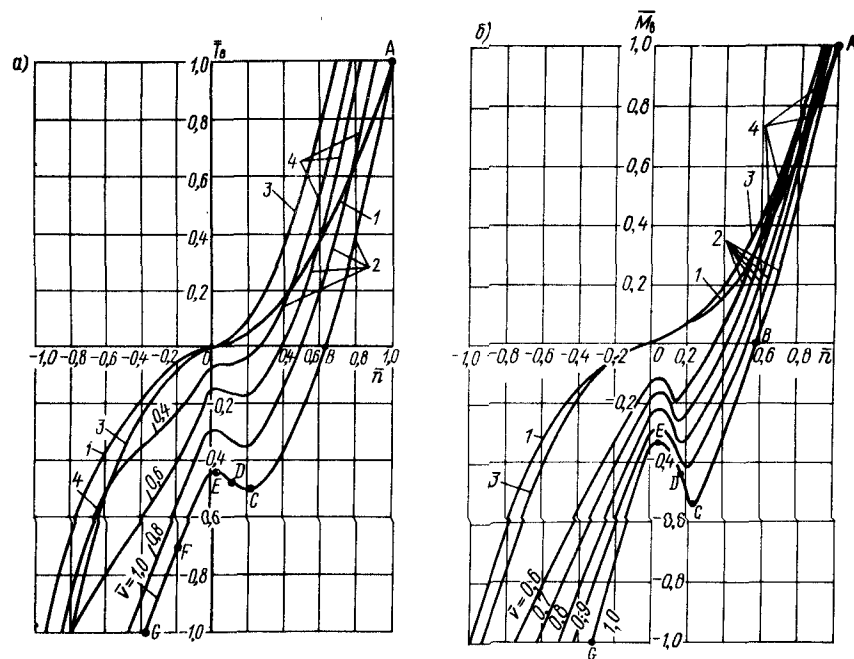


Рис. 5.2. Характеристики упора (а) и момента (б) гребного винта:  
1 – ходовая; 2 – реверсивные; 3 – швартовная; 4 – маневренные

Диаграмма Бакаева – Лаврентьева для определения коэффициента  $K_{p.v}$  приведена на рис. 5.1.

При  $v_e = 0$   $T_B = K_{p.v} \rho n^2 D_B^4$ ,  $M_B = K_{m.v} \rho n^2 D_B^5$ , при  $n = 0$   $T_B = K_{p.v} \rho v_e^2 D_B^2$ ,  $M_B = K_{m.v} \rho v_e^2 D_B^3$ . В случае работы винта на швартовах момент определяют по формуле

$$M_B = K_{m.v0} \rho n^2 D_B^5, \quad (5.5)$$

в которой  $K_{m.v0}$  – коэффициент момента при  $\Lambda_{p.v} = 0$ .

Диаграмма Бакаева – Лаврентьева может быть использована для построения по методике ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова [58] графических зависимостей  $T_B$  и  $M_B$  от  $n$  и  $v_e$ , необходимых для исследования маневров судов.

На рис. 5.2 представлены рассчитанные по этим методам семейства кривых относительного упора  $\bar{T}_B$  и относительного момента  $\bar{M}_B$  гребного винта речного пассажирского теплохода „Родина”, определяемых по формулам

$$\bar{T}_B = T_B / T_{B0}; \quad \bar{M}_B = M_B / M_{B0}, \quad (5.6)$$

где  $T_{B0}$  и  $M_{B0}$  – упор и момент винта на номинальном режиме, при котором судно движется на прямом курсе с расчетной скоростью

$v_0$  ( $\bar{v} = v/v_0 = 1$ ) и при номинальной частоте вращения  $n_0$  ( $\bar{n} = n/n_0 = 1$ ). На этих рисунках ходовая характеристика винта (кривая 1), определяющая режим его работы при установившемся движении судна на прямом курсе при разных частотах вращения винтов  $n$ , делит характеристики режима винта при разных  $n$  и  $v$  на две части. Ниже ее располагаются реверсивные характеристики винта (кривые 2), каждая из которых относится к своему значению относительной скорости  $\bar{v}$ . Выше располагается швартовная характеристика винта (кривая 3), которая определяет относительный упор винта на швартовах ( $v = 0$ ) при разных  $\bar{n}$ . Между ходовой и швартовной характеристиками располагаются кривые, которые назовем маневренными характеристиками винта (кривая 4). Обратим внимание на то, что при  $\bar{v} = 1$  и  $\bar{n} = 1$   $\bar{T}_B = 1$  и  $\bar{M}_B = 1$ .

Допустимость применения статических характеристик винта для исследования его переходных режимов при маневрировании судна, если отклонения его динамических характеристик от статических учитываются присоединенным моментом инерции воды для винта, доказана многочисленными экспериментальными исследованиями. Справедливость гипотезы стационарности проявляется на всем диапазоне изменения поступи  $\Lambda_{p.v}$ .

Для обеспечения возможности аналитического изучения режимов работы винтов при маневрировании судна графические зависимости  $T_B = f(\bar{n}, \bar{v})$  и  $M_B = f(\bar{n}, \bar{v})$  необходимо аппроксимировать аналитически зависимостями. В. И. Небеснов предложил воспользоваться для этой цели такими квадратичными полиномами:

$$\bar{T}_B = a_{11} \bar{n}^2 + b_{11} \bar{n} \bar{v} + c_{11} \bar{v}^2; \quad (5.7)$$

$$\bar{M}_B = a_{21} \bar{n}^2 + b_{21} \bar{n} \bar{v} + c_{21} \bar{v}^2. \quad (5.8)$$

Независящие от  $\bar{n}$  и  $\bar{v}$  коэффициенты  $a_{ij}$ ,  $b_{ij}$  и  $c_{ij}$  В. И. Небеснов определял по реверсивной характеристике винта методом точечной аппроксимации на участках  $ABCD$  и  $DEG$  (см. рис. 5.2, а). Аппроксимация полиномом (5.7) реверсивной характеристики винта при  $\bar{v} = 1$  обычно оказывается достаточной и для аппроксимации остальных кривых семейства  $\bar{T}_B = f(\bar{n}, \bar{v})$ . Аналогично поступают и с аппроксимацией кривых  $\bar{M}_B = f(\bar{n}, \bar{v})$ .

Представление характеристик винта в форме равенств (5.7) и (5.8) является удобным для практического использования и обобщений. Эти равенства соответствуют переходным и номинальным, а также всем промежуточным установившимся режимам и позволяют использовать их при изучении любого маневра судна. Несмотря на свою приближенность, они значительно полнее отражают действительную картину явлений, чем те предположения, на которых основан ряд существующих приближенных методов расчета маневренных качеств судов, в которых упор винта принимается постоянным или пропорциональным квадрату скорости движения судна.

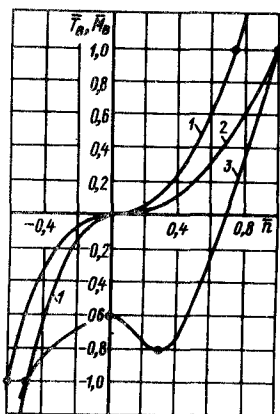


Рис. 5.3. Универсальная характеристика гребного винта:

1 — швартовная; 2 — ходовая; 3 — реверсивная при  $\bar{v} = 1$

двух парабол второго порядка и получают универсальную характеристику винта, приведенную на рис. 5.3. Проводя точечную аппроксимацию двух парабол условной характеристики для  $\bar{v} = 1$ , получаем: при  $0,3 < \bar{n} \leq 1$   $a_{11} = a_{21} = 1,73$ ,  $b_{11} = b_{21} = 0,33$ ,  $c_{11} = c_{21} = -1,06$ ; при  $-1 < \bar{n} \leq 0,3$   $a'_{11} = a'_{21} = 4$ ,  $b'_{11} = b'_{21} = -0,6$ ,  $c'_{11} = c'_{21} = -0,3$ .

Изложенный метод позволяет определить гидродинамические характеристики работы винта в свободной воде без учета влияния телесности расположенного перед ним корпуса судна и особенностей его движения при маневрировании.

## 5.2. Гидродинамические характеристики открытого гребного винта, работающего за кормой судна

При работе гребного винта за кормой судна его взаимодействие с корпусом судна изменяет характеристики винта. При движении судна на прямом курсе попутный поток изменяет скорость натекания воды на винт  $v_e$ . В этом случае она определяется по формуле

$$v_e = (1 - \psi_B) v, \quad (5.9)$$

где  $\psi_B$  — коэффициент попутного потока винта.

Подсасывающее действие винта при его работе за кормой судна увеличивает скорость обтекания и вызывает понижение давления на кормовую оконечность судна, что обуславливает возникновение

Как видно из вышеизложенного, для построения характеристик винта необходимо знать определенное количество исходных данных и иметь под рукой расчетные диаграммы Бакаева — Лаврентьева и Миниовича или произвести расчет по формулам Зайкова. Несмотря на то что эти характеристики у различных судов разнятся между собой, в нашей стране и за рубежом многократно предпринимались попытки составить по результатам экспериментов усредненную универсальную характеристику винта, которую можно было бы использовать в расчетах первого приближения.

В отечественной практике применяют универсальную характеристику гребного винта (рис. 5.3). Ее структура одинакова как для относительного упора, так и для относительного момента винта. С целью обоснования значений коэффициентов  $a_{11} = a_{21}$ ,  $b_{11} = b_{21}$ ,  $c_{11} = c_{21}$  для универсальной характеристики ее кривую трансформируют в виде суммы

дополнительной силы сопротивления, называемой силой засасывания. В связи с этим полезная тяга винта равна

$$T_{Ve} = (1 - t^*) T_B, \quad (5.10)$$

где  $t^*$  — коэффициент засасывания, определяемый методами, известными из курса „Судовые движители“. Для малых судов внутреннего плавания коэффициенты взаимодействия гребного винта с корпусом судна находят по экспериментальным данным В. Г. Павленко [44].

На гидродинамические характеристики винтов также оказывают влияние расположенные за ним рули. Они увеличивают коэффициент попутного потока и изменяют коэффициент засасывания. В первом приближении приращение упора и момента гребного винта от действия обтекания руля можно определить по формулам [40]

$$\Delta T_B = t_{p.v} T_B; \quad \Delta M_B = m_{p.v} M_B, \quad (5.11)$$

где постоянные коэффициенты равны

$$t_{p.v} = \zeta_{p0} + \zeta_{p\delta_p} \delta_p; \quad m_{p.v} = \zeta_{m0} + \zeta_{m\delta_p} \delta_p. \quad (5.12)$$

Коэффициенты влияния  $\zeta_{p0}$  и  $\zeta_{m0}$  для рулей струйных очертаний могут быть определены по работам А. Н. Колмакова. Для среднего винта в первом приближении можно положить  $\zeta_{p0} = \zeta_{m0} = 0$ . Значения коэффициентов  $\zeta_{p\delta_p}$  и  $\zeta_{m\delta_p}$  обычно больше нуля для винта того борта, в сторону которого отклоняется руль, и меньше нуля для винта противоположного борта.

Таким образом, при работе гребного винта за кормой судна, движущегося на прямом курсе, полезный упор и момент винта выражаются следующими зависимостями:

$$\bar{T}_{Ve} = (a_{11} \bar{n}^2 + b_{11} \bar{n} v_e + c_{11} v_e^2) (1 - t^* + t_{p.v});$$

$$\bar{M}_{Ve} = (a_{21} \bar{n}^2 + b_{21} \bar{n} v_e + c_{21} v_e^2) (1 + m_{p.v}),$$

которые можно переписать так:

$$T_{Ve} = \bar{a}_{11} \bar{n}^2 + \bar{b}_{11} \bar{n} \bar{v} + \bar{c}_{11} \bar{v}^2; \quad \bar{M}_{Ve} = \bar{a}_{21} \bar{n}^2 + \bar{b}_{21} \bar{n} \bar{v} + \bar{c}_{21} \bar{v}^2, \quad (5.13)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \bar{a}_{11} &= a_{11} (1 - t^* + t_{p.v}); & \bar{a}_{21} &= a_{21} (1 + m_{p.v}); \\ \bar{b}_{11} &= b_{11} (1 - t^* + t_{p.v}) (1 - \psi_B); & \bar{b}_{21} &= b_{21} (1 + m_{p.v}) (1 - \psi_B); \\ \bar{c}_{11} &= c_{11} (1 - t^* + t_{p.v}) (1 - \psi_B)^2; & \bar{c}_{21} &= c_{21} (1 + m_{p.v}) (1 - \psi_B)^2. \end{aligned} \right\} \quad (5.14)$$

## 5.3. Гидродинамические характеристики открытого гребного винта при криволинейном движении судна

Влияние гребного винта на управляемость судна не ограничивается только значением и характером изменения полезной тяги гребного винта

в условиях его работы за кормой судна. При движении судна по криволинейной траектории (рис. 5.4) изменяются все характеристики работы гребного винта. Во-первых, появляется скос натекающего на винт потока, обусловленный движением судна с углом дрейфа  $\beta$  и угловой скоростью вращения  $\omega_z$ . Как показывают многочисленные эксперименты, угол скоса может достигать  $50^\circ$  и существенно влияет на режим работы винта. Во-вторых, изменяется скорость натекания воды на винт. Надежные скорости обусловлены возрастанием сопротивления движению судна по криволинейной траектории под углом дрейфа  $\beta$  и изменением эффективности работы движителя и режима работы двигателя. Коэффициент нагрузки винта при криволинейном движении судна может изменяться в десятки раз. При криволинейном движении судна характеры натекания потока на диаметральный винт, винты ЛБ и ПБ различны. Как видно из рис. 5.4, внутренний по отношению к кривизне траектории винт работает в потоке с наибольшим скосом и наименьшей относительной скоростью воды. Особенно это заметно при значительном расстоянии между осями боковых винтов  $2c_B$ , которое свойственно судам катamarанного типа или плавучим кранам.

Определим угол скоса диаметрального винта  $\beta_{c0}$ . Из рис. 5.4 следует, что

$$v_{c0} \sin \beta_{c0} = v \sin \beta + \omega_z L_{c0}; \quad v_{c0} \cos \beta_{c0} = v \cos \beta. \quad (5.15)$$

Поделив первое из этих равенств на второе и обозначив  $\bar{L}_{c0} = L_{c0}/L$ , получим

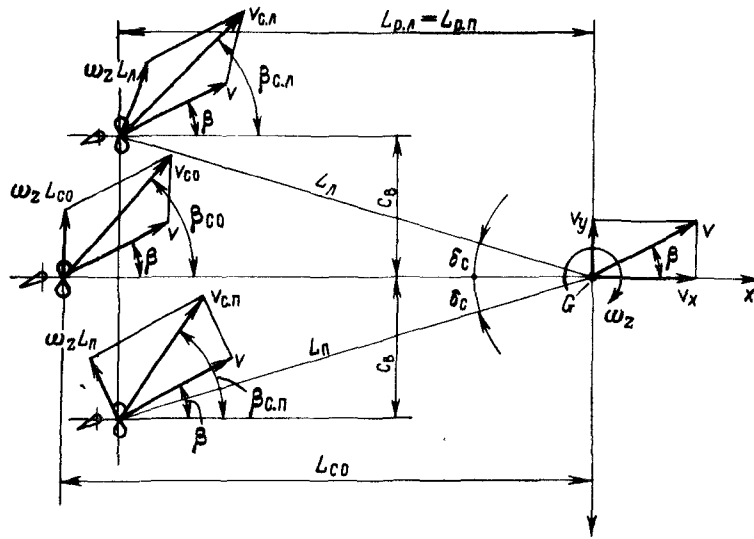


Рис. 5.4. План скоростей диаметрального и бортовых винтов

$$\operatorname{tg} \beta_{c0} = \operatorname{tg} \beta + \bar{\omega}_z \bar{L}_{c0} / \cos \beta. \quad (5.16)$$

Поскольку  $\cos \beta = 1 / \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}$ , сравнивая равенства (5.15) и (5.16), находим для диаметрального винта

$$v_{c0} = v \sqrt{1 + \bar{\omega}_z \bar{L}_{c0} (2 \sin \beta + \bar{\omega}_z \bar{L}_{c0})}. \quad (5.17)$$

Аналогично для винтов ПБ и ЛБ

$$\operatorname{tg} \beta_{c.б} = \frac{\operatorname{tg} \beta + \bar{\omega}_z \bar{L}_б / \cos \beta}{1 \mp \bar{\omega}_z \bar{c}_B / \cos \beta} \quad (5.18)$$

Для винта ПБ  $\beta_{c.б} = \beta_{c.п}$ ,  $L_б = L_п$ ,  $v_{c.б} = v_{c.п}$  и в знаменателе формулы (5.18) принимают знак плюс, а для винта ЛБ  $\beta_{c.б} = \beta_{c.л}$ ,  $L_б = L_л$ ,  $v_{c.б} = v_{c.л}$  и в знаменателе (5.18) — знак минус. Угол  $\delta_c$ , определяющий отстояние боковых винтов от ДП судна, можно найти по формуле

$$\delta_c = \arcsin (c_B / L_б). \quad (5.19)$$

Таким образом, при движении судна по криволинейной траектории с углом дрейфа  $\beta$  и угловой скоростью  $\omega_z$  гребной винт работает в косом потоке, отличающемся измененной скоростью  $v_c$  и углом скоса  $\beta_c$ . В величинах  $v_{c.б}$  и  $\beta_{c.б}$ , определяемых равенствами (5.17) и (5.18), не учтены телесность корпуса судна и его спрямляющее действие на поток, натекающий на винт. Обычно их учитывают, вводя коэффициент изменения скорости  $\kappa_c$  и коэффициент влияния корпуса  $\kappa_K$  и получая

$$\left. \begin{aligned} \beta_{c.б} &= \kappa_K \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} \beta + \bar{\omega}_z \bar{L}_б / \cos \beta}{1 \mp \bar{\omega}_z \bar{c}_B / \cos \beta}; \\ v_{c.б} &= \kappa_c v \sqrt{1 + \bar{\omega}_z \bar{L}_б [2 \sin (\beta + \delta_c) + \bar{\omega}_z^2 \bar{L}_б]}. \end{aligned} \right\} \quad (5.20)$$

Аналитическое определение коэффициента  $\kappa_K$  пока не представляется возможным. Затруднено и его экспериментальное определение, поскольку основная — вязкостная — составляющая попутного потока строго не моделируется. Поэтому имеющиеся в настоящее время рекомендации по расчету  $\kappa_K$  нужно считать ориентировочными. В справочнике [60] по предложению Р. Я. Першица приведены следующие значения  $\kappa_K$  для наиболее часто встречающихся форм кормы и расположения рулевого устройства морских судов:

- 1) при гранцевой корме без дейдвуда или с малым дейдвудом, оканчивающимся в районе 17-го шангоута или ближе к носу от него,  $\kappa_K = 1$ ;
- 2) при крейсерской корме с небольшим дейдвудом, предназначенным для постановки судна в док,  $\kappa_K = 0,9$ ;
- 3) при размещении винтов в насадках по бортам судна и отсутствии кормового дейдвуда или наличии малого дейдвуда  $\kappa_K = 0,7$ ;



4) при размещении винта в насадке в ДП судна за кормовым дейдвудом  $\kappa_k = 0,5$ ;

5) при расположении винтов и рулей в ДП или по бортам судна в корму от кормового дейдвуда на расстоянии, большем 0,5 хорды руля, либо при установке на одновинтовом судне руля за рудерпостом  $\kappa_k = 0,5$ ;

6) при руле, навешенном на кормовой дейдвуд либо расположенном за кормовым дейдвудом на расстоянии, меньшем 0,5 хорды руля,  $\kappa_k = 0,3$ ;

7) при расположении винтов по бортам от кормового дейдвуда и хотя бы частичном проецировании их на дейдвуд на чертеже бокового вида  $\kappa_k = 0,3$ .

Для исследования характера потока, натекающего на винты грузовых судов внутреннего плавания, А. Д. Гофманом [20] проведены обстоятельные модельные испытания, в процессе которых было показано, что обтекание внешнего борта кормовой оконечности судна имеет потенциальный характер, а обтекание внутреннего борта – явно выраженное отрывное течение. У судов с санообразными обводами и большим кормовым подзором коэффициент  $\kappa_k$  сохраняет почти постоянное значение при углах дрейфа до  $70^\circ$  со средними значениями для винта внешнего борта  $\kappa_k = 0,85 \pm 0,07$  и для винта внутреннего борта  $\kappa_k = 0,75 \pm 0,07$ . У судов с ложкообразными обводами в корме во всем диапазоне углов  $\beta_c$  для винта внешнего борта коэффициент  $\kappa_k > 1$ , а для винта внутреннего борта, обтекание которого и в этом случае носит отрывной характер, значения коэффициента  $\kappa_k$  неустойчивы и имеют большие отклонения от среднего значения, близкого к единице. Коэффициенты  $\kappa_c$ , также полученные при испытаниях, для винта внешнего борта колеблются около средней величины  $\kappa_c = 1,05 \pm 0,25$ , а для винта внутреннего борта –  $\kappa_c = 0,85 \pm 0,20$ .

При малых  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  выражения (5.20) для угла скоса  $\beta_c$  и скорости натекания воды на винт  $v_c$  могут быть записаны так:

$$\beta_c = \kappa_k \frac{\beta + \bar{\omega}_z \bar{L}_p}{1 + \bar{\omega}_z \bar{c}_B}; \quad v_c = \kappa_c v \sqrt{1 + \bar{\omega}_z \bar{L}_p [2(\beta + \delta_c) + \bar{\omega}_z \bar{L}_p]}. \quad (5.21)$$

При криволинейном движении судна изменяются также коэффициент попутного потока  $\psi_B$  и коэффициент засасывания  $t^*$ . Однако, вследствие малой изученности влияния этих факторов, в практических расчетах управляемости это изменение пока не учитывается.

Влияние косога натекания, оказываемое на гидродинамические характеристики винта, при криволинейном движении судна сказывается существенно. Угол дрейфа  $\beta$  и угловая скорость вращения  $\omega_z$  по-разному влияют на продольную скорость натекания воды на винт. Для диаметрального винта эта скорость, каково бы ни было значение  $\omega_z$ , равна  $v_e \cos \beta$ , а для бортового винта находится по формуле  $v_e \cos \beta + \omega_z L_p \sin \delta_c$ . Второе слагаемое здесь невелико, поскольку  $\omega_z$  и  $\delta_c$  –

малые величины. Следовательно, основное влияние косога натекания связано не с полным углом скоса  $\beta_c$ , а с углом дрейфа  $\beta$ , тогда как угловая скорость  $\bar{\omega}_z$  оказывает относительно малое влияние. Это вполне совпадает с выводами А. Д. Гофмана о том, что наличие у ДРК угловой скорости наряду с поступательной практически слабо влияет на его гидродинамические характеристики и роль угловой скорости ограничивается лишь участием в образовании местного угла дрейфа  $\beta_c$ . Иначе говоря, угловая скорость  $\omega_z$  увеличивает угол скоса  $\beta_c$  таким образом, что для диаметрального винта продольная скорость натекания воды на винт зависит лишь от  $\beta$ , а для бортовых винтов зависит от  $\omega_z$  только за счет разности их к бортам от ДП судна.

Таким образом, при определении упора и момента гребного винта по формулам (5.13) скорость натекания воды на винт нужно принимать равной

$$v_{ep} = \kappa_c v (1 - \psi_B) \cos \beta. \quad (5.22)$$

Тогда при движении судна лагом ( $\beta = 90^\circ$ )  $v_{ep} = 0$  и винт работает в режиме „на швартовах“, а при движении судна на прямом курсе  $\kappa_c = 1$ ,  $\beta = 0$  и скорость натекания воды на винт равна  $v_e = v(1 - \psi_B)$ , что соответствует действительности. Относительная поступь гребного винта согласно диаграммам Миниовича равна  $\lambda_{p,v} = v_{ep} / (nD_B)$ , а в соответствии с диаграммами Бакаева – Лаврентьева и методу В. И. Зайкова – соответственно равна:

$$\lambda_{p,v} = v_{ep}^2 + n^2 D_B^2, \quad \bar{\lambda}_e = n H_B / \sqrt{v_{ep}^2 + n^2 D_B^2}. \quad (5.23)$$

При обтекании гребного винта потоком за кормой судна на его лопастях возникает поперечная сила  $T_{By}$ , которая направлена в ту же сторону, что и поперечная составляющая натекающего на винт потока  $T_{By}$ , зависящая не только от угла дрейфа  $\beta$ , но и от угловой скорости вращения судна  $\omega_z$ . Она оказывает стабилизирующее воздействие на движение судна. Г. А. Фирсов и И. Я. Миниович получили для этой силы при малых углах скоса ( $\beta_c < 15^\circ$ ) следующую формулу:

$$T_{By} \cong 2,14 \rho n D_B^3 K_{20} (1 - \lambda_{p,v} / \lambda_{20}) \sin \beta_c. \quad (5.24)$$

в которой  $K_{20}$  – коэффициент винта на швартовах;  $\lambda_{20}$  – поступь нулевого момента.

Обработка результатов испытаний серии трехлопастных гребных винтов, проведенных Гутше при углах скоса  $\beta_c < 30^\circ$ , позволила А. Д. Гофману получить выражение для определения поперечной силы гребных винтов при косога натекании потока:

$$T_{By} = t_{By} \rho S_B v_{ep}^2 \beta_c,$$

где  $t_{By} = 0,177P_B + 0,087(\theta_B - 0,55) + \{ [0,275 + 0,233(\theta_B - 0,55)] P_B^2 + [0,067 - 0,018(\theta_B - 0,55)] \} \sqrt{\sigma_{p0}}$

Поперечная сила  $T_{By}$  создает вращающий момент  $M_{By} = T_{By}L_B$  относительно оси  $Gz$ .

#### 5.4. Гидродинамические характеристики изолированного судового руля

Развитие теории управляемости судов и необходимость получения достоверных результатов повлекли за собой интенсивное развитие гидродинамического метода расчета судовых рулей.

Чтобы оценить гидродинамические характеристики руля, выберем системы координат. Рули судна отклонены на угол  $\delta_p$ . Начало координат расположим в центре давления  $D$  — точке пересечения равнодействующей сил давления воды на руль с плоскостью симметрии руля, находящейся на расстоянии  $x_p$  от оси баллера. Оси координат  $Dx'$  и  $Dy'$  направим параллельно осям подвижной системы координат судна  $Gx$  и  $Gy$  соответственно (рис. 5.5). Оси связанной с рулем системы координат  $Dn$  и  $Dt$  направим перпендикулярно хорде руля и вдоль нее. Тогда равнодействующую  $R_p$  гидродинамических сил, действующих на руль при обтекании руля потоком, имеющим направление в отрицательную сторону оси  $Dx'$ , можно разложить на подъемную силу  $P_y$  и силу сопротивления  $P_x$  — составляющие по осям  $Dx'$  и  $Dy'$  и нормальную  $P_n$  и тангенциальную  $P_t$  — составляющие по осям  $Dn$  и  $Dt$ .

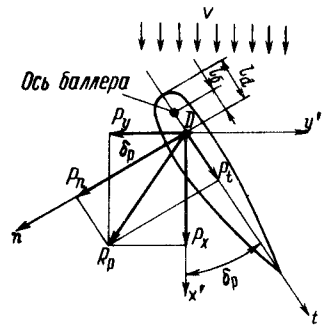


Рис. 5.5. Гидродинамические силы на изолированном руле

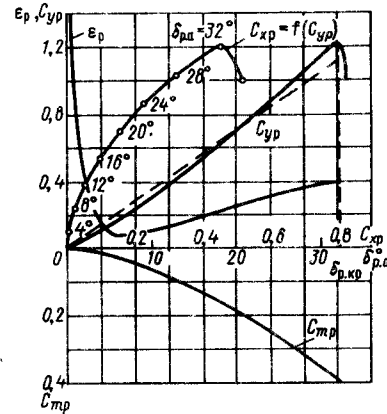


Рис. 5.6. Гидродинамические характеристики прямоугольного руля

Силы  $P_n$  и  $P_t$  связаны с силами  $P_x$  и  $P_y$  следующими зависимостями:  $P_n = P_y \cos \delta_p + P_x \sin \delta_p$ ;  $P_t = P_x \cos \delta_p - P_y \sin \delta_p$ . (5.25)

Значения сил  $P_x$  и  $P_y$  необходимо знать при изучении управляемости судна, а сил  $P_n$  и  $P_t$  — при расчете прочности баллера руля и рулевого устройства судна в целом.

Гидродинамический момент на баллере руля  $M_p$ , представляющий собой момент гидродинамических сил относительно оси баллера, определится из формулы

$$M_p = P_n(l_d - l_b) = (P_y \cos \delta_p + P_x \sin \delta_p)(l_d - l_p), \quad (5.26)$$

где  $l_d$  и  $l_b$  — расстояния от передней кромки руля до центра давления  $D$  и оси баллера соответственно (см. рис. 5.5).

Как и при расчете гидродинамических характеристик корпуса судна, при рассмотрении гидродинамических характеристик руля вводят следующие безразмерные коэффициенты:

коэффициент подъемной силы руля

$$C_{yp} = 2P_y / (\rho S_p v^2); \quad (5.27)$$

коэффициент сопротивления руля

$$C_{xp} = 2P_x / (\rho S_p v^2); \quad (5.28)$$

коэффициент нормальной силы руля

$$C_{np} = 2P_n / (\rho S_p v^2); \quad (5.29)$$

коэффициент тангенциальной силы руля

$$C_{tp} = 2P_t / (\rho S_p v^2); \quad (5.30)$$

коэффициент момента на баллере руля

$$C_{mp} = 2M_p / (\rho S_p v^2 l_p). \quad (5.31)$$

Тогда, сравнивая равенства (5.25) и (5.27)–(5.30), от соотношений сил перейдем к соотношениям их коэффициентов:

$$K_{np} = C_{yp} \cos \delta_p + C_{xp} \sin \delta_p; \quad (5.32)$$

$$K_{tp} = C_{xp} \cos \delta_p - C_{yp} \sin \delta_p. \quad (5.33)$$

Безразмерный коэффициент момента на баллере равен

$$C_{mp} = C_{np}(c_d - k_b) = (C_{yp} \cos \delta_p + C_{xp} \sin \delta_p)(c_d - k_p), \quad (5.34)$$

где  $c_d = l_d/l_p$  — безразмерное плечо центра давления;  $k_p = l_b/l_p$  — коэффициент компенсации.

Гидродинамические характеристики изолированного руля  $C_{xp}$ ,  $C_{yp}$ ,  $C_{mp}$ ,  $c_d$ , коэффициент обратного качества  $\epsilon_p = C_{xp}/C_{yp}$  опреде-

ляются по экспериментальным графикам, полученным в результате модельных испытаний в аэродинамических трубах и в опытовых бассейнах, в зависимости от угла атаки  $\delta_{pa}$ , относительного удлинения  $\lambda_p$  и относительной толщины руля  $\bar{e}_p$ . На рис. 5.6 приведены гидродинамические характеристики прямоугольного руля с профилем NASA-0012, имеющем  $\lambda_p = 1$ ,  $\bar{e}_p = 0,12$ , на ПХ. Как видно из рисунка, кривые  $C_{xp}$ ,  $C_{yp}$ ,  $C_{mp}$  и  $c_d$  имеют нелинейный характер.

В практических расчетах зависимости  $C_{yp} = f(\lambda_p, \delta_{pa})$  линеаризуют так, как показано на рис. 5.6. Коэффициент подъемной силы руля в этом случае определяют по формуле

$$C_{yp} = c_{p0}(\lambda_p) \delta_{pa}, \quad (5.36)$$

в которой безразмерный коэффициент  $c_{p0}$  равен тангенсу угла наклона прямых  $C_{yp} = f(\delta_{pa})$  к оси абсцисс. Для определения  $c_{p0}$  Г. В. Соболев предложил следующую формулу:

$$c_{p0} = 2\pi\lambda_p / (2 + \sqrt{\lambda_p^2 + 4}). \quad (5.37)$$

Для определения  $c_{p0}$  используют модифицированную формулу Прандтля

$$c_{p0} = k_0 [2\pi / (1 + 2/\lambda_p)], \quad (5.38)$$

где коэффициент  $k_0$  на основании многочисленных экспериментов, проведенных в последние годы, принимается равным 0,88 для подвесных и 0,64 для полуподвесных рулей морских судов.

Средние максимальные углы перекладки, при которых наступает кризис обтекания рулей с профилем НЕЖ, могут быть определены по формуле Соболева

$$\delta_{p,кр} = 30 / \sqrt{\lambda_p}. \quad (5.39)$$

В значение  $c_{p0}$ , определяемое по формулам (5.37) или (5.38), должны быть введены поправки на влияние рулевых торцевых шайб, грушевидных наделок, парности рулей.

Торцевые шайбы, устанавливаемые на рулях для увеличения их эффективности, подразделяют на полные, передние и задние (см. рис. 1.4). Длина полных шайб обычно равна длине руля, длина задних шайб  $(0,2 \div 0,5) l_p$ , передних  $(0,3 \div 0,5) l_p$ . Ширина шайб  $b_{ш}$  принимается в пределах  $(0,2 \div 0,5) l_p$ . Влияние торцевых шайб учитывают введением коэффициента  $r_1$  в коэффициент подъемной силы  $C_{yp}$ . Значения коэффициентов  $r_1$  для торцевых шайб разных типов приведены в работе [35]. Для коэффициента  $r_1$  полных шайб В. Г. Павленко предлагает следующую формулу:

$$r_1 = 1 + \frac{b_{ш}}{l_p} (0,28 + 0,2/\lambda_p). \quad (5.40)$$

Установка на руле пропульсивной грушевидной наделки и активного руля (см. рис. 1.14) изменяет градиент поперечной силы. Для оценки

этого изменения Н. Б. Слижевский рекомендует ввести поправочные коэффициенты  $\delta_1$  и  $\delta_2$ , определяемые по графику, приведенному на рис. 5.7, в зависимости от относительного удлинения пера активного руля  $\lambda_p$ , относительного диаметра грушевидной наделки  $\bar{d}_H = d_H h_p / S_p$  и коэффициента нагрузки по тяге переложенного активного руля

$$\sigma_{e0} = 8 T_{a,p0} / (\rho \pi D_a^2 v_p^2), \quad (5.41)$$

где  $T_{a,p0}$  — тяга гребного винта при переложенном на борт руле;  $D_a$  — диаметр вспомогательного винта. Тогда поправочный коэффициент равен

$$r_2 = \delta_1 + \delta_2 + 2 T_{a,p} / (c_{p0} \rho S_p v_p^2), \quad (5.42)$$

причем  $T_{a,p}$  — тяга вспомогательного винта.

Проведенные эксперименты показывают, что при определении коэффициента подъемной силы спаренных рулей необходимо учитывать относительное расстояние между осями баллеров рулей  $\bar{b}_c = b_c / l_p$ . Начиная с  $\bar{b}_c = 1,2$  при уменьшении  $\bar{b}_c$  подъемная сила спаренного руля падает. Поправочный коэффициент  $r_3$  можно определить по формуле В. Г. Павленко:

$$r_3 = 0,5 (1 + \text{th} 0,8 \bar{b}_c). \quad (5.43)$$

Суммарный коэффициент подъемной силы изолированного руля равен

$$C_{yp} = r_1 r_2 r_3 c_{p0} \delta_p. \quad (5.44)$$

### 5.5. Гидродинамические характеристики руля, расположенного за корпусом судна и гребным винтом

**Руль за корпусом судна.** Сила давления воды на руль, помещенный за корпусом движущегося судна, будет отличаться от ее значения, определенного для изолированного руля. Это отличие обусловливается наличием попутного потока за кормой судна, изменением угла натекания воды на руль, вызванным криволинейными очертаниями кормовой оконечности судна, а также непосредственным влиянием близости корпуса судна на гидродинамические характеристики руля.

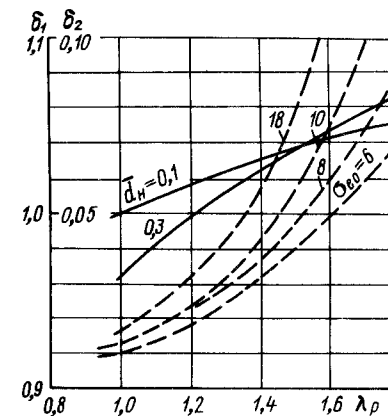


Рис. 5.7. Поправочные коэффициенты Слижевского  $\delta_1$  и  $\delta_2$  для грушевидной наделки и активного руля:

—  $\delta_1$ ; ---  $\delta_2$

При движении судна на прямом курсе, если руль располагается вне струи, отбрасываемой гребным винтом, средняя скорость натекающего на него потока  $v_p$  определяется по формуле

$$v_p = (1 - \psi_p) v, \quad (5.45)$$

где  $\psi_p$  — коэффициент попутного потока руля. Он отличается от коэффициента попутного потока винта  $\psi_v$ . Для одновинтовых и однорулевых судов с коэффициентом полноты водоизмещения  $\delta = 0,5 \div 0,8$  А. А. Русецкий рекомендует определять  $\psi_p$  по графику, аппроксимируемому формулой

$$\psi_p = 2\delta^2 - 2\delta + 0,62. \quad (5.46)$$

При  $\delta \geq 0,8$  коэффициент  $\psi_p$  находят по следующим формулам: при U-образной форме шпангоутов в корме

$$\psi_p = 0,35 + 2(\delta - 0,8); \quad (5.47)$$

при V-образной форме кормовых шпангоутов

$$\psi_p = 0,30 + 3,6(\delta - 0,8); \quad (5.48)$$

при сигарообразной корме

$$\psi_p = 0,48 + 2(\delta - 0,8). \quad (5.49)$$

Для двухвинтовых судов с рулями по бортам, если они удалены от ДП более чем на  $0,1B$ , принимают  $\psi_p = \psi_v$ .

Телесность корпуса судна обуславливает скос потока, натекающего на расположенный за ним руль. Появление угла скоса  $\delta_{с.р}$  приводит к появлению подъемной силы на руле, которую на основании обработки номинальных полей скоростей за корпусом судна при движении на прямом курсе можно учесть с помощью поправочного коэффициента

$$r_4 = 1 + [2(1 - k_p) + \bar{\delta}_{с.р}] \bar{\delta}_{с.р} / c_{p0}, \quad (5.50)$$

где  $\bar{\delta}_{с.р}$  — максимальное значение угла скоса попутного потока в месте расположения руля, который рекомендуется определять по формуле

$$\bar{\delta}_{с.р} = 510(A_T/L) \sqrt{\sin \gamma_1}. \quad (5.51)$$

Здесь  $\gamma_1$  — угол между ДП и прямой, проведенной на „корпусе” теоретического чертежа через точку, находящуюся на уровне середины размаха руля и смещенную к борту на четверть ширины корпуса перпендикулярно к линии теоретического шпангоута, удлиненного в нос от руля

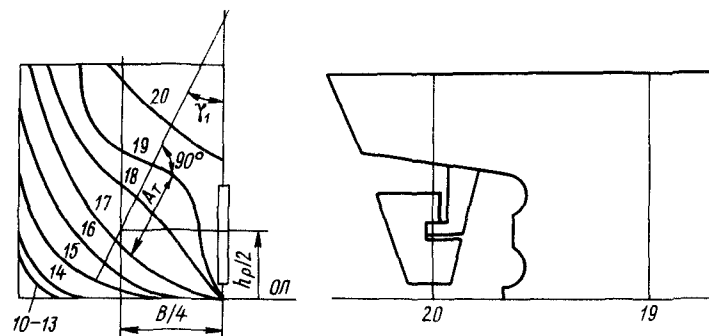


Рис. 5.8. К определению максимального значения угла скоса в месте расположения рулей

не менее чем на одну теоретическую шпацию так, как показано на рис. 5.8;  $A_T$  — расстояние (в масштабе судна) по этой прямой между ближайшим в нос от руля теоретическим шпангоутом и шпангоутом, находящимся на две теоретические шпации в нос от него (при расположении руля за 20-м шпангоутом — между 18-м и 19-м шпангоутами). В соответствии с формулой (5.50) скос потока за корпусом судна увеличивает подъемную силу диаметрального руля.

Как показывают эксперименты, расположение верхней кромки руля в непосредственной близости от корпуса судна также увеличивает коэффициент подъемной силы руля  $C_{ур}$ . Благоприятное влияние близости днища может быть учтено введением поправочного коэффициента  $r_5$  в коэффициент  $C_{ур}$ , определенный для изолированного руля. Значение коэффициента  $r_5$  зависит от отношения величины зазора между верхней кромкой руля и днищем судна  $\Delta_{р.к}$  к высоте пера руля  $h_p$ :

$\Delta_{р.к}/h_p$	...	0	0,02	0,04	0,07	0,10	0,15	0,25	0,35
$r_5$	...	2,00	1,60	1,43	1,31	1,22	1,16	1,11	1,00

С увеличением угла перекладки рулей зазор между его верхней кромкой и корпусом судна у большинства судов увеличивается и положительное влияние близости днища уменьшается.

**Руль за корпусом и винтом.** Влияние гребного винта изменяет режим обтекания руля (рис. 5.9). Возрастает средняя скорость натекания воды на руль, появляется скос потока, обусловленный работой винта, изменяются гидродинамические характеристики руля.

Как известно, поле скоростей в струе, создаваемой гребным винтом, имеет сложный характер. Частицы воды, проходя через диск вращающегося винта, получают не только аксиальную  $w_a$  вызванную скоростью, но и приобретают вращательное движение, скорость которого

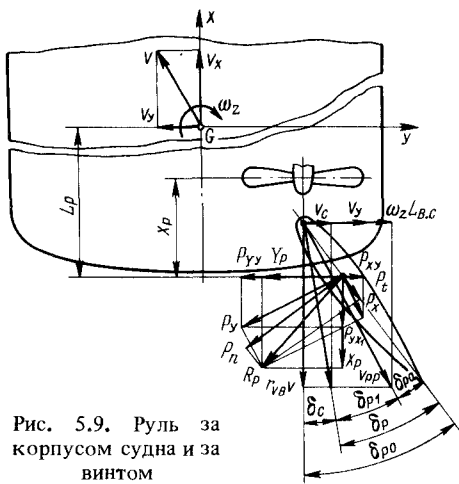


Рис. 5.9. Руль за корпусом судна и за винтом

определяется тангенциальной вызванной скоростью  $w_t$ . Аксиальная вызванная скорость увеличивает среднюю скорость натекания воды на руль. Действительно, если руль располагается в струе гребного винта полностью, то скорость натекания воды на руль равна  $(1 - \psi_p)v + w_a$ . Если же в струе винта размещается только часть площади руля  $S_{p1}$ , то она обтекается водой со скоростью  $(1 - \psi_p)v + w_a$ , а оставшая часть, равная  $(S_p - S_{p1})$ , — со скоростью  $(1 - \psi_p)v$ . Средняя скорость натекания воды на руль будет равна

$$v_p = \frac{S_{p1} [(1 - \psi_p)v + w_a] + (S_p - S_{p1})v(1 - \psi_p)}{S_p} = (1 - \psi_p)v + \frac{S_{p1}}{S_p} w_a. \quad (5.52)$$

Для определения  $w_a$  можно воспользоваться формулой теории идеального движителя

$$w_a = \frac{1}{2} \chi_v (\sqrt{1 + \sigma_p} - 1) (1 - \psi_v)v, \quad (5.53)$$

где  $\chi_v$  — коэффициент, учитывающий влияние расстояния  $x_p$  от плоскости диска винта до центра давления руля, определяемый по формуле Басина

$$\chi_v = 1 + 2\bar{x}_p / \sqrt{1 + (2\bar{x}_p)^2} \quad (\bar{x}_p = x_p / D_v); \quad (5.54)$$

$\sigma_p$  — коэффициент нагрузки гребного винта, равный

$$\sigma_p = 8T_{вe} / (\rho \pi D_v^2 v_e^2). \quad (5.55)$$

Г. В. Соболев провел сопоставление значений аксиальной вызванной скорости, определенных по теории идеального движителя, с экспериментальными и предложил ввести поправочный множитель, равный  $1 - 0,0125\sigma_p$ . С учетом этого множителя формула (5.53) принимает такой вид:

$$w_a = 1/2 [(1 - 0,0125\sigma_p) \chi_v (\sqrt{1 + \sigma_p} - 1) (1 - \psi_v)v]. \quad (5.56)$$

Сравнивая равенства (5.52) и (5.56), находим

$$v_p = \left[ 1 + (1 - 0,0125\sigma_p) \chi_v \frac{S_{p1}}{S_p} (\sqrt{1 + \sigma_p} - 1) \times \frac{1 - \psi_v}{1 - \psi_p} \right] (1 - \psi_p)v. \quad (5.57)$$

Если обозначить

$$r_v = K_c \left[ 1 + (1 - 0,0125\sigma_p) \chi_v \frac{S_{p1}}{S_p} (\sqrt{1 + \sigma_p} - 1) \times \frac{1 - \psi_v}{1 - \psi_p} \right] (1 - \psi_p), \quad (5.58)$$

то

$$v_p = r_v v. \quad (5.59)$$

Воздействие струи гребного винта не сводится только к увеличению средней скорости потока, натекающего на руль. Оно связано также с влиянием границ струи, с изменением углов атаки сечений руля, вызванным вращательным движением частиц воды в струе, наличием в ней тангенциальных вызванных скоростей.

Тангенциальная вызванная скорость  $w_t$  изменяется по радиусу винта. А. А. Русецкий принимает это распределение линейным [18]:

$$w_t(z) = w_{t \max} (1 - z/R_v), \quad (5.60)$$

где  $w_{t \max}$  — максимальное значение тангенциальной вызванной скорости у корневого сечения лопасти, определяемое по формуле Ведрова — Остославского

$$\frac{w_{t \max}}{v} = \frac{96}{\pi} \frac{K_2}{\lambda_{p,v}} \frac{\sqrt{1 + \sigma_p} - 1}{\sigma_p}; \quad (5.61)$$

$z$  — отстояние рассматриваемой точки от оси винта.

Найдем, пользуясь равенством (5.61), угол скоса потока, обусловленного влиянием его закручивания:

$$\delta_t(z) = \arctg \frac{w_t(z)}{v + w_0} = \frac{w_t(z)/v}{1 + w_a/v}. \quad (5.62)$$

Подставляя в равенство (5.62) выражения (5.59) и (5.61), находим максимальное значение угла скоса

$$\delta_{t \max} = \frac{w_{t \max}/v}{1 + w_a/v} = \frac{192}{\pi} \frac{K_2}{\lambda_p^2} \frac{\sqrt{1 + \sigma_p} - 1}{r_v \sigma_p} = \frac{24K_2}{K_1} \frac{\sqrt{1 + \sigma_p} - 1}{r_v}. \quad (5.63)$$

Влияние закручивания потока учитывают путем его осреднения по всему размаху руля. В работе [60] для практических расчетов рекомендуется следующая формула для определения угла скоса для всего руля:

$$\delta_r = \delta_{r \max} (1 - \bar{y}_6) \frac{S'_{p1} - S''_{p1}}{S_p} \left( \frac{v_{p1}}{v_p} \right)^2, \quad (5.64)$$

где  $\bar{y}_6 = y_6/R_B$  — относительное боковое смещение оси баллера от продольной оси гребного винта;  $S'_{p1}, S''_{p1}$  — площади частей руля, размещенных в струе винта под и над продольной осью движителя соответственно;  $v_p = r_v v$  — средняя скорость натекания воды на руль при условии, что руль омывается струей винта лишь частично;  $v_{p1}$  — средняя скорость натекания воды на руль при условии, что вся площадь руля омывается струей винта, определяемая по формуле

$$v_{p1} = r_{v1} v, \quad (5.65)$$

где

$$r_{v1} = \left[ 1 + (1 - 0,0125 \sigma_p) \chi (\sqrt{1 + \sigma_p} - 1) \frac{1 - \psi_B}{1 - \psi_p} \right] (1 - \psi_p). \quad (5.66)$$

Если  $S'_{p1} = S''_{p1}$ , то  $\delta_r = 0$ , т. е. если руль в проекции на мидель-шпангоут полностью перекрывает диск винта, то закручивание потока не влияет на угол атаки руля.

Особо нужно сказать о гидродинамических характеристиках руля, расположенного за рудерпостом, за которым обычно устанавливают небалансирные рули одновинтовых судов. Рудерпост, как правило, проектируется обтекаемым. С гидродинамической точки зрения руль, размещаемый за рудерпостом, можно рассматривать как закрылок. При отклонении закрылка происходит перераспределение поперечной нагрузки между неподвижной и отклоненной частями комплекса рудерпост — руль. Значительная часть этой нагрузки передается с руля на рудерпост, что приводит к уменьшению момента на баллере. При определенных соотношениях площади руля  $S_p$  и суммарной площади комплекса  $S_{p,p}$  увеличивается и поперечная сила. Гидромеханические характеристики комплекса определяются относительной хордой руля  $l_p$ , относительным удлинением комплекса руль — рудерпост  $\lambda_{p,p}$  и коэффициентом нагрузки винта  $\sigma_p$ . Величины  $l_p$  и  $\lambda_{p,p}$  находят по формулам

$$\bar{l}_p = l_p / (l_p + r_p); \quad \lambda_{p,p} = S_{p,p} / (l_p^2 + r_p). \quad (5.67)$$

Результаты экспериментальных исследований и опыт проектирования и эксплуатации судов, оборудованных комплексом руль — рудерпост, показывают, что наиболее эффективными эти комплексы оказываются при  $0,7 < \bar{l}_p < 0,8$ .

По рекомендации Р. Я. Першица, коэффициент подъемной силы  $c_{p,ko}$  для рулей за рудерпостом находится по следующей эмпирической формуле:

$$c_{p,ko} = \frac{2\pi}{1 + 2/\lambda_{p,k}} \sqrt{\frac{l_p}{b_p + r_p}} + 1,4 \frac{\lambda_{p,k}^2}{\lambda_{p,k}^2 + 0,47} \sigma_p. \quad (5.68)$$

Г. В. Соболев и А. Д. Красницкий на основе расчетов вихревых поверхностей с закрылками получили следующее выражение для поправочного коэффициента на влияние рудерпоста коэффициента  $r_6$ :

$$r_6 = \text{th} [ 3,2(1 - \bar{l}_p) ] / \lambda_{p,k}^{1/2}. \quad (5.69)$$

Нестационарность обтекания руля, связанная с конечной скоростью его поворота относительно оси баллера, пока не учитывается в практических расчетах управляемости судов. Однако исследования последних лет показывают, что составляющая поперечной гидродинамической нагрузки на руле, обусловленная нестационарностью потока, обтекающего руль, оказывается заметной. Н. Б. Слижевский связал нестационарность обтекания руля с тем, что гребной винт представляет собой движитель с конечным числом лопастей, поэтому при его вращении расположенный за ним руль будет обтекаться неоднородным пульсирующим потоком жидкости и гидродинамические характеристики руля будут изменяться во времени на протяжении перекадки руля. Коэффициенты поперечной силы и момента на баллере руля, расположенного за гребным винтом и корпусом судна, определены Н. Б. Слижевским в таком виде:

$$\left. \begin{aligned} C_{yp} &= C_{yр0} + C_{yр\tau} \sin(\sigma_l t + \epsilon_y); \\ C_{mр} &= C_{mр0} + C_{mр\tau} \sin(\sigma_l t + \epsilon_m), \end{aligned} \right\} \quad (5.70)$$

где  $C_{yр0}$  и  $C_{mр0}$  — стационарные компоненты гидродинамических характеристик руля;  $C_{yр\tau}$  и  $C_{mр\tau}$ ,  $\epsilon_y$  и  $\epsilon_m$  — амплитудные значения и фазы нестационарных компонент гидродинамических характеристик руля;  $\sigma_l$  — лопастная частота.

На рис. 5.10 приведены данные расчета гидродинамических характеристик прямоугольного балансирного руля с относительным размахом

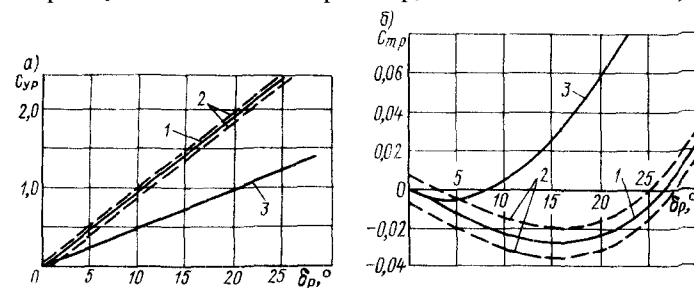


Рис. 5.10. Амплитуды коэффициентов  $C_{yp}$  (а) и  $C_{mр}$  (б) при нестационарном обтекании руля

1 — руль за винтом; 2 — руль за винтом с учетом пульсации; 3 — изолированный руль

$\lambda_p = 1,5$  и коэффициентом компенсации  $k_p = 0,225$ , расположенного за трехлопастным гребным винтом с коэффициентом нагрузки  $\sigma_p = 2,45$ . Влияние нестационарности отбрасываемого винтом потока на момент относительно оси баллера балансирных рулей существенно. Менее заметно это влияние на поперечную силу на руле.

### 5.6. Гидродинамические характеристики руля при криволинейном движении судна

При движении судна прямым курсом вода натекает на руль, расположенный за гребным винтом, со скоростью  $r_v v$ , а угол атаки равен углу перекладки. Наличие угла дрейфа приводит к тому, что вода натекает на перо руля не только вдоль его ДП со скоростью  $r_v v \cos \beta$ , но и перпендикулярно к ней со скоростью  $v_y + \omega_z L_p$ . Исходя из плана скоростей в потоке, натекающем на руль (см. рис. 5.9), при обычных небольших расстояниях передней кромки руля от диска винта угол атаки пера руля можно определить такой зависимостью:

$$\delta_{pa} = \delta_p + \delta_c + \delta_t - \kappa_k \arctg \frac{v \sin \beta + \omega_z L_p}{r_v v \cos \beta} \quad (5.71)$$

Скорость натекания воды на руль равна

$$v_{p.p} = K_c r_v v \cos \beta \sqrt{1 + [v \sin \beta + \omega_z L_p]^2 / (r_v v \cos \beta)^2}, \quad (5.72)$$

причем при определении коэффициента  $r_v$  по формуле (5.58) величину  $\sigma_p$  находят по формуле

$$\sigma_p = 8 T_{ve} / \rho \pi D_B^2 (r_v v \cos \beta)^2. \quad (5.73)$$

Тогда боковая составляющая сил давления воды на руль равна

$$P_y = p_0 \frac{\rho}{2} S_p \left[ \delta_p + \delta_c + \delta_t - \kappa_k \arctg \frac{v \sin \beta + \omega_z L_p}{r_v v \cos \beta} \right] v_{p.p}^2, \quad (5.74)$$

где  $p_0 = r_1 r_2 r_3 r_4 r_5 r_6 c_{p0}$ .

Рассмотрим влияние силы сопротивления руля  $P_x$ , выражающейся через коэффициент обратного качества руля  $\epsilon_p = P_x / P_y$ . С этой целью перепишем равенства (5.24) в таком виде:

$$\left. \begin{aligned} Y_p &= P_y (1 - \epsilon_p \operatorname{tg} \delta_{p1}) \cos \delta_{p1}; \\ X_p &= P_y (1 + \epsilon_p \operatorname{ctg} \delta_{p1}) \sin \delta_{p1}. \end{aligned} \right\} \quad (5.75)$$

Из плана скоростей руля при движении судна по криволинейной траектории (см. рис. 5.9) находим потерянный угол атаки

$$\delta_{p1} = \delta_p - \delta_{pa} = \arctg [v \sin \beta + \omega_z L_p] / (r_v v \cos \beta), \quad (5.76)$$

где

$$r_{vB} = r_v \left[ \cos \beta + \frac{\bar{\omega}_z \bar{L}_p}{1 - \psi_p} \operatorname{sinarctg} \frac{c_B}{L_p} \right]$$

Коэффициент обратного качества руля  $\epsilon_p$  (см. график продувки профилей рулей, приведенный на рис. 5.6) может быть аппроксимирован приближенной формулой

$$\epsilon_p = \frac{a}{\delta_{pa}} \left| \begin{array}{l} \delta_{pa} < \delta_{pa}^* \\ \delta_{pa} > \delta_{pa}^* \end{array} \right. + \epsilon_{p \max} \frac{\delta_{pa}}{\delta_{p.kp}} \left| \begin{array}{l} \delta_{pa} < \delta_{pa}^* \\ \delta_{pa} > \delta_{pa}^* \end{array} \right. \quad (5.77)$$

Первое слагаемое равенства (5.77) может приниматься во внимание только при угле атаки руля  $\delta_{pa}$ , меньшем  $\delta_{pa}^*$  — угла, при котором функция  $\epsilon_p = f(\delta_{pa})$  имеет минимум. На рабочем интервале  $[\delta_{pa}^*, \delta_{p.kp}]$  нужно считать  $\epsilon_p$  изменяющимся по формуле

$$\epsilon_p = \epsilon_{p \max} (\delta_{pa} / \delta_{p.kp}). \quad (5.78)$$

Учитывая формулу (5.74) и рекомендации Г. В. Соболева, находим

$$\epsilon_p = \bar{\epsilon}_{p \max} \left[ \delta_p + \delta_c + \delta_t - \kappa_k \arctg \frac{v \sin \beta + \omega_z L_p}{r_v v \cos \beta} \right], \quad (5.79)$$

где

$$\bar{\epsilon}_{p \max} = \frac{-0,156 \lambda_p + 0,656}{0,431 / (\lambda_p + 0,920) + 0,405}. \quad (5.80)$$

Тогда, сравнивая формулы (5.75), (5.78) и (5.79) получаем [17]:

$$Y_p = \varphi_1 P_y; \quad X_p = \varphi_2 P_y. \quad (5.81)$$

Здесь

$$\varphi_1 = (1 + \delta_{p.n})^2 \left\{ 1 - \bar{\epsilon}_{p \max} \operatorname{tg} \delta_{p.n} [\delta_p + \delta_c + \delta_t - \kappa_k \arctg \delta_{p.n}] \right\} \cos \arctg \delta_{p.n}; \quad (5.82)$$

$$\varphi_2 = (1 + \delta_{p.n})^2 \left\{ 1 + \bar{\epsilon}_{p \max} \operatorname{ctg} \delta_{p.n} [\delta_p + \delta_c + \delta_t - \kappa_k \arctg \delta_{p.n}] \right\} \operatorname{sinarctg} \delta_{p.n}, \quad (5.83)$$

где

$$\delta_{p.n} = (v \sin \beta + \omega_z L_p) / r_v v \cos \beta. \quad (5.84)$$

Полученные равенства, учитывая с большой полнотой особенности работы руля за кормой и гребным винтом во время маневра судна, отличаются известной неопределенностью в связи с наличием в них коэффициента влияния корпуса  $\kappa_k$ , который изменяется в широких пределах и принимается практически волевым образом.

Расчеты показывают, что величина коэффициента  $\varphi_1$  при  $\kappa_{\kappa}=1$  колеблется в узких пределах: от 0,9 до 1,5. В условиях известной неопределенности коэффициент  $\varphi_1$  можно принять равным среднему значению без существенной погрешности в результате. С ростом потерянного угла атаки  $\delta_{p1}$ , т. е. при переходе к крутым поворотам, коэффициент  $\varphi_2$ , а вместе с ним и сила сопротивления  $X_p$  существенно возрастают.

Для расчета управляемости судов равенства (5.81) перепишем в таком виде:

$$\left. \begin{aligned} Y_p &= p_0 \frac{\rho}{2} (\varphi_1 S_p) (r_{vB} v \cos \beta)^2 \times \\ &\times [\delta_p + \delta_c + \delta_t - \kappa_{\kappa} \operatorname{arctg} \delta_{p,\Pi}]; \\ X_p &= p_0 \frac{\rho}{2} (\varphi_2 S_p) (r_{vB} v \cos \beta)^2 \times \\ &\times [\delta_p + \delta_c + \delta_t - \kappa_{\kappa} \operatorname{arctg} \delta_{p,\Pi}] = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} Y_p. \end{aligned} \right\} \quad (5.85)$$

При малых углах дрейфа  $\cos \beta \cong 1$ ,  $\operatorname{tg} \beta \cong \beta$ ,  $\operatorname{arctg} \beta \cong \beta$ , и первое из равенств (5.85) можно записать так:

$$Y_p = p_0 \frac{\rho}{2} (\varphi_1 S_p) (r_v v)^2 \times \left[ \delta_p + \delta_c + \delta_t - \kappa_{\kappa} \frac{\beta + \bar{\omega}_z \bar{L}_p}{r_v} \right] \quad (5.86)$$

Использование этого выражения в теории маневрирования судов осложняется тем, что в формулу (5.86) для коэффициента изменения скорости натекания воды на руль  $r_v$  входит коэффициент нагрузки гребного винта  $\sigma_p$ , зависящий от скорости движения судна  $v$  и угла дрейфа  $\beta$ , которые на протяжении маневра изменяются. Ограничиваясь малыми углами дрейфа, при определении  $Y_p$  пренебрежем влиянием на  $\sigma_p$  угла  $\beta$  и установим характер зависимости  $Y_p$  от скорости  $v$  и частоты вращения винта  $n$  в явном виде. Опустим из рассмотрения поправку Соболева к  $w_a$  и положим  $\delta_c = \delta_t = 0$ .

Обозначив постоянную величину

$$\bar{p}_0 = p_0 \frac{\rho}{2} (\varphi_1 S_p), \quad (5.87)$$

представим боковую составляющую сил давления воды на руль  $Y_p$  в виде двух слагаемых:

$$Y_p = Y_{p1} - Y_{p2}, \quad (5.88)$$

из которых первое

$$Y_{p1} = \bar{p}_0 (r_v v)^2 \delta_p \quad (5.89)$$

не зависит от  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ , а второе

$$Y_{p2} = \bar{p}_0 r_v v^2 \kappa_{\kappa} (\beta + \bar{\omega}_z \bar{L}_p) \quad (5.90)$$

от них зависит. Учитывая равенства (5.55), (5.58), (5.89), находим относительную величину

$$Y'_{p1} = \frac{Y_{p1}}{\delta_p} = \bar{p}_0 \left\{ \left[ 1 + \chi_B \frac{S_{p1}}{S_p} \times \right. \right. \\ \times \left[ \sqrt{1 + \frac{8(\bar{a}_{11} \bar{n}^2 + \bar{b}_{11} \bar{n} \bar{v} + c_{11} \bar{v}^2) T_{B0}}{\rho \pi D_B^2 v^2 (1 - \psi_B)^2}} - 1 \right] \frac{1 - \psi_B}{1 - \psi_p} \left. \right\} (1 - \psi_p) v \left. \right\}^2. \quad (5.91)$$

Как показывает формула (5.91), зависимость силы давления воды на руль не является квадратичной относительно скорости движения судна  $v$ . Эта сила давления существенно зависит от изменения частоты вращения винта  $n$ , за которым руль расположен.

Найдем отношение силы  $Y'_{p1}$  к ее максимальному значению  $Y'_{p10}$ , которое имеет место при номинальной скорости  $v = v_0$  ( $\bar{v} = 1$ ) и номинальной частоте вращения  $n = n_0$  ( $\bar{n} = 1$ ). Для этого вычислим  $Y'_{p10}$  по формуле, вытекающей из равенства (5.91):

$$Y'_{p10} = \frac{Y_{p10}}{\delta_p} = \bar{p}_0 \left\{ \left[ 1 + \chi_B \frac{S_{p1}}{S_p} \left[ \sqrt{1 + \frac{8 T_{B0}}{\rho \pi D_B^2 v_0^2 (1 - \psi_B)^2}} - 1 \right] \frac{1 - \psi_B}{1 - \psi_p} \right] (1 - \psi_p) v_0 \right\}^2. \quad (5.92)$$

Тогда, полагая справедливой квадратичную зависимость сопротивления воды движению судна  $X_{K0} = T_{B0}$  от скорости  $v$ , по равенствам (5.91) и (5.92) можно построить кривые  $\bar{Y}'_{p1} = Y'_{p1} / Y'_{p10}$  в зависимости от относительной частоты вращения винта  $\bar{n} = n/n_0$  и относительной скорости движения судна  $\bar{v} = v/v_0$ . Семейство таких кривых, построенное для диаметрального руля пассажирского теплохода „Родина“, показано на рис. 5.11 сплошными линиями.

Относительная величина силы давления воды на руль  $\bar{Y}'_{p1}$  может быть представлена степенным полиномом

$$\bar{Y}'_{p1} = r_{11} \bar{n}^2 + r_{12} \bar{n} \bar{v} + r_{13} \bar{v}^2 = p_{n1}, \quad (5.93)$$

коэффициенты которого находят методом точечной аппроксимации, удовлетворяя эту зависимость в трех точках кривой  $\bar{Y}'_{p1}(\bar{v}, 1)$  (см. рис. 5.11). Заметим, что при  $v = 0$  равенство (5.93) принимает вид

$$\bar{Y}'_{p1} = r_{11} \bar{n}^2 \quad (5.94)$$



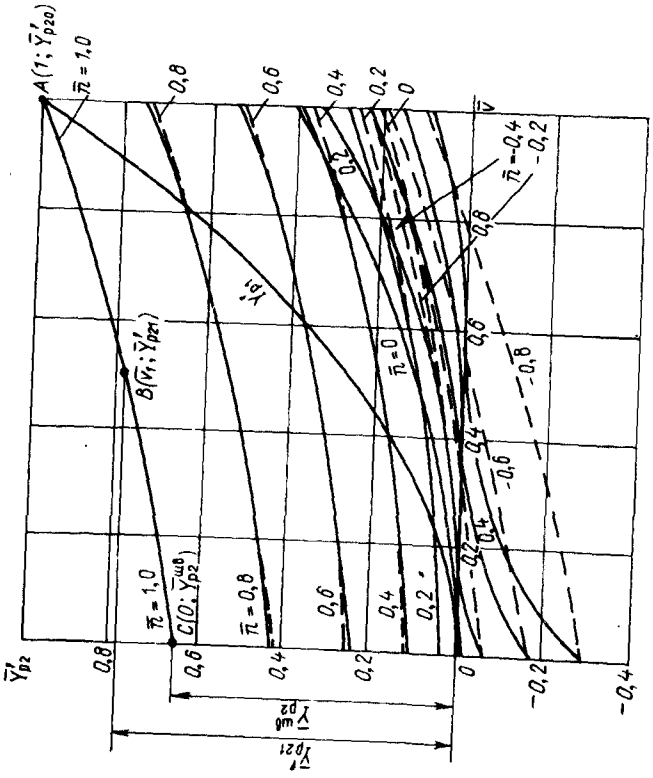


Рис. 5.12. График семейства кривых  $\bar{Y}'_{p2} = f(\bar{v}, \bar{n})$  для руля пассажирского теплохода „Родина“; --- расчет по формуле (5.90); — расчет по формуле (5.99)

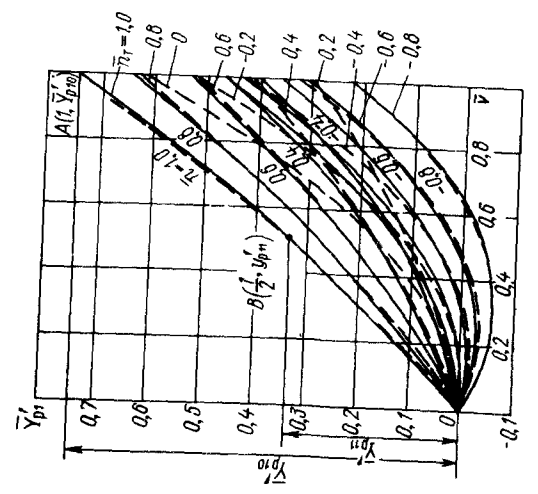


Рис. 5.11. График семейства кривых  $Y'_{p1} = f(\bar{v}, \bar{n})$  для руля пассажирского теплохода „Родина“; --- расчет по формуле (5.90); — расчет по формуле (5.99)

и дает возможность определить поперечную рулевую силу в швартовном режиме. При  $n=0$  относительная величина этой силы для руля за кормой, не находящегося в потоке гребного винта, или для руля невинтового судна равна

$$\bar{Y}'_{p1} = r_{13} \bar{v}^2. \quad (5.95)$$

Это позволяет найти коэффициенты  $r_{11}$ ,  $r_{12}$  и  $r_{13}$  без построения графика, изображенного на рис. 5.11. Действительно, полагая в равенстве (5.91)  $v=0$ , находим

$$r_{11} = \bar{p}_0 (\chi_v S_{p1} / S_p)^2 [8 \bar{a}_{11} T_{v0} / (\pi \rho D_v^2 Y'_{p10})], \quad (5.96)$$

где

$$T_{v0} = K_{p.v0} \rho n^2 D_v^5. \quad (5.97)$$

Для определения коэффициента  $r_{13}$  полагаем в равенствах (5.91) и (5.93)  $n=0$ ,  $S_{p1} = 0$  и после преобразований получаем

$$r_{13} = \bar{p}_0 (1 - \psi_p)^2 v_p^2 / Y_{p10}. \quad (5.98)$$

Коэффициент  $r_{12}$  находим из условия, что при номинальном режиме судового комплекса сумма коэффициентов  $r_{11}$ ,  $r_{12}$  и  $r_{13}$  равна единице:

$$r_{12} = 1 - r_{11} - r_{13}.$$

По результатам расчета  $\bar{Y}'_{p1}$  по формуле (5.93) на рис. 5.11 построены штриховые кривые. Их сопоставление со сплошными кривыми, соответствующими более точной формуле (5.92), показывает их удовлетворительное совпадение.

Перейдем к рассмотрению амплитуды второго слагаемого в равенстве (5.88)  $Y_{p2}$ , которое выражается формулой (5.90). Отнесем эту амплитуду к углу  $\kappa_k (\beta + \bar{\omega}_z \bar{L}_p)$  и получим  $Y'_{p2} = Y_{p2} / [\kappa_k \kappa_v (\beta + \bar{\omega}_z \bar{L}_p)]$ . Найдем теперь относительную величину

$$\bar{Y}'_{p2} = Y'_{p2} / Y'_{p10}. \quad (5.99)$$

Характерный вид семейства кривых  $\bar{Y}'_{p2} = f(\bar{v}, \bar{n})$  показан на рис. 5.12. При  $v=0$   $\bar{Y}'_{p2} = 0$ . Эти кривые отображаются степенным полиномом

$$\bar{Y}'_{p2} = r_{22} \bar{n} \bar{v} + r_{23} \bar{v}^2. \quad (5.100)$$

Коэффициенты  $r_{22}$  и  $r_{23}$  могут быть найдены, если использовать метод точечной аппроксимации и удовлетворить кривую  $\bar{Y}'_{p2}(\bar{v}, 1)$  (см. рис. 5.12) в двух точках: точке A при  $\bar{v}=1$  и точке B при  $\bar{v}=0.5$ . Они могут быть определены и непосредственно без построения графика. Учитывая равенство (5.58) для  $r_v$ , величину  $r_v v^2$  можно определить из следующего равенства:

$$r_v v^2 = \left[ 1 + \chi_v \frac{S_{p1}}{S_p} \left( \sqrt{1 + \frac{8(a_{11}\bar{n}^2 + b_{11}\bar{n}\bar{v} + c_{11}\bar{v}^2) T_{B0}}{\rho \pi D_B^2 v^2 (1 - \psi_B)^2}} - 1 \right) \times \right. \\ \left. \times \frac{1 - \psi_B}{1 - \psi_p} \right] (1 - \psi_p) v^2.$$

При неработающем винте ( $n=0$ ) или при руле, не попадающем в струю гребного винта ( $S_{p1}=0$ ),

$$\bar{Y}'_{p2} \Big|_{\substack{n=0 \\ S_{p1}=0}} = \frac{\bar{p}_0 (1 - \psi_p) v_0^2}{Y'_{p10}} \bar{v}^2. \quad (5.101)$$

Сравнивая равенства (5.100) и (5.101), находим

$$r_{23} = \bar{p}_0 (1 - \psi_p) v_0^2 / Y'_{p10}. \quad (5.102)$$

Аналогично, проводя вычисления  $r_v v^2$  при  $\bar{n}=1$  и  $\bar{v}=1$ , т. е. для номинального режима судового комплекса, находим

$$\bar{Y}'_{p2} \Big|_{\substack{n=1 \\ v=1}} = \frac{\sqrt{\bar{p}_0} v_0}{\sqrt{Y'_{p10}}} = r_{22} + r_{23}. \quad (5.103)$$

Сравнивая равенства (5.102) и (5.103), получаем

$$r_{22} = \left[ \sqrt{\bar{p}_0} Y'_{p10} - \bar{p}_0 (1 - \psi_p) v_0 \right] v_0 / Y'_{p10}. \quad (5.104)$$

Подставляя равенства (5.93) и (5.100) в формулу (5.88), находим следующее выражение для боковой составляющей сил давления воды на руль:

$$Y_p = Y'_{p10} [r_{11}\bar{n}^2 + r_{12}\bar{n}\bar{v} + r_{13}\bar{v}^2] \times \\ \times \left[ \delta_p - \kappa_B \frac{r_{22}\bar{n}\bar{v} + r_{23}\bar{v}^2}{r_{11}\bar{n}^2 + r_{12}\bar{n}\bar{v} + r_{13}\bar{v}^2} (\beta + \bar{\omega}_z \bar{L}_p) \right]. \quad (5.105)$$

Входящую в равенство (5.105) величину

$$\kappa_B = (\bar{F}_{22}\bar{n}\bar{v} + \bar{F}_{23}\bar{v}^2) / (r_{11}\bar{n}^2 + r_{12}\bar{n}\bar{v} + r_{13}\bar{v}^2). \quad (5.106)$$

назовем коэффициентом влияния гребного винта.

А. Б. Ваганов предложил более простую формулу для  $\kappa_B$ :

$$\kappa_B = \kappa_{B0} [\bar{F}_{10}\bar{v} + \bar{F}_{11}(1-n) + \bar{F}_{12}(1-\bar{n})^2 + \bar{F}_{13}], \quad (5.107)$$

в которой  $\kappa_{B0}$  — коэффициент  $\kappa_B$  при номинальном режиме движения судна ( $\bar{n}=1$ ;  $\bar{v}=1$ ), равный согласно формулам (5.102), (5.104) и (5.106),

$$\kappa_{B0} = r_{22} + r_{23} = \sqrt{\bar{p}_0} v_0 / \sqrt{Y'_{p10}}; \quad (5.108)$$

$\bar{F}_{10}$ ,  $\bar{F}_{11}$ ,  $\bar{F}_{12}$ ,  $\bar{F}_{13}$  — постоянные коэффициенты, которые в первом приближении принимают равными:  $\bar{F}_{10}=1,15$ ,  $\bar{F}_{11}=0,4$ ,  $\bar{F}_{12}=0,9$ ,  $\bar{F}_{13}=-0,15$ .

Р. Я. Першиц рекомендует определять коэффициент  $\kappa_B$  по графику его зависимости от коэффициента нагрузки винта  $\sigma_p$  и относительного удлинения руля  $\bar{l}_p$  (рис. 5.13).

Момент сил давления воды на руль относительно вертикальной оси  $Gz$ , проходящей через ЦТ судна, равен

$$M_p = Y_p L_p = Y'_{p10} [r_{11}\bar{n}^2 + r_{12}\bar{n}\bar{v} + r_{13}\bar{v}^2] [\delta_p - \kappa_K \kappa_B (\beta + \bar{\omega}_z \bar{L}_p)] L_p. \quad (5.109)$$

При больших углах дрейфа  $\beta$  поперечная сила давления воды на руль  $Y_p$  может быть определена по формуле (5.74). Эта формула дает возможность определить силу давления воды на руль в граничных условиях маневрирования судна (например, при вращении судна на месте, когда  $v_{ц} \cong 0$ ,  $\beta \cong 90^\circ$ ). В этом случае, используя равенства (5.59) и (5.91) и пренебрегая влиянием угловой скорости вращения судна  $\omega_z$  на скорость натекания воды на руль, получаем

$$Y_p = p_0 \frac{\rho}{2} S_p v_M^2 \left( \delta_p - \kappa_K \arctg \frac{\omega_{zM} L_p}{v_M} \right). \quad (5.110)$$

Здесь

$$v_M = \chi_v (S_{p1}/S_p) \sqrt{8\bar{a}_{11}/(\rho \pi D_B^2)} \bar{n}.$$

Если руль располагается за гребным винтом в стационарной направляющей насадке, то боковая составляющая сил давления воды на руль  $Y_p$  также определится равенством (5.85), но коэффициент изменения скорости натекания воды на руль будет равен

$$r_v = \kappa_C \left[ 1 + \frac{1}{2} \chi_v \frac{S_{p1}}{S_p} \left( \sqrt{1 + \frac{2\sigma_K}{\beta_n}} - 1 \right) \frac{1 - \psi_p}{1 - \psi_p} \right] (1 - \psi_p), \quad (5.111)$$

где  $\beta_n$  — коэффициент расщирения насадки,

$$\sigma_K = 8 T_K / (\rho \pi D_B^2 v_e^2) \quad (5.112)$$

— коэффициент нагрузки комплекса винт — насадка по упору. Для определения  $\sigma_K$  необходимо вычислить скорость натекания потока на движитель по выражению

$$v_e = (1 - \psi_f), \quad (5.113)$$

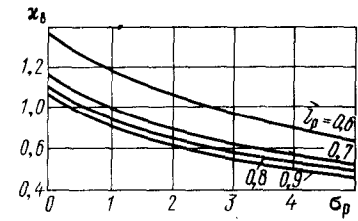


Рис. 5.13. График Першица для определения коэффициента  $\kappa_B$

в котором  $\psi_f$  – коэффициент попутного потока трения, определяемый по формуле

$$\psi_f = c_f \psi_v, \quad (5.114)$$

где  $c_f$  – коэффициент, равный 0,7 для винта, расположенного в ДП судна с V-образными кормовыми шпангоутами, равный 0,5 для винта, расположенного в ДП судна с U-образными кормовыми шпангоутами и равный 0,6 для винтов двухвальной установки и тоннельных винтов.

Рассматривая равенства (5.85) и (5.111), относящиеся к рулю, расположенному за винтом в насадке, приходим к выводу о том, что и в этом случае зависимость (5.85) для боковой силы комплекса руль – насадка может быть представлена в форме (5.110).

### 5.7. Гидродинамические силы, индуцируемые комплексом винт – поворотная насадка – стабилизатор

Изучение гидродинамических характеристик этих комплексов проводилось Р. Я. Першицем и А. Д. Гофманом. Р. Я. Першиц рекомендует определять их по формулам, форма которых остается такой же, как и при определении гидродинамических характеристик рулей. Гребной винт в поворотной насадке он рассматривает как единое целое и суммарную поперечную силу  $Y_K$  комплекса раскладывает на два слагаемых:

$$Y_K = Y_H + Y_C, \quad (5.115)$$

где  $Y_H$  – поперечная сила, индуцируемая винтом и насадкой;  $Y_C$  – поперечная гидродинамическая сила, действующая на стабилизатор.

Поперечную гидродинамическую силу пары винт – насадка находят по формуле

$$Y_H = C_{yH} \frac{\rho}{2} S_H v_H^2 \left[ \delta_{p,n} - \kappa_K \kappa_B \operatorname{arctg} \left( \operatorname{tg} \beta + \frac{\bar{\omega}_z \bar{L}_p}{\cos \beta} \right) \right], \quad (5.116)$$

в которой  $C_{yH}$  – коэффициент поперечной силы, равный

$$C_{yH} = \frac{[1 + 0,25(\sqrt{1 + \sigma_p} - 1)^2][1 - (0,45 - 0,35\bar{l}_H)] + \sigma_p/2}{2\lambda_H} \quad (5.117)$$

( $\sigma_p$  – коэффициент нагрузки винта в насадке по упору;  $\lambda_H = l_H/D_B$  – относительное удлинение насадки);

$$S_H = \pi D_B l_H \quad (5.118)$$

– площадь боковой поверхности насадки;

$$\kappa_B = 0,752 - 0,052 \sigma_p \quad (5.119)$$

– коэффициент влияния винта.

Входящую в формулу (5.116) аксиальную скорость натекания воды на винт в насадке  $v_H$  находят по формуле

$$v_H = (1 - \psi_v) v. \quad (5.120)$$

Коэффициент попутного потока  $\psi_v$  определяют по тем же формулам, что и для открытого винта.

Поперечную силу винта и насадки на ЗХ  $Y_{H3X}$ , рассчитывают также по формуле (5.116), однако входящие в нее скорость натекания воды на комплекс определяют из зависимости

$$v_{H3X} = (1 - 0,7\psi_v) v_{3X}, \quad (5.121)$$

коэффициент нагрузки винта по упору – из равенства

$$\sigma_{p3X} = 2T_{v3X} / (\rho S_H v_{H3X}^2), \quad (5.122)$$

а коэффициент поперечной силы  $C_{yH}$  находят из выражения (5.117) при  $\sigma_p = \sigma_{p3X}$ .

Стабилизатор можно рассматривать как неповорачивающийся руль, угол атаки которого возникает вследствие того, что угол выброса струи  $\delta_c^*$  не совпадает с углом перекладки насадки  $\delta_{p,n}$ . Угол атаки стабилизатора равен

$$\delta_{ac} = \delta_{p,n} - \delta_c^*. \quad (5.123)$$

Значение угла атаки  $\delta_{ac}$  в значительной мере определяется удлинением насадки. Наличие стабилизатора при малой относительной длине насадки приближает угол выброса струи  $\delta_c^*$  к углу перекладки насадки  $\delta_{p,n}$ . Чем больше удлинение насадки, тем меньше эффективность стабилизатора. При относительной длине насадки  $\bar{l}_H = l_H/D_B > 1$  стабилизатор слабо влияет на работу насадки.

Согласно рекомендациям Р. Я. Першица, поперечная сила  $Y_C$  на стабилизаторе насадки судна с отклоненной на угол  $\delta_{p,n}$  насадкой, движущегося на прямом курсе на ПХ и ЗХ, определяется по формулам

$$Y_C = C_{yC} (\rho/2) S_C v_c^2 \delta_{ac}; \quad Y_{C3X} = C_{y3X} (\rho/2) S_C v_{c3X}^2 \delta_{a3X} \quad (5.124)$$

соответственно. Для определения величин, входящих в равенство (5.124), применим тот же подход, что и для определения гидродинамических характеристик руля за стационарной направляющей насадкой.

А. Д. Гофман представил поперечную силу ДРК судна в виде двух слагаемых:

$$Y_K = Y_{K1} + Y_{K2}, \quad (5.125)$$

где  $Y_{K1}$  – поперечная сила, образующаяся за счет отклонения и реактивного действия струи гребного винта;  $Y_{K2}$  – поперечная сила изолированной насадки как кольцевого крыла, на которое натекает поток, характеризующийся скоростью  $v_e = (1 - \psi_v) v$  и углом атаки  $\delta_{aH} =$

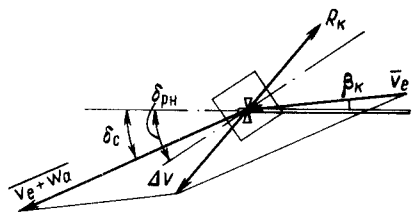


Рис. 5.14. Схема работы ДРК струйного типа

$$= \delta_{p,n} - \kappa_k \arctg (v \sin \beta + \omega_z L_p) / (r v_H v).$$

На рис. 5.14 показана схема работы ДРК струйного типа. Поток, имеющий скорость  $v_e$ , натекает на комплекс под углом  $\beta_k$ . Воздействие движителя на струю приводит к тому, что ее скорость возрастает до величины  $v_e + w_a$ , но направление выброса струи в общем случае не совпадает с осью

насадки. Угол отклонения струи обозначим  $\delta_c$ . Определим аксиальную вызванную скорость  $w_a$  по известной из теории идеального движителя формуле

$$w_a = v_e (\sqrt{1 + \sigma_{p,n}} - 1), \quad (5.126)$$

где  $\sigma_{p,n}$  — коэффициент нагрузки винта по упору, равный

$$\sigma_{p,n} = 2T_{в,п} / (\rho S_H v_e^2). \quad (5.127)$$

Применение закона количества движения к схеме, изображенной на рис. 5.14, позволяет получить выражение для главного вектора гидродинамической силы, приложенной к ДРК:

$$\vec{R}_k = \rho S_H v_s [\vec{v}_e + \vec{w}_a - \vec{v}_e]. \quad (5.128)$$

Здесь  $v_s$  — средняя скорость протекания воды через гидравлическое сечение движителя.

Проецируя векторное равенство (5.128) на плоскость мидельшпангоута и ДП судна, получаем следующие скалярные равенства для нахождения полезной тяги движителя  $T_{в,п}$  и поперечной силы  $Y_{к1}$ :

$$\left. \begin{aligned} T_{в,п} &= \rho v_s [(v_e + w_a) \cos \delta_c - v_e \cos \beta_k] S_H; \\ Y_{к1} &= \rho v_s [(v_e + w_a) \sin \delta_c - v_e \sin \beta_k] S_H. \end{aligned} \right\} \quad (5.129)$$

Выражения (5.129) дают возможность определить поперечную силу комплекса

$$Y_{к1} = T_{в,п} (\sqrt{1 + \sigma_p} \sin \delta_c - \sin \beta_k) / (\sqrt{1 + \sigma_p} \cos \delta_c - \cos \beta_k). \quad (5.130)$$

Учитывая влияние угла перекладки насадки, вводим в равенство (5.130) два поправочных коэффициента: коэффициент  $q_e$  к полезной тяге комплекса  $T_{в,п}$  и коэффициент  $q_1$  к коэффициенту нагрузки  $\sigma_p$ . Тогда это равенство принимает такой вид:

$$Y_{к1} = q_e T_{вп} \frac{\sqrt{1 + q_1 \sigma_p} \sin \delta_c - \sin \beta_k}{\sqrt{1 + q_1 \sigma_p} \cos \delta_c - \cos \beta_k}. \quad (5.131)$$

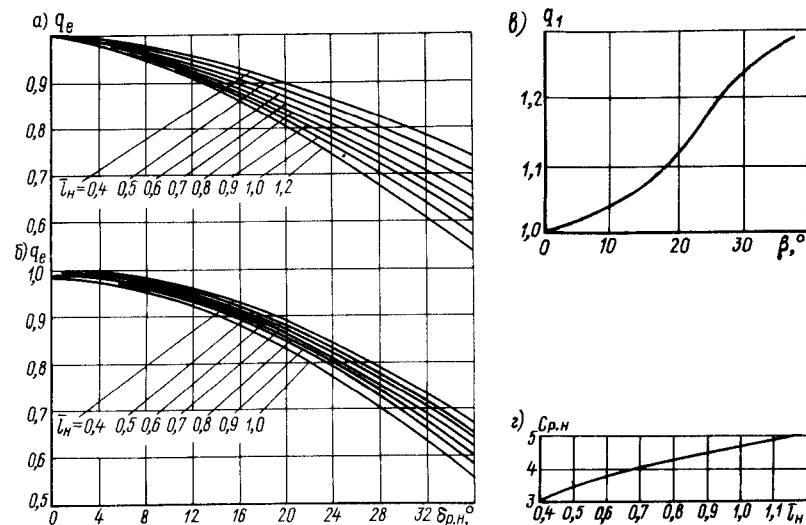


Рис. 5.15. Графики для определения коэффициента  $q_e$  в случае насадки без стабилизатора (а), коэффициента  $q_e$  в случае насадки со стабилизатором (б), коэффициента  $q_1$  (в), коэффициента  $\sigma_{p,n}$  (е)

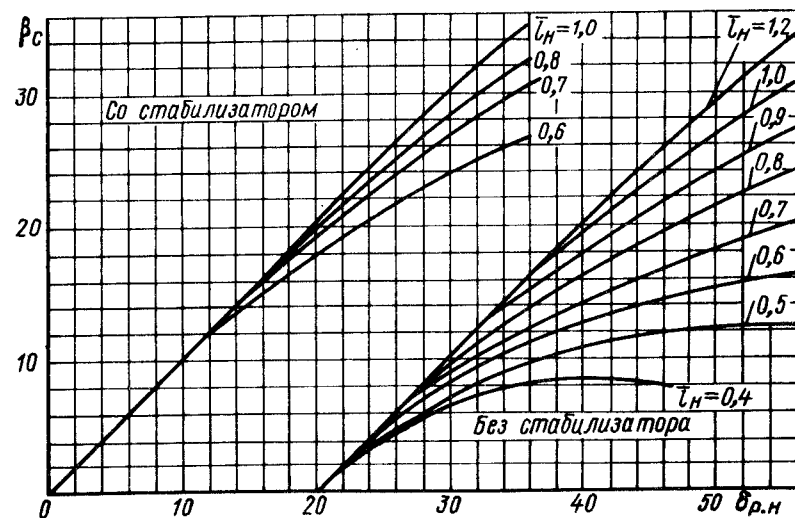


Рис. 5.16. Графики для определения угла  $\beta_c$

Коэффициенты  $q_e$  и  $q_1$  находят по экспериментальным графикам (рис. 5.15, а-в). Причем коэффициент  $q_e$  зависит от относительной длины насадки  $\bar{T}_H$  и угла ее перекладки  $\delta_{p,n}$ , а  $q_1$  — только от  $\delta_{p,n}$ . Входящий в равенство (5.131) угол отклонения струи винта  $\delta_c$  определяют из графика (рис. 5.16) в зависимости от  $\bar{T}_H$  и  $\delta_{p,n}$ .

Поперечная сила насадки как изолированного кольцевого крыла равна

$$Y_{K2} = c_{p,n} (\rho/2) S_H (r_{vH} v)^2 [\delta_{p,n} - \kappa_K \beta_K]. \quad (5.132)$$

Коэффициент поперечной силы изолированной насадки может быть определен по данным ЛИВТ в соответствии с графиком, приведенным на рис. 5.15, г, или по формуле

$$c_{p,n} = -1,42 \bar{T}_H^2 + 4,64 \bar{T}_H + 1,47, \quad (5.133)$$

справедливой в интервале  $0,4 \leq \bar{T}_H \leq 1,2$ .

Сравнивая равенства (5.125), (5.131) и (5.132), определяем поперечную силу комплекса ВПНС

$$Y_K = q_e T_{B,П} \frac{\sqrt{1+q_1} \sigma_p \sin \delta_c - \sin \beta_K}{\sqrt{1+q_1} \sigma_p \cos \delta_c - \cos \beta_K} + C_{p,c} \frac{\rho}{2} S_c (r_{vc} v)^2 \delta_{p,c} + c_{p,n} \frac{\rho}{2} S_H (r_{vH} v)^2 [\delta_{p,n} - \kappa_K \beta_K], \quad (5.134)$$

где  $r_{vc}$  — коэффициент изменения скорости натекания воды на стабилизатор, равный

$$r_{vc} = \left[ 1 + \frac{1}{2} \frac{S_{c1}}{S_c} \left( \sqrt{1 + \frac{2\sigma_K}{\beta_H}} - 1 \right) \frac{1 - c_f \psi_B}{1 - \psi_c} \right] (1 - \psi_c); \quad (5.135)$$

[ $S_{c1}$  — площадь части стабилизатора, находящейся в струе гребного винта;  $c_f$  — коэффициент изменения максимальной вызванной скорости, определяемой по формулам (5.63) или (5.55);  $\sigma_K$  — коэффициент нагрузки комплекса винт — насадка;  $\psi_c$  — коэффициент попутного потока для стабилизатора];

$$r_{vH} = 1 - \psi_B \quad (5.136)$$

— коэффициент изменения скорости натекания воды на комплекс;  $S_c$  — площадь стабилизатора;  $c_{p,c}$  — градиент боковой составляющей сил давления воды, на стабилизатор, определяемый по формулам (5.37) или (5.38) в зависимости от  $\lambda_c = h_c^2/S_c$  ( $h_c$  — высота стабилизатора).

Входящий в формулу (5.134) угол атаки стабилизатора равен

$$\delta_{p,c} = \delta_{p,n} - \delta_c^* \quad (5.137)$$

Его можно определить по формуле Першица

$$\delta_{p,c} = (0,1 + 0,143 \delta_{p,n}) (4,5 - 3,5 \bar{T}_H) \delta_{p,n}. \quad (5.138)$$

Равенство (5.134) можно привести к форме равенства (5.109), выведенного для рулей.

Г. И. Беззубовым предложена поворотная насадка на гребной винт, получившая название П-образной (см. рис. 1.11). Такими насадками в Волжском объединенном речном пароходстве оборудованы несколько десятков грузовых теплоходов грузоподъемностью 5000 т. Опыт их эксплуатации показал, что П-образная насадка обеспечивает улучшение поворотливости грузового теплохода, повышенную надежность, улучшение ходкости в битом льду и устойчивости движения судна при ходе по инерции практически без потери эксплуатационной скорости. ЛИВТом совместно с Горьковским ЦКБ были проведены модельные испытания П-образной насадки. В результате этих испытаний была получена формула для поперечной силы испытанного комплекса винт — насадка:

$$Y_K = \left\{ (5,85 + 0,874 \sigma_e) \delta_{p,n} - [5,06 + (0,18 + 0,28 \delta_{p,n} - 0,0595 \beta_K) \beta_K] \right\} \frac{\rho}{2} (r_v v)^2 S_H. \quad (5.139)$$

### 5.8. Характеристики системы судовые двигатели — гребные винты

Основными элементами этой системы являются первичный двигатель (источник механической энергии вращения), передаточное устройство (передача) и судовой движитель. В большинстве случаев в качестве первичных двигателей на судах морского и речного флота применяют двигатели внутреннего сгорания (ДВС), паровые и газовые турбины. Передача от двигателя на винт может быть механической, гидравлической и электрической (см. рис. 2.4). Первичный двигатель при механической передаче связан с движителем посредством валопровода или непосредственно, или через редуктор. Если передача гидравлического типа, то эта связь может осуществляться через гидравлическую муфту или через гидротрансформатор. Причем как в случае механической передачи, так и при передаче гидравлического типа энергия нескольких первичных двигателей может объединяться на один гребной винт и, наоборот, энергия одного двигателя при соответствующей конструкции передач может быть использована для приведения во вращение нескольких движителей.

Обоснование зависимости движущего момента первичного двигателя  $M_{дв}$  от частоты вращения вала двигателя  $n$  при теоретически точном подходе требует аналитического описания всех процессов, происходящих в двигателе: горения топлива, расширения и выпуска продуктов сгорания, продувки цилиндров, сжатия воздуха и т. д. Такой путь позволяет глубоко проникнуть в физическую сущность этих процессов, но он весьма трудоемок. Поэтому в теории переходных движений судового

комплекса корпус судна – средства управления – судовые двигатели для определения движущего момента обычно используют стендовые характеристики двигателя.

Графические стендовые зависимости  $M_{дв} = f(n_j)$  в общем случае могут быть представлены квадратичными полиномами такого вида:

$$M_{дв} = (a_{дв} \bar{n}_j^2 + b_{дв} \bar{n}_j + c_{дв}) M_{дво}, \quad (5.140)$$

где  $\bar{n}_j = n_j / n_{j0}$  – относительная частота вращения двигателя;  $M_{дво}$  – номинальный момент двигателя при номинальной частоте вращения вала двигателя. Коэффициенты  $a_{дв}$ ,  $b_{дв}$  и  $c_{дв}$  для ходовых режимов комплекса, для случая торможения двигателей сжатым воздухом и для случая пуска двигателя определяют по-разному. Пусковые процессы ДВС описываются в многочисленной литературе (см., например, [32]).

ДВС с передачей на гребной винт оборудуют всережимными или предельными регуляторами. При изменении нагрузки на гребном винте всережимный регулятор стремится сохранить начальную скорость вращения вала двигателя путем изменения подачи топлива. Предельный регулятор не оказывает воздействия на двигатель, если  $n_j \leq n_{j0}$ . Соответствие мощности двигателя и мощности, потребляемой гребным

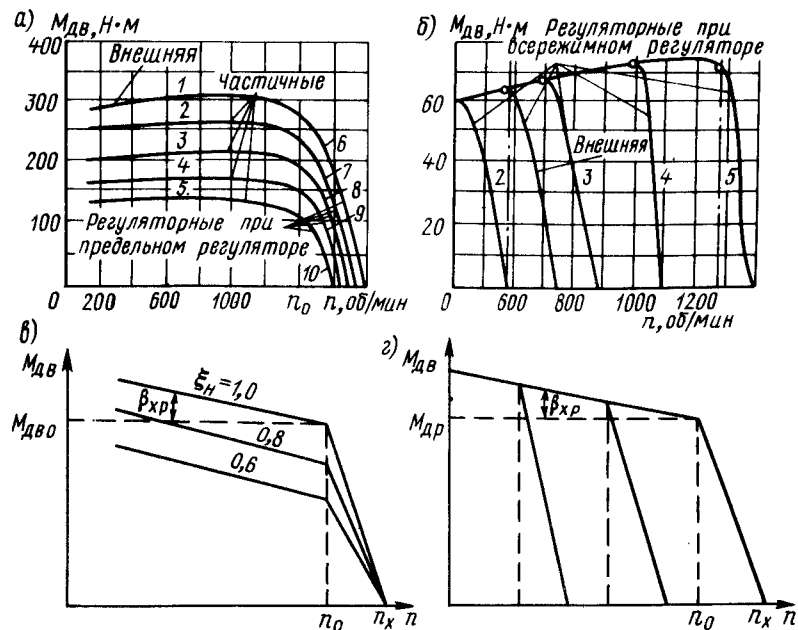


Рис. 5.17. Характеристики судовых ДВС: а – действительные при предельном регуляторе; б – действительные при всережимном регуляторе; в – условные при предельном регуляторе; з – условные при всережимном регуляторе

винтом, достигается за счет саморегулирования двигателя. При переходных движениях судового комплекса движущий момент двигателя  $M_{дв}$  определяют по внешней, частичным и регуляторным характеристикам (рис. 5.17, а, б). Для практических целей используют приближенную условную форму этих характеристик (рис. 5.17, в, з). В этом случае для определения относительного движущего момента используют более простую формулу

$$M_{дв} = (b_{дв} \bar{n}_j + c_{дв}) M_{дво}, \quad (5.141)$$

в которой коэффициенты  $b_{дв}$  и  $c_{дв}$  легко получить из рис. 5.17, в, з, определив из него значения  $M_{дво}$ ,  $n_{j0}$ , относительной подачи топлива  $\xi_n$ , угла наклона внешней характеристики  $\beta_{хр}$  и частоты вращения вала двигателя  $n_{jх}$  по регуляторной характеристике для трех интервалов:  $n_j < n_{j0}$ ,  $n_{j0} < n_j < n_{jх}$ ,  $n_j > n_{jх}$  при предельном регуляторе и на частичных интервалах при всережимном регуляторе. При расчете на ЭВМ лучше пользоваться действительными характеристиками двигателя (см. рис. 5.17, а, б).

Если первичный двигатель – паровая или газовая турбина, то для определения  $M_{дв} = f(n)$  используют обычно моментную характеристику турбины (рис. 5.18). Как видно из рис. 5.18, моментная характеристика может быть аппроксимирована формулой (5.141), коэффициенты  $b_{дв}$  и  $c_{дв}$  которой также можно найти, зная отличительные параметры моментной характеристики.

По роду тока в главной цепи гребные электрические установки (ГЭУ) подразделяют на установки постоянного, переменного, переменного-постоянного тока и переменного тока с преобразователями частоты. Наиболее широко применяемым соединением генераторов и гребных

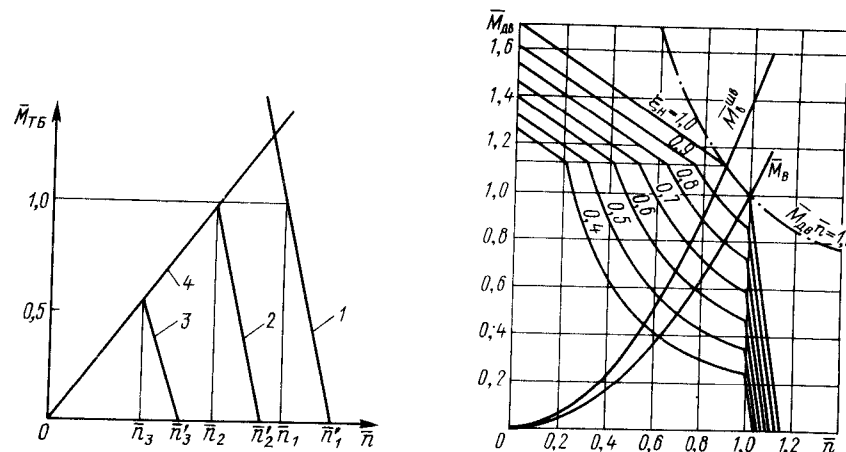


Рис. 5.18. Характеристики турбины: 1, 2, 3 – регуляторные; 4 – внешняя

Рис. 5.19. Условные характеристики ГЭУ

электродвигателей (ГЭД) как постоянного, так и переменного тока является система генератор – двигатель (Г – Д). Зависимость частоты вращения ГЭД от его момента  $n = f(M_{дв})$  называют его *механической характеристикой*. Регулирование частоты вращения ГЭД осуществляется изменением напряжения генератора или одновременным изменением напряжения генератора и потока возбуждения ГЭД.

На рис. 5.19 показаны условные схематизированные механические характеристики ГЭУ со схемой Г – Д. Как видно из рисунка, внешняя характеристика ГЭД имеет сложную форму: на трех интервалах изменения относительной частоты вращения вала двигателя  $0 \leq \bar{n}_j < 0,89$ ,  $0,89 \leq \bar{n}_j \leq 1$  и  $1 \leq \bar{n}_j \leq 1,16$  она может быть аппроксимирована тремя разными, но последовательно переходящими из одного интервала в другой аналитическими зависимостями полиномиального вида (5.140) или (5.141). При изменении подачи топлива в первичный двигатель ( $\xi_n \neq idem$ ) и при работе ГЭД с разными, но постоянными потоками возбуждения от генератора регуляторные механические характеристики  $\bar{n} = f(\bar{M}_{дв})$  – кривые, для  $\xi_n = 0,4 \div 0,9$  они сходны по форме с внешней механической характеристикой, но кривизна их в прямоугольной области, ограниченной осями координат, абсциссой  $\bar{n}_j = 1$  и ординатой  $\bar{M}_{дв} = 1$ , возрастает с уменьшением  $\xi_n$ . На график рис. 5.19 нанесены также кривая  $\bar{M}_{дв} \bar{n} = 1$  и кривые относительного момента на винте  $M_{в}$  в ходовом  $\bar{M}_{в} = f(\bar{n})$  и швартовном  $\bar{M}_{в}^{шв} = f(\bar{n})$  режимах. Расчетные режимы ГЭД при движении судового комплекса на глубокой воде и при работе на швартовах определяются координатами точек пересечения этих кривых с внешней и регуляторными характеристиками ГЭУ (см. рис. 5.18).

Таким образом, движущий момент двигателя  $M_{дв} = f(n)$  определяется по зависимостям (5.140) или (5.141) и при работе на гребной винт ДВС, и при использовании паровой или газовой турбины, и при оборудовании судна ГЭУ.

Момент, передаваемый гидромуфтой от главного двигателя на гребной вал, определяется выражением

$$M_{Г} = m_{Г} \gamma_{Г} \omega_{н}^2 D_{Г}^2, \quad (5.142)$$

где  $m_{Г}$  – функциональный коэффициент момента гидромуфты, зависящий от относительного заполнения рабочей полости жидкостью, отношения угловой скорости турбинного колеса  $\omega_{Г}$  к угловой скорости насосного колеса  $\omega_{н}$ , а при больших скольжениях от чисел  $F_r$  и  $Re$ ;  $\gamma_{Г}$  – объемный вес рабочей жидкости;  $D_{Г}$  – внешний диаметр гидромуфты.

При исследовании маневренных качеств судна можно не принимать во внимание динамические явления, возникающие в гидромуфте, и использовать статическую характеристику гидромуфты.

Момент сил трения в опорах валопровода и передачи  $M_{Трj}$  с достаточной для практики точностью может быть определен по данным Г. А. Конакова [32] в форме линейной зависимости от относительной угловой скорости вращения гребного вала  $2\pi n$ :

$$M_{Трi} = (t_{1i} \cdot 2\pi n + t_{2i}) M_{В0}, \quad (5.143)$$

в которой коэффициенты  $t_{1i}$  и  $t_{2i}$  для каждого валопровода постоянны.

Момент сил трения в механизме двигателя  $M_{Трj}$  с достаточной для практики точностью можно считать постоянным или функцией только относительной угловой скорости вращения вала двигателя  $2\pi n_j$ :

$$M_{Трj} = (t_{3j} \cdot 2\pi n_j + t_{4j}) M_{В0}, \quad (5.144)$$

в которой коэффициенты  $t_{3j}$  и  $t_{4j}$  для каждого двигателя постоянны.

Приведенный к гребному валу момент инерции  $J_{Ви}$  частей, движущихся с ним механически, равен

$$J_{Ви} = J_{ВВи} + \Delta J_{Ви}, \quad (5.145)$$

где  $J_{ВВи}$  – собственный момент инерции гребного винта;  $\Delta J_{Ви}$  – сумма моментов инерции подвижных звеньев механизмов двигателей, работающих на  $i$ -й винт. Собственный момент инерции гребного винта  $J_{ВВ}$  может быть рассчитан графическим способом по чертежу гребного винта. Приблизительно  $J_{ВВ}$  можно определить по эмпирической формуле Кутузова

$$J_{ВВ} = 2,75 \cdot 10^{-8} \rho_{м} D_{в}^5 \theta_{в} (\theta_{в} + 3), \quad (5.146)$$

где  $\rho_{м}$  – плотность материала гребного винта;  $\theta_{в}$  – дисковое отношение винта.

Присоединенный момент инерции воды для винта равен

$$\lambda_{в} = \lambda_{в}^0 q_{в}. \quad (5.147)$$

Входящий в это выражение присоединенный момент инерции ненагруженного винта  $\lambda_{в}^0$  определяется также по формуле Кутузова

$$\lambda_{в}^0 = \frac{11,08 \cdot 10^{-9} \theta_{в}^2 p_{в}^2 D_{в}^5}{z [3,8 + p_{в}^2]} \sqrt{\frac{1 + 0,23 \theta_{в} / z}{1 + (6 \theta_{в} / z)^2}}, \quad (5.148)$$

причем  $p_{в}$  и  $z$  – соответственно шаговое отношение и число лопастей винта.

Для коэффициента  $q_{в}$ , учитывающего влияние нагрузки винта, при испытаниях с моделями гребных винтов диаметром  $D_{в} = 0,2$  м получена следующая зависимость от частоты вращения винта  $n$ :

$$q_{в} = 1 - 2,87 \cdot 10^{-3} n + 9,13 \cdot 10^{-3} K_2 n^2. \quad (5.149)$$

Более точно учет инерционных сил и моментов, действующих на гребной винт, произведен в работах М. А. Гречина [24] и В. Б. Липиса [36] на основе теоретических решений М. Д. Хаскинда о неустановившемся движении твердого тела в ускоренном потоке безграничной

жидкости. В. Б. Липис для гребных винтов серии Трооста получил следующие выражения:

$$\lambda_B = 0,0253 D_B^2 p_B^2 / J_{B11}; \quad (5.150)$$

$$J_{B11} = 2,1 \frac{\rho D_B^3 \theta_B^2}{z^2} f_{11}, \quad (5.151)$$

где  $f_{11}$  — функция шагового отношения винта  $p_B$ , определенная графиком.

В случае переменного шага винта его шаговое отношение  $p_B$  принимается для шага на относительном радиусе винта  $\bar{R}_B = 0,6$ .

### 5.9. Расчетные дифференциальные уравнения динамики судового комплекса. Эквивалентный судовой комплекс

**Уравнения динамики судового комплекса.** Приведем уравнения (2.50) движения судна в горизонтальной плоскости, параллельной спокойной поверхности воды, к расчетному виду. Учитывая равенства (2.7), при  $\alpha_a = 0$  находим

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv_x}{dt} &= \frac{dv}{dt} \cos \beta - v \frac{d\beta}{dt} \sin \beta; \\ \frac{dv_y}{dt} &= -\frac{dv}{dt} \sin \beta - v \frac{d\beta}{dt} \cos \beta. \end{aligned} \right\} \quad (5.152)$$

Подставляя равенства (5.152) в уравнения системы (2.50), получаем

$$\left. \begin{aligned} (m + \lambda_{11}) \frac{dv}{dt} \cos \beta - (m + \lambda_{11}) v \sin \beta \frac{d\beta}{dt} + \\ + (m + \lambda_{22}) v \omega_z \sin \beta - \lambda_{26} \omega_z^2 &= N_x; \\ -(m + \lambda_{22}) \frac{dv}{dt} \sin \beta - (m + \lambda_{22}) v \cos \beta \frac{d\beta}{dt} + \\ + (m + \lambda_{11}) v \omega_z \cos \beta + \lambda_{26} \frac{d\omega_z}{dt} &= N_y; \\ (J_z + \lambda_{66}) \frac{d\omega_z}{dt} - \lambda_{66} \left( \frac{dv}{dt} \sin \beta + v \frac{d\beta}{dt} \cos \beta \right) + \\ + \lambda_{26} v \omega_z \cos \beta - (\lambda_{22} - \lambda_{11}) v^2 \sin \beta \cos \beta &= M_z. \end{aligned} \right\} \quad (5.153)$$

Рассмотрим наиболее употребительный судовой комплекс корпус судна — гребные винты — двигатели. В этом случае к трем уравнениям

(5.153) необходимо добавить  $z_B + z_{ДВ}$  дифференциальных уравнений переходных движений системы гребные винты — двигатели, которые в случае жесткого соединения вала гребного винта и двигателя имеют такой вид:

$$\begin{aligned} 2\pi (J_{Ви} + \lambda_{Ви}) \frac{dn_i}{dt} &= M_{ДВи} - M_{Трi} - M_{Ви} - M_{Трj} \\ (i = 1, 2, \dots, z_B, j &\neq 1, 2, \dots, z_{ДВ}). \end{aligned} \quad (5.154)$$

Суммы проекций внешних сил, действующих на судно при отсутствии ветра, течения и волнения, на оси  $Gx$  и  $Gy$  и их суммарный момент относительно оси  $Gz$  определяются следующими равенствами:

$$\left. \begin{aligned} N_x &= \sum_{i=1}^{z_B} T_{Ви} - X_K - \sum_{k=1}^{z_p} X_{p,k}; \\ N_y &= Y_K - \sum_{k=1}^{z_p} Y_{p,k} - \sum_{i=1}^{z_B} T_{Ви} + T_H + T_K; \\ M_z &= M_K + \sum_{k=1}^{z_p} Y_{p,k} L_{p,k} + \sum_{i=1}^{z_B} (T_{Ви} c_{Ви} + T_{Ви} L_{Ви}) + \\ &+ (T_H L_H + T_K L_K) \quad (i = 1, 2, \dots, z_B, k = 1, 2, \dots, z_p). \end{aligned} \right\} \quad (5.155)$$

Перейдем к безразмерным величинам. Безразмерное время представим так:

$$\tau = v_0 t / L. \quad (5.156)$$

С физической точки зрения величина  $\tau$  — доля длины судна, которую оно пройдет со скоростью  $v_0$  за отрезок времени  $t$ . Безразмерную скорость движения судна представим как  $\bar{v} = v/v_0$ , а безразмерную частоту вращения — как  $\bar{n} = n/n_0$ . Безразмерную угловую скорость, как и ранее, определим равенством  $\bar{\omega}_z = \omega_z L/v$ .

Введем следующие обозначения:

$$\left. \begin{aligned} m_{11} &= \frac{2(m + \lambda_{11}^0)}{\rho S_d L}; \quad m_{22} = \frac{2(m + \lambda_{22}^0)}{\rho S_d L}; \quad p_x = \frac{2X_{p,k}}{\rho S_d v_0^2}; \\ m_{66} &= \frac{2(J_z + \lambda_{66}^0)}{\rho S_d L^3}; \quad m_{26} = \frac{2\lambda_{26}}{\rho S_d L^2}; \quad p_y = \frac{2Y_p}{\rho S_d v_0^2}; \\ t_{Ви} &= \frac{2T_{Ви}}{\rho S_d v_0^2}; \quad t_{п,н} = \frac{2T_{п,н}}{\rho S_d v_0^2}; \quad t_{п,к} = \frac{2T_{п,к}}{\rho S_d v_0^2}; \\ t_{Ву} &= \frac{2T_{Ву}}{\rho S_d v_0^2} \quad m_{В,иi} = \frac{2\pi (J_{Ви} + \lambda_{Ви})}{M_{Вoi}} \frac{n_0 v_0}{L}; \end{aligned} \right\} \quad (5.157)$$



$$\left. \begin{aligned} m_{\text{ДВ}j} \frac{M_{\text{ДВ}j}}{M_{\text{В}0i}}; \quad m_{\text{В}i} &= \frac{M_{\text{В}i}}{M_{\text{В}0i}}; \\ m_{\text{ТР}i} &= \frac{M_{\text{ТР}i}}{M_{\text{В}0i}}; \quad m_{\text{ТР}j} = \frac{M_{\text{ТР}j}}{M_{\text{В}0i}}. \end{aligned} \right\}$$

Тогда из уравнений (5.153)–(5.156) получим систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} m_{11} \frac{d\bar{v}}{d\tau} \cos \beta - m_{11} \bar{v} \frac{d\beta}{d\tau} \sin \beta + \\ + m_{22} \bar{v}^2 \bar{\omega}_z \sin \beta - m_{26} \bar{v}^2 \bar{\omega}_z^2 &= n_x; \\ - m_{22} \frac{d\bar{v}}{d\tau} \sin \beta - m_{22} \bar{v} \frac{d\beta}{d\tau} \cos \beta + m_{11} \bar{v}^2 \bar{\omega}_z \cos \beta - \\ - m_{26} \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} \bar{v} + m_{26} \bar{\omega}_z \frac{d\bar{v}}{d\tau} &= n_y; \\ m_{66} \bar{v} \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} + m_{66} \bar{\omega}_z \frac{d\bar{v}}{d\tau} + m_{26} \bar{v}^2 \bar{\omega}_z \cos \beta - \\ - m_{26} \frac{d\bar{v}}{d\tau} \sin \beta - m_{26} \bar{v} \frac{d\beta}{d\tau} \cos \beta &= m_z; \\ m_{\text{В.и}i} \frac{d\bar{n}_i}{d\tau} &= \bar{m}_{\text{ДВ}i} - \bar{m}_{\text{В}i} - \bar{m}_{\text{ТР}i} - \bar{m}_{\text{ТР.ДВ}i} \text{sign } n_i, \end{aligned} \right\} (5.158)$$

в которых

$$\left. \begin{aligned} n_x &= \sum_{i=1}^{z_{\text{В}}} t_{\text{В}i} - K_x \bar{v}^2 - \sum_{k=1}^{z_{\text{Р}}} p_{xk}; \\ n_y &= K_y \bar{v}^2 - \sum_{k=1}^{z_{\text{Р}}} p_{yk} - \sum_{i=1}^{z_{\text{В}}} t_{\text{В}y} \beta_c + t_{\text{Н}} + t_{\text{К}}; \\ m_z &= K_m \bar{v}^2 + \sum_{k=1}^{z_{\text{В}}} p_{yk} \bar{L}_p + \sum_{i=1}^{z_{\text{В}}} (t_{\text{В}i} c_{\text{В}i} + t_{\text{В}y} i \bar{L}_p \beta_c) + \\ &+ t_{\text{П.Н}} \bar{L}_H + t_{\text{П.К}} \bar{L}_K \quad (i=1, 2, 3, \dots, z_{\text{В}}, \quad k=1, 2, 3, \dots, z_{\text{Р}}). \end{aligned} \right\} (5.159)$$

Уравнения (5.158) могут быть использованы для изучения динамики судового комплекса толкаемых составов и судов, форма корпусов которых существенно несимметрична относительно мидель-шпангоута. Для обычных судов, у которых эта симметрия не столь заметна, величина  $m_{26}$  мала и членами, в которых эта величина является множителем, можно пренебречь. Тогда система уравнений (5.158) примет более простой вид:

$$\left. \begin{aligned} m_{11} \frac{d\bar{v}}{d\tau} \cos \beta - m_{11} \bar{v} \frac{d\beta}{d\tau} \sin \beta + m_{22} \bar{v}^2 \bar{\omega}_z \sin \beta &= n_x; \\ - m_{22} \frac{d\bar{v}}{d\tau} \sin \beta - m_{22} \bar{v} \frac{d\beta}{d\tau} \cos \beta + m_{11} \bar{v}^2 \bar{\omega}_z \cos \beta &= n_y; \\ m_{66} \bar{v} \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} + m_{66} \bar{\omega}_z \frac{d\bar{v}}{d\tau} &= m_z; \\ m_{\text{В.и}i} \frac{d\bar{n}_i}{d\tau} &= \bar{m}_{\text{ДВ}i} - \bar{m}_{\text{В}i} - \bar{m}_{\text{ТР}i} - \bar{m}_{\text{ТР.ДВ}i} \text{sign } n_i. \end{aligned} \right\} (5.160)$$

Система (5.160) позволяет изучать маневры судов как при малых, так и при больших углах дрейфа. Эта система нелинейна, и ее решение в замкнутом виде невозможно. Она может быть решена только численными методами на ЭВМ. Сложность решения данной системы связана также и с тем, что она в самом общем случае предусматривает возможность учета характеристик нескольких установленных на судне двигателей, винтов, рулей, ПУ, учета различных начальных условий движения судна.

**Уравнения динамики эквивалентного судового комплекса.** На многовинтовых судах главные двигатели и зачастую проектируются одинаковыми, рули или комплексы переключаются синхронно, а условия их работы за кормой судна мало отличаются. Поэтому, чтобы упростить расчеты, В. И. Небеснов ввел понятие о приближенном динамическом эквивалентном судовом комплексе.

Пусть все элементы фиктивного эквивалентного судового комплекса, имеющего  $z_{\text{ДВ}}$  двигателей,  $z_{\text{В}}$  винтов и  $z_{\text{Р}}$  рулей или насадок, совершают соответственно одинаковые и переходные движения. У такого комплекса приведенный момент инерции гребного винта равен

$$\bar{m}_{\text{В.и}} = \sum_{i=1}^{z_{\text{В}}} \frac{J_{\text{В}i} + \lambda_{\text{В}i}}{z_{\text{В}} M_{\text{В}0i}}, \quad (5.161)$$

а приведенный момент сил трения

$$\bar{m}_{\text{ТР}} = \frac{\sum_{i=1}^{z_{\text{В}}} \frac{M_{\text{ТР}i}}{M_{\text{В}0}} + \sum_{j=1}^{z_{\text{ДВ}}} \frac{M_{\text{ТР}j}}{M_{\text{В}0}}}{z_{\text{В}}} \quad (5.162)$$

Суммируя относительные силы и моменты, создаваемые двигателями и СУ, получаем уравнения переходных движений судового комплекса в таком виде:

$$\left. \begin{aligned} m_{11} \frac{d\bar{v}}{d\tau} \cos \beta - m_{11} \bar{v} \frac{d\beta}{d\tau} \sin \beta - m_{22} \bar{v}^2 \bar{\omega}_z \sin \beta &= \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned}
&= z_B t_B - K_x \bar{v}^2 - z_p p_x; \\
&- m_{22} \frac{d\bar{v}}{d\tau} \sin \beta - m_{22} \bar{v} \frac{d\beta}{d\tau} \cos \beta + m_{11} \bar{v}^2 \bar{\omega}_z \cos \beta = \\
&= K_y \bar{v}^2 - z_p p_y - z_B t_{By} \beta_c + t_H + t_K; \\
&m_{66} \bar{v} \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} + m_{66} \bar{\omega}_z \frac{d\bar{v}}{d\tau} = K_m \bar{v}^2 + z_p p_y \bar{L}_p + \\
&+ z_B (t_B c_B + t_{By} \bar{L}_B \beta_c + t_H \bar{L}_H + t_K \bar{L}_K); \\
&\bar{m}_{B,i} \frac{d\bar{n}_i}{d\tau} = \bar{m}_{ДВi} - \bar{m}_{Ви} - \bar{m}_{Тpi} .
\end{aligned} \right\} (5.163)$$

Уравнения динамики эквивалентного судового комплекса при малых  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ . Многие маневры судов выполняются при малых углах дрейфа  $\beta$ . Поэтому при приближенном изучении поворотливости судов и рассмотрении устойчивости судна или состава на курсе угол  $\beta$  принимают малым, т. е.  $\sin \beta \cong \beta$ ,  $\cos \beta \cong 1$ .

Поскольку присоединенные массы  $\lambda_{26}$  и пропорциональные им коэффициенты  $m_{26}$  зависят от симметрии корпуса судна относительно плоскости мидель-шпангоута, они малы для отдельного судна. Вследствие этого ими пренебрежем. Опустим из рассмотрения силы и моменты, создаваемые ПУ, продольной составляющей сил давления воды на руле и моменты от винтов, работающих на разных режимах. В первом приближении при малых  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  можно пренебречь произведениями

$$\beta \frac{d\beta}{d\tau}, \bar{v} \frac{d\beta}{d\tau}, \bar{\omega}_z \frac{d\bar{v}}{d\tau}.$$

Примем  $L_p = L_B$ . С учетом сказанного система (5.163) упростится и примет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned}
&m_{11} \frac{d\bar{v}}{d\tau} + m_{22} \bar{v}^2 \bar{\omega}_z \beta = z_B (\bar{a}_{11} \bar{n}^2 + b_{11} \bar{n} \bar{v} + c_{11} \bar{v}^2) k_{10} - \\
&-(k_{10} + k_{13} \beta^2) \bar{v}^2 - m_{22} \beta \bar{\omega}_z \bar{v}^2; \\
&m_{22} \bar{v} \frac{d\beta}{d\tau} = (C_{21} \beta + C_{22} \bar{\omega}_z + C_{26} \beta^3 + \\
&+ C_{28} \beta \bar{\omega}_z^2) \bar{v}^2 - \frac{m_p}{L_p} p_{n1} \bar{\delta}_p; \\
&m_{66} \bar{v} \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} = (C_{31} \beta + C_{32} \bar{\omega}_z + C_{36} \beta^3 + \\
&+ C_{37} \beta^2 \bar{\omega}_z) \bar{v}^2 + m_p p_{n1} \bar{\delta}_p; \\
&\bar{m}_{B,i} \frac{d\bar{n}_i}{d\tau} = \bar{m}_{ДВi} - \bar{m}_{Ви} - \bar{m}_{Тpi},
\end{aligned} \right\} (5.164)$$

$$\left. \begin{aligned}
&\text{где} \\
&c_{21} = k_{21} + (m_p / \bar{L}_p) \kappa_K p_{n2} - z_B \kappa_K t_{By} p_{n2}; \\
&c_{22} = k_{22} + m_p \kappa_K p_{n2} \bar{L}_p - m_{11} - z_B \kappa_K t_{By} p_{n2} \bar{L}_p; \\
&c_{26} = k_{26}; \quad c_{28} = k_{28}; \quad c_{36} = k_{36}; \quad c_{37} = k_{37}; \\
&c_{31} = k_{31} - m_p \kappa_K p_{n2} \bar{L}_p - z_B \kappa_K t_{By} p_{n2} \bar{L}_p; \\
&c_{32} = k_{32} - m_p \kappa_K p_{n2} \bar{L}_p - z_B \kappa_K t_{By} p_{n2} \bar{L}_p^2; \\
&\delta_p = \delta_p / \delta_{p \max}.
\end{aligned} \right\} (5.165)$$

#### Контрольные вопросы

1. Расскажите о гидродинамических характеристиках открытого гребного винта при движении судна на прямом курсе.
2. Как влияет криволинейное движение судна на характеристики гребного винта?
3. Перечислите гидродинамические характеристики изолированного судового руля.
4. Какое влияние на гидродинамические характеристики руля оказывают условия его расположения за кормой судна?
5. Расскажите о гидродинамических характеристиках комплекса ВПНС.
6. Каковы особенности расчета характеристик судового комплекса?
7. Какую структуру имеют расчетные дифференциальные уравнения динамики судового комплекса?

## Глава 6

### ПОВОРОТЛИВОСТЬ СУДНА

#### 6.1. Циркуляционное движение судна

Управляемость судна определяет два его навигационных качества — поворотливость и устойчивость на курсе. *Поворотливость* характеризует способность судна к изменению курса при движении по криволинейной траектории. Наиболее характерным маневром, позволяющим судить о поворотливости судна, является циркуляционное движение.

*Циркуляционным* называют такое движение судна, которое оно совершает при отклонении руля на постоянный угол  $\delta_p$ . Кривую, описываемую при таком движении ЦТ судна, именуют *циркуляцией*. Характерная форма циркуляции судна показана на рис. 6.1.

Началом циркуляции является точка, совпадающая с ЦТ судна в момент начала перекаладки руля. Различают три периода циркуля-

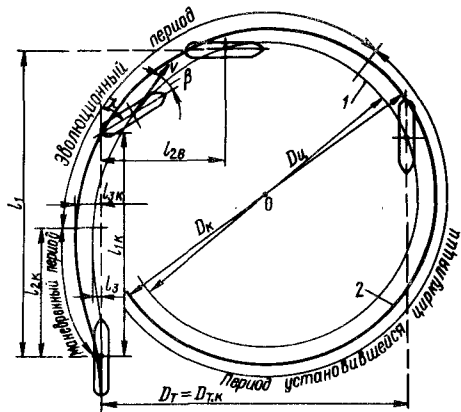


Рис. 6.1. Циркуляционное движение судна: 1 – циркуляция по ЦТ; 2 – циркуляция по корме

ционного движения судна: – маневренный период – движение, которое судно совершает за время перекладки руля от начального положения на борт; – эволюционный период, продолжающийся от момента окончания перекладки руля на борт до начала установившегося движения судна на циркуляции; – период установившейся циркуляции по круговой траектории.

При установившемся движении судна на прямом курсе продольная сила сопротивления воды  $X_{к0}$  уравновешивается полезным упором судовых движителей  $z_B T_B$  (рис. 6.2, а). При отклонении рулей на них возникает гидродинамическая сила  $z_P R_P$ , продольная составляющая которой  $z_P X_P$  уменьшает скорость движения судна, а поперечная сила  $z_P Y_P$  вызывает боковое его движение. Момент  $z_P M_P = z_P Y_P L_P$  стремится повернуть судно по часовой стрелке. В маневренном периоде преодолевается инерция поперечного движения, и судно перемещается в направлении действия силы  $Y_P$ . Максимальную величину смещения судна в этом направлении от линии первоначального курса судна называют *обратным смещением*. Величина обратного смещения  $l_3$  зависит от соотношения массы судна и силы  $z_P Y_P$ . Когда момент  $z_P M_P$  преодолеет инерцию массы судна и присоединенной массы воды, носовая оконечность судна начнет поворачиваться в сторону того борта, на который переложен руль. Станет расти угол дрейфа и будет падать скорость движения судна.

**Эволюционный период циркуляции.** С началом поворота судна гидродинамическая сила сопротивления воды  $R_K$ , действующая на корпус судна, отклоняется от его ДП (рис. 6.2, б). Ее продольная составляющая  $X_K$  уменьшает скорость движения судна. Поперечная составляющая  $Y_K$  направлена в сторону, противоположную силе  $Y_P$ . В начале эволюционного периода сила  $Y_K$  тормозит поперечное смещение судна, затем прекращает его, и ЦТ судна перемещается в обратном направлении – в сторону циркуляции. Момент  $M_K$  силы сопротивления воды относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ  $G$ , и момент  $M_P$  имеют одно направление, поэтому угловая скорость вращения судна  $\omega_z$  увеличивается. Продолжает расти и угол дрейфа судна  $\beta$  (см. рис. 6.2, б). При циркуляционном движении носовая оконечность судна будет находиться внутри круга, ограниченного траекторией ЦТ судна, а кормовая

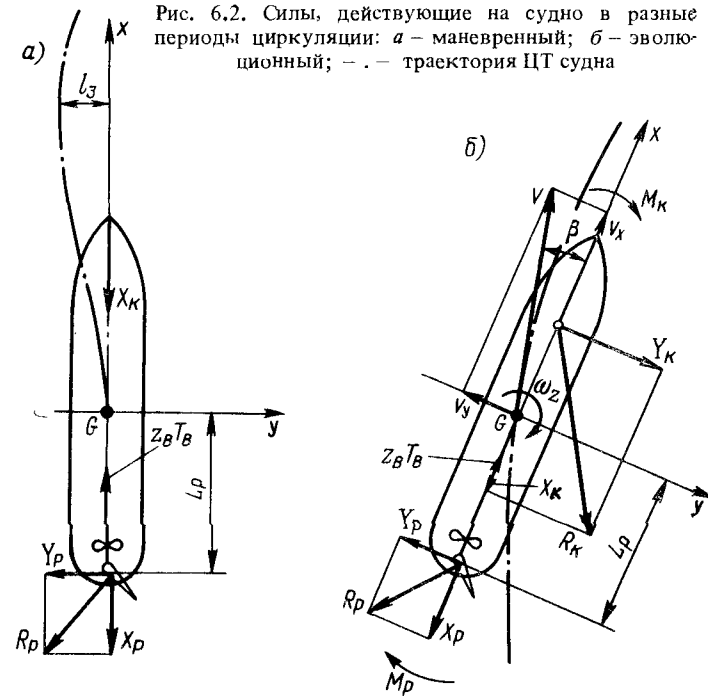


Рис. 6.2. Силы, действующие на судно в разные периоды циркуляции: а – маневренный; б – эволюционный; - - - траектория ЦТ судна

оконечность – вне его. Поэтому разные точки судна будут описывать разные циркуляции. В определенный момент эволюционного периода циркуляции угол курса судна  $\chi$  станет равным  $90^\circ$  (см. рис. 6.1), ДП судна в этом положении перпендикулярна первоначальному курсу судна. Расстояние  $l_1$ , на которое смещается ЦТ судна в направлении первоначального курса от точки начала циркуляции до ДП судна при угле курса  $\chi = 90^\circ$ , называют *выдвигом*. Отстояние  $l_2b$  ЦТ судна при  $\chi = 90^\circ$  до линии первоначального курса судна именуют *прямым смещением* судна на циркуляции.

По мере увеличения угла дрейфа  $\beta$  и угловой скорости поворота  $\omega_z$  в эволюционном периоде силы давления воды на руль или поворотную насадку уменьшаются, точка приложения силы  $R_K$  непрерывно смещается в корму и поворачивающий момент  $M_P$  уменьшается. Возрастают силы сопротивления вращательному движению судна. Все это приводит к тому, что  $v, \beta, \omega_z, n_1, n_2$ , изменяясь так, как показано на рис. 6.3, к концу эволюционного периода приобретают постоянные значения  $v_{ц}, \beta_{ц}, \omega_{zц}, n_{1ц}, n_{2ц}$  и судно выходит на траекторию установившегося движения по окружности.

**Период установившейся циркуляции.** В этом периоде все точки судна будут двигаться по окружностям разного радиуса. ЦТ судна движется по окружности диаметром  $D_{ц}$  – так называемым *диаметром*

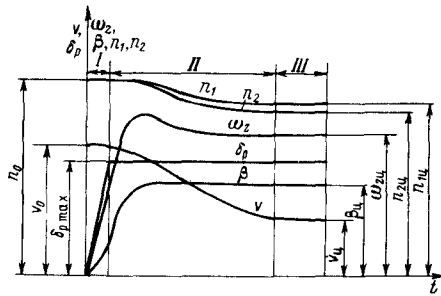


Рис. 6.3. Изменение параметров движения судна на циркуляции:

*I* – маневренный период; *II* – эволюционный период; *III* – период установившейся циркуляции

циркуляционного движения судна. Они обычно задаются в относительном виде – в долях диаметра  $D_{ц}$ : относительный выдвиг  $\bar{l}_1 = l_1 / D_{ц}$ , относительное прямое смещение  $\bar{l}_{2в} = l_2 / D_{ц}$ , относительное обратное смещение  $\bar{l}_3 = l_3 / D_{ц}$ , относительный тактический диаметр циркуляции  $\bar{D}_T = D_T / D_{ц}$ , относительный диаметр циркуляции по корме  $\bar{D}_K = D_K / D_{ц}$ . Относительный диаметр циркуляции оценивается в долях длины судна и равен  $\bar{D}_{ц} = D_{ц} / L$ . Для судов разных типов и назначений эти характеристики изменяются в таких пределах:  $\bar{D}_{ц} = 1,5 \div 5,0$ ,  $\bar{D}_T = 0,9 \div 1,2$ ,  $\bar{l}_1 = 0,6 \div 1,2$ ,  $\bar{l}_2 = 0,5 \div 0,7$ ,  $\bar{l}_3 = 0 \div 0,15$ .

Как видно из рис. 6.1, размеры акватории, необходимой для осуществления циркуляционного движения судна, определяют параметры циркуляции не по ЦТ, а по корме судна. К ним относятся:  $D_{т.к}$  – тактический диаметр циркуляции по точке кормового перпендикуляра;  $l_{1к}$  – выдвиг по линии движения кормового перпендикуляра;  $l_{2к}$  – прямое смещение по курсу от начального положения судна в момент начала перекладки руля до момента ухода кормового перпендикуляра с линии первоначального курса;  $l_{3к}$  – максимальное обратное смещение по корме судна. Эти параметры представляются также в относительном виде:

$$\begin{aligned} \bar{D}_{т.к} &= D_{т.к} / L; \quad \bar{l}_{1к} = l_{1к} / L; \quad \bar{l}_{2к} = l_{2к} / L; \\ \bar{l}_{3к} &= l_{3к} / L; \end{aligned} \quad (6.2)$$

Их значения могут быть определены теоретическим путем из решения системы дифференциальных уравнений движения судна на циркуляции с учетом равенства (6.1) и следующих равенств, связывающих координаты ЦТ судна  $G (\xi_{g0}, \eta_{g0})$  и точки кормового перпендикуляра  $(\xi_k, \eta_k)$  при криволинейном движении судна:

$$\xi_k = \xi_{g0} - (L/2) \cos \chi; \quad \eta_k = \eta_{g0} - (L/2) \sin \chi. \quad (6.3)$$

циркуляции (см. рис. 6.1). Размеры акватории установившегося поворота судна определяют диаметр циркуляции по корме судна  $D_K$ . Он связан с  $D_{ц}$  следующей зависимостью:

$$D_K = D_{ц} + L_p \sin \beta_{ц}. \quad (6.1)$$

Тактическим диаметром циркуляции  $D_T$  называют расстояние от линии первоначального курса судна до ДП судна при угле курса  $\chi = 180^\circ$ .

Величины  $l_1, l_2, l_3, D_K, D_T$  являются характеристиками

Циркуляционное движение, выполняемое до курсового угла  $\chi = 360^\circ$ , т. е. до возвращения на курс, параллельный первоначальному, называют *полным оборотом*, на курсовой угол  $\chi = 180^\circ$  – *оборотом*, на угол  $90^\circ$  – *поворотом* судна.

## 6.2. Установившееся движение судна на циркуляции

Уравнения установившейся циркуляции. Уравнения установившейся циркуляции получим, если в системе уравнений (5.164) положим

$$\begin{aligned} \frac{dv}{d\tau} = \frac{d\beta}{d\tau} = \frac{d\omega_z}{d\tau} = \frac{dn_i}{d\tau} = 0: \\ \left. \begin{aligned} z_B (\bar{a}_{11} \bar{n}^2 + \bar{b}_{11} \bar{n} \bar{v} + \bar{c}_{11} \bar{v}^2) k_{10} - (k_{10} + k_{13} \beta^2) \bar{v}^2 - \\ - m_{22} \beta_{ц} \bar{\omega}_{zц} \bar{v}_{ц}^2 = 0, \\ \bar{v}_{ц}^2 (c_{21} \beta_{ц} + c_{22} \bar{\omega}_{zц} + c_{26} \beta_{ц}^3 + c_{28} \beta_{ц} \bar{\omega}_{zц}^2) = \frac{\bar{m}_p}{\bar{L}_p} p_{n1} \bar{\delta}_p; \\ \bar{v}_{ц}^2 (c_{31} \beta_{ц} + c_{32} \bar{\omega}_{zц} + c_{36} \beta_{ц}^3 + c_{37} \beta_{ц}^2 \bar{\omega}_{zц}) = -\bar{m}_p p_{m1} \bar{\delta}_p; \\ \bar{m}_{дв} - \bar{m}_B - \bar{m}_{т.р} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (6.4) \end{aligned}$$

Рассмотрим первоначально пологую траекторию движения судна, отличающуюся тем, что  $\beta \ll 1$ ,  $\bar{\omega}_z \ll 1$  и изменение углов дрейфа  $\beta$  и угловой скорости поворота судна  $\bar{\omega}_z$  не зависят от изменения скорости судна  $v$  и частоты вращения винтов  $n$ . Это позволяет второе и третье уравнения (6.4) рассматривать отдельно и положить в них  $\bar{v} = 1$ ,  $\bar{n} = 1$ . Тогда из равенства (5.93) следует, что  $p_{n1} = 1$ ,  $\kappa_{в.к} = \kappa_{в0}$ , и уравнения (6.4) примут такой вид:

$$\left. \begin{aligned} \bar{c}_{21} \beta_{ц} + \bar{c}_{22} \bar{\omega}_{zц} + \bar{c}_{26} \beta_{ц}^3 + \bar{c}_{28} \beta_{ц} \bar{\omega}_{zц}^2 = \frac{\bar{m}_p}{\bar{L}_p} \bar{\delta}_p; \\ \bar{c}_{31} \beta_{ц} + \bar{c}_{32} \bar{\omega}_{zц} + \bar{c}_{36} \beta_{ц}^3 + \bar{c}_{37} \beta_{ц}^2 \bar{\omega}_{zц} = -\bar{m}_p \bar{\delta}_p, \end{aligned} \right\} \quad (6.5)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \bar{c}_{21} &= k_{21} + \kappa_K \kappa_{в0} \left( \frac{\bar{m}_p}{\bar{L}_p} + z_B t_{вy} \right); \\ \bar{c}_{22} &= k_{22} + \kappa_K \kappa_{в0} (\bar{m}_p + z_B t_{вy}) \bar{L}_p - m_{и}; \\ \bar{c}_{31} &= k_{31} - \kappa_K \kappa_{в0} (\bar{m}_p + z_B t_{вy}) \bar{L}_p; \\ \bar{c}_{32} &= k_{32} - \kappa_K \kappa_{в0} (\bar{m}_p + z_B t_{вy}) \bar{L}_p; \\ \bar{c}_{26} &= c_{26}; \quad \bar{c}_{28} = c_{28}; \quad \bar{c}_{36} = c_{36}; \quad \bar{c}_{37} = c_{37}. \end{aligned} \right\} \quad (6.6)$$

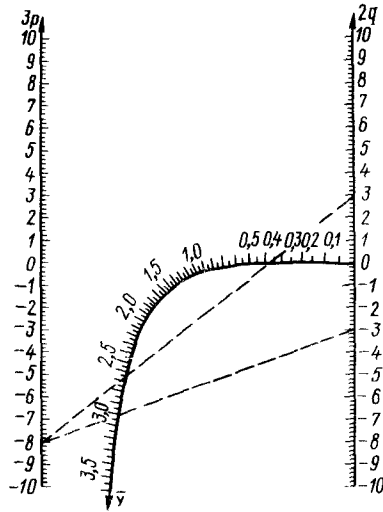


Рис. 6.4. Номограмма для решения уравнения  $y^3 + 3py + 2q = 0$

где

$$p = \frac{\bar{c}_{32} - \bar{c}_{22} \bar{L}_p + \bar{c}_{37} \beta_{ц}^2}{2\bar{c}_{28} \beta_{ц} \bar{L}_p}; \quad q = \frac{(\bar{c}_{31} - \bar{c}_{21} \bar{L}_p) + (\bar{c}_{36} - \bar{c}_{26} \bar{L}_p) \beta_{ц}^2}{\bar{c}_{28} \bar{L}_p} \quad (6.9)$$

Тогда относительный радиус установившейся циркуляции равен

$$R_{ц}/L = 1/(p + \sqrt{p^2 + q}) \quad (6.10)$$

Подставляя выражение (6.8) во второе из равенств (6.5) и пренебрегая членами четвертого и выше порядка малости относительно угла дрейфа  $\beta_{ц}$ , приходим к следующему кубическому уравнению для определения  $\beta_{ц}$ :

$$a \beta_{ц}^3 + b \beta_{ц}^2 + c \beta_{ц} - d = 0, \quad (6.11)$$

где

$$\left. \begin{aligned} a &= \bar{c}_{37} (2\bar{c}_{21} \bar{c}_{32} - \bar{c}_{31} \bar{c}_{32}) - \bar{c}_{32} (\bar{c}_{22} \bar{c}_{36} - \bar{c}_{26} \bar{c}_{32}) + \bar{c}_{28} \bar{c}_{31} \bar{L}_p; \\ b &= [2\bar{c}_{28} \bar{c}_{31} \bar{L}_p - \bar{c}_{37} (\bar{c}_{22} \bar{L}_p - 2\bar{c}_{32})] m_p \bar{\delta}_p p n_1; \\ c &= \bar{c}_{32} (\bar{c}_{21} \bar{c}_{32} - \bar{c}_{31} \bar{c}_{32}); \quad d = (\bar{c}_{22} \bar{L}_p - \bar{c}_{32}) \bar{c}_{32} m_p \bar{\delta}_p p n_1. \end{aligned} \right\} \quad (6.12)$$

Для решения кубического уравнения (6.11) введем новую переменную  $\bar{y}$ :

$$\beta_{ц} = \bar{y} - \frac{1}{3} \frac{b}{a}. \quad (6.13)$$

**Параметры установившейся циркуляции.** Умножив первое из уравнений (6.5) на  $\bar{L}_p$  и сложив со вторым, найдем

$$\begin{aligned} &(\bar{c}_{31} - \bar{c}_{21} \bar{L}_p) \beta_{ц} + \\ &+ (\bar{c}_{32} - \bar{c}_{22} \bar{L}_p) \bar{\omega}_{zц} + \\ &+ (\bar{c}_{36} - \bar{c}_{26} \bar{L}_p) \beta_{ц}^3 + \\ &+ (\bar{c}_{37} \beta_{ц} + \bar{c}_{28} \bar{\omega}_{zц}) \beta_{ц} \omega_{zц} = 0. \end{aligned} \quad (6.7)$$

Равенство (6.7) связывает угол дрейфа  $\beta_{ц}$  с относительной угловой скоростью  $\bar{\omega}_{zц} = L/R_{ц}$ .

Разрешим равенство (6.7) относительно  $\bar{\omega}_{zц}$  и сохраним перед корнем только знак плюс, соответствующий физическому смыслу:

$$\bar{\omega}_{zц} = p + \sqrt{p^2 + q}, \quad (6.8)$$

Значение  $\bar{y}$  находим по номограмме (рис. 6.4) в зависимости от двух параметров

$$3p = \frac{c}{a} - \frac{1}{3} \left( \frac{b}{a} \right)^2; \quad 2q = \frac{2}{27} \left( \frac{b}{a} \right)^3 - \frac{1}{3} \frac{b}{a} \frac{c}{a} + \frac{d}{a} \quad (6.14)$$

Соединяя линией значения  $3p$  и  $2q$ , находим положительные корни кубического уравнения. Соединяя  $3p$  и  $-2q$ , находим абсолютные значения отрицательных корней. Подставляя полученные значения  $\beta_{ц}$  в равенства (6.8) и (6.10), получаем соответствующие значения  $\bar{\omega}_{zц}$  и  $R_{ц}/L$ .

### 6.3. Скорость движения судна и частота вращения винтов на установившейся циркуляции

**Определение скорости движения судна и частоты вращения винта.**

Для определения скорости движения судна  $v_{ц}$  и частоты вращения винтов  $n_{иц}$  при установившемся движении на пологой циркуляции используем первое и четвертое уравнения системы (6.4):

$$\left. \begin{aligned} z_B (\bar{a}_{11} \bar{n}_{иц}^2 + \bar{b}_{11} \bar{n}_{иц} \bar{v}_{ц} + \bar{c}_{11} \bar{v}_{ц}^2) k_{10} - \\ - (k_{10} + k_{13} \beta_{ц}^2) \bar{v}_{ц}^2 - m_{22} \bar{\omega}_{zц} \beta_{ц} \bar{v}_{ц}^2 = 0; \\ \bar{m}_{дв} - \bar{m}_B - \bar{m}_{тп} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (6.15)$$

Приведем первое из равенств (6.15) к такому квадратному уравнению:

$$(\bar{n}_{иц} / \bar{v}_{ц})^2 - 2p_1 n_{иц} / \bar{v}_{ц} - q_1 = 0, \quad (6.16)$$

где

$$2p_1 = - \frac{\bar{b}_{11}}{\bar{a}_{11}}; \quad q_1 = \frac{1}{z_B \bar{a}_{11}} \left[ 1 + \frac{k_{13} \beta_{ц}^2 - m_{22} \beta_{ц} \bar{\omega}_{zц}}{k_{10}} - z_B \bar{c}_{11} \right]. \quad (6.17)$$

Решая уравнение (6.16), находим

$$\bar{v}_{ц} = A_{ц} \bar{n}_{иц}. \quad (6.18)$$

Здесь

$$A_{ц} = 1/(p_1 + \sqrt{p_1^2 + q_1}) \quad (6.19)$$

В равенстве (6.19) сохранен только знак плюс, отвечающий физическому смыслу. Из формулы (6.18) видно, что при сделанных предположениях скорость движения судна  $v_{ц}$  прямо пропорциональна частоте вращения винтов  $n_{иц}$ . Квазилинейность этой зависимости подтверждается данными натурных испытаний (рис. 6.5).

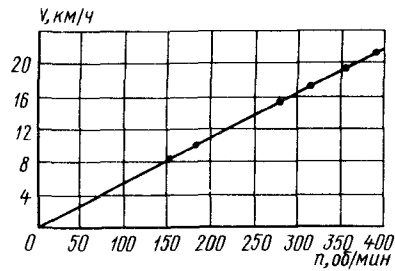


Рис. 6.5. Зависимость скорости танкера от частоты вращения гребных винтов

• эксперимент

Корень уравнения (6.20), отвечающий физическому смыслу, равен

$$\bar{n}_{ц} = p_2 + \sqrt{p_2^2 + q_2}. \quad (6.22)$$

Равенство (6.22) связывает частоту вращения винтов  $\bar{n}_{ц}$  с параметрами движущего момента двигателя  $b_{дв}$  и  $c_{дв}$ . Сравнивая равенства (6.18), (6.19) и (6.22), находим

$$\bar{v}_{ц} = \left( p_2 + \sqrt{p_2^2 + q_2} \right) / \left( p_1 + \sqrt{p_1^2 + q_1} \right). \quad (6.23)$$

Перепишем выражение (6.23) в таком виде:

$$v_{ц} = p_v v_0, \quad (6.24)$$

Коэффициент, равный

$$p_v = \left( p_2 + \sqrt{p_2^2 + q_2} \right) / \left( p_1 + \sqrt{p_1^2 + q_1} \right), \quad (6.25)$$

может быть назван коэффициентом уменьшения скорости движения судна на установившейся циркуляции. Причинами падения этой скорости являются увеличение сопротивления воды движению судна с возрастанием угла дрейфа  $\beta_{ц}$ , возникновение продольной составляющей сил давления воды на средства управления, изменения упора гребных винтов с уменьшением частоты их вращения на циркуляции. Из входящих в равенство (6.24) величин при постоянных режиме двигателей и угле перекладки рулей или насадок в качестве аргументов могут быть приняты  $\beta_{ц}$  и  $\bar{\omega}_{zц}$  или, поскольку равенство (6.5) их связывает, только  $\bar{\omega}_{zц} = L/R_{ц}$ . Именно поэтому практически все многочисленные формулы для определения относительной скорости движения судна на циркуляции  $\bar{v}_{ц}$  включают  $\bar{\omega}_{zц}$ .

Приближенные методы определения скорости движения судна показали, что при достаточно грубом приближении формула (6.23) по своей структуре может быть приведена к виду приближенной формулы Басина. Действительно, расчеты показывают, что коэффициент  $p_1$  мал и в грубой постановке им можно пренебречь. Тогда, учитывая формулу (6.17), для  $q_1$  получим

Учитывая равенства (5.8), (5.141) и (5.143), приведем второе из равенств (6.15) к такому квадратному уравнению:

$$\bar{n}_{ц}^2 - 2p_2 \bar{n}_{ц} - q_2 = 0, \quad (6.20)$$

где

$$2p_2 = \frac{b_{дв} i_p - t_1}{\bar{a}_{21} + \bar{b}_{21} A_{ц} + \bar{c}_{21} A_{ц}^2};$$

$$q_2 = \frac{c_{дв} - t_2}{\bar{a}_{21} + \bar{b}_{21} A_{ц} + \bar{c}_{21} A_{ц}^2}. \quad (6.21)$$

$$\bar{v}_{ц} = \sqrt{z_B \bar{a}_{11} \bar{n}_{ц}} / \sqrt{1 - z_B \bar{c}_{11} + \frac{1}{k_{10}} (k_{13} \beta_{ц}^2 - m_{22} \beta_{ц} \bar{\omega}_{zц})}. \quad (6.26)$$

Величины  $\bar{n}_{ц} \sqrt{z_B \bar{a}_{11}} > 1$ ,  $z_B \bar{c}_{11} < 1$ . Пренебрегая под корнем величиной  $z_B \bar{c}_{11}$ , в грубом приближении примем  $\bar{n}_{ц} \sqrt{z_B \bar{a}_{11}} \cong 1$ . В таком же приближении  $\beta_{ц} \cong k_{\beta} \bar{\omega}_{zц}$ , где  $k_{\beta}$  — коэффициент пропорциональности. Тогда равенство (6.23) переписывается в форме формулы Басина:

$$\bar{v}_{ц} = 1 / \sqrt{1 + s_v \bar{\omega}_{zц}^2}, \quad (6.27)$$

причем коэффициент

$$s_v = (k_{13} k_{\beta} - m_{22}) / k_{10}. \quad (6.28)$$

На основании данных обработки результатов модельных и натурных испытаний А. М. Басин рекомендует для судов внутреннего плавания  $s_v = 3,9$ , а Л. Г. Лысенко для винтовых пассажирских судов  $s_v = 3,75$ .

В расчетной практике используют также формулу Соболева

$$\bar{v}_{ц} = 1 / \sqrt[3]{1 + 10 \bar{\omega}_{zц}^2}, \quad (6.29)$$

давшую хорошую сходимость с экспериментом для морских судов при  $\bar{\omega}_{zц} \leq 1,1$ , и формулу Першица (тоже для морских судов)

$$\bar{v}_{ц} = 1 / (1 + 1,9 \bar{\omega}_{zц}). \quad (6.30)$$

О. И. Гордеев и В. Г. Павленко на основании обработки большого экспериментального материала получили формулу

$$\bar{v}_{ц} = 1 / \sqrt[3]{(1 + 2,7 \bar{\omega}_{zц}^2)^2} \quad (6.31)$$

рекомендованную ими для судов и составов внутреннего плавания ( $\bar{\omega}_{zц} < 1,4$ ).

**Приближенное определение параметров циркуляции по диаграммам Рыжова и Соларева.** Для приближенного определения параметров циркуляционного движения судна можно использовать формулы и графики, предложенные Л. М. Рыжовым и Н. Ф. Соларевым. Изучив обширный экспериментальный материал, Л. М. Рыжов установил, что с достаточной для практических целей точностью взаимосвязь между характеристиками установившегося циркуляционного движения судна и относительной угловой скоростью движения его ЦГ  $\bar{\omega}_{zц}$  является универсальной для всех типов водоизмещающих судов и составов внутреннего плавания. Он предложил следующие приближенные формулы, связывающие различные параметры циркуляции судна:

$$\beta_{ц} = (1 - 0,878 \bar{L}_p) \frac{\bar{R}_{ц} + 2,2}{0,9 \bar{R}_{ц}^2 + 1,6 \bar{R}_{ц} + 1,4}; \quad (6.32)$$

$$\bar{R}_{ц} = \frac{\bar{v}_{ц}}{0,46 \sqrt{1 - \bar{v}_{ц}^2} + 0,025 (1 - \bar{v}_{ц})}, \quad (6.33)$$

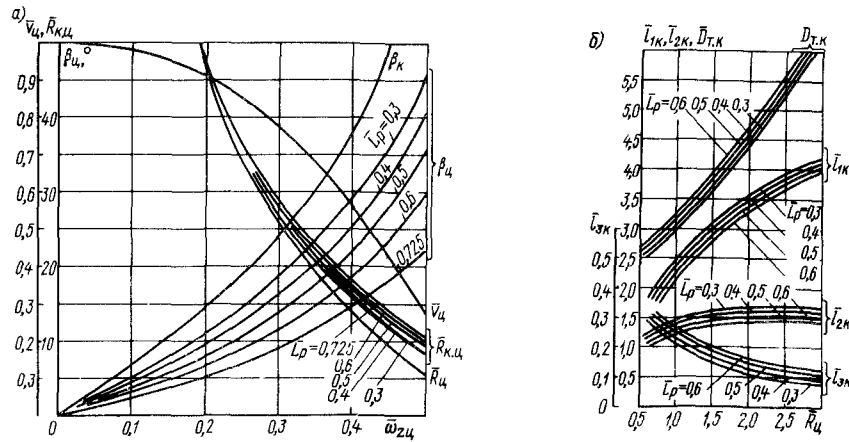


Рис. 6.6. Универсальный график для определения параметров циркуляции (а) и универсальная диаграмма для определения геометрических элементов циркуляции по корме судна (б)

а также график для определения параметров циркуляции (рис. 6.6, а). Еще более общей является диаграмма Соларева (рис. 6.6, б), позволяющая определить геометрические элементы циркуляционного движения судов внутреннего плавания по корме судна  $\bar{D}_{т.к}$ ,  $\bar{L}_{1к}$ ,  $\bar{L}_{2к}$  и  $\bar{L}_{3к}$  в зависимости от  $\bar{L}_p$  и относительного радиуса циркуляции  $\bar{R}_{ц}$ , определение которого в условиях эксплуатации судна несложно.

#### 6.4. Диаграмма управляемости судна

**Диаграмма управляемости.** Диаграммой управляемости судна называют совокупность кривых  $\bar{R}_{ц}$ ,  $\bar{\omega}_{zц}$ ,  $\beta_{ц}$ ,  $\bar{v}_{ц}$ ,  $\bar{n}_{цi} = f(\delta_p)$ , как на ПБ, так и ЛБ. Кривую  $\bar{\omega}_{zц} = f(\delta_p)$ . Г. В. Соболев назвал *диаграммой поворотливости*. Кривую  $\beta_{ц} = f(\delta_p)$ , именуемую *балансировочной кривой*, можно построить, используя уравнение (6.11), кривые  $n_{ц} = f(\delta_p)$  и  $v_{ц} = f(\delta_p)$  — формулы (6.22) и (6.24).

Получим уравнение для построения диаграммы поворотливости. Из второго уравнения (6.4) находим

$$\bar{\omega}_{zц} = -(c_{31} \beta_{ц} + c_{36} \beta_{ц}^3 + m_p p n_1 \bar{\delta}_p) / (c_{32} + c_{37} \beta_{ц}^2). \quad (6.34)$$

Значение угла дрейфа  $\beta_{ц}$ , входящего в выражение (6.34), находят из уравнения (6.11), задаваясь значениями углов перекладки рулей от  $-\delta_{pmax}$  до  $+\delta_{pmax}$ . Решая уравнение (6.11), подставляют его корни в равенство (6.34) и получают соответствующие им значения обратного относительного радиуса циркуляции  $\bar{\omega}_{zц} = L/R_{ц}$ .

Форма диаграммы поворотливости зависит от числа действительных корней уравнения (6.11). Оно определяется знаком дискриминанта этого уравнения

$$D_{кс} = p^3 + q^2, \quad (6.35)$$

в котором  $p$  и  $q$  — параметры, определяемые по формулам (6.14).

Если  $D_{кс} > 0$ , уравнение (6.11) имеет только один действительный корень, следовательно, каждому значению угла перекладки руля  $\delta_p$  на всем интервале  $[-\delta_{pmax}, +\delta_{pmax}]$  соответствуют один угол дрейфа  $\beta_{ц}$  и согласно выражениям (6.8), (6.22) и (6.23) единственные значения  $\bar{\omega}_{zц} = L/R_{ц}$ ,  $\bar{v}_{ц}$  и  $\bar{n}_{ц}$ . При  $\delta_p = 0$  в равенствах (6.12)  $b = d = 0$  и уравнение (6.11) принимает такой вид:

$$a \beta_{ц}^3 + c \beta_{ц} = 0. \quad (6.36)$$

Один его корень  $\beta_{ц} = 0$ , а второй

$$\beta_{ц0} = \pm \sqrt{-c/a} \quad (6.37)$$

в области действительных чисел не существует, поскольку обычно для судов  $-c/a < 0$ . При  $\delta_p = 0$   $\bar{\omega}_{zц} = 0$  и относительный радиус циркуляции  $\bar{R}_{ц} = R_{ц}/L = \infty$ . Это значит, что при неотклоненном руле судно движется, не отклоняясь, на прямом курсе. Такие суда называют *теоретически устойчивыми на курсе*.

Диаграмма управляемости судна, устойчивого на курсе, показана на рис. 6.7.

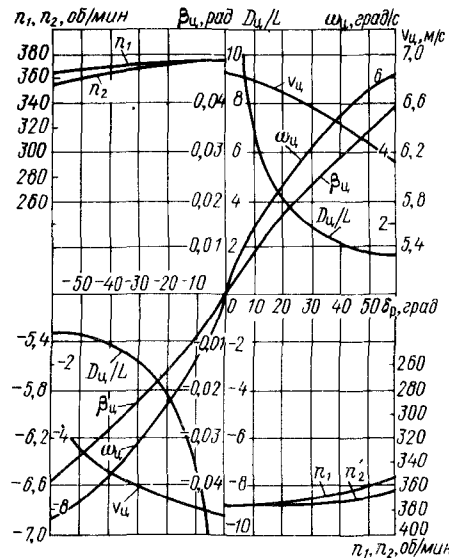


Рис. 6.7. Диаграмма управляемости судна, устойчивого на курсе

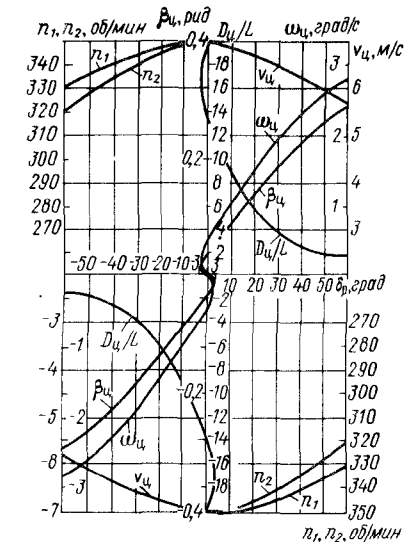


Рис. 6.8. Диаграмма управляемости судна, неустойчивого на курсе

Если  $D_{кс} < 0$ , то уравнение (6.11) имеет три действительных корня и каждому углу перекладки руля  $\delta_p$  соответствуют три угла дрейфа  $\beta_{ц}$  и три радиуса установившейся циркуляции  $R_{ц}$ . Для таких судов  $-c/a > 0$  и уравнение (6.36) имеет три корня: один  $\beta_{ц} = 0$  и два равных по абсолютному значению, но противоположных по знаку и определяемых равенством (6.37). Так, при неотклоненном руле судно может уйти в циркуляцию как на ПБ ( $\beta_{ц} > 0$ ), так и на ЛБ ( $\beta_{ц} < 0$ ). Относительный радиус этой самопроизвольной циркуляции можно найти из равенства (6.34) при  $\delta_p = 0$ :

$$\bar{R}_{ц0} = 1/\bar{\omega}_{ц0} = -(\bar{c}_{32} + \bar{c}_{37} \beta_{ц0}^2) / (\bar{c}_{31} \beta_{ц0} + \bar{c}_{36} \beta_{ц0}^3). \quad (6.38)$$

Суда с такой циркуляцией называют *теоретически неустойчивыми на курсе*.

Диаграмма управляемости неустойчивого на прямом курсе судна приведена на рис. 6.8. В зависимости от знака дискриминанта  $D_{кс}$  эта диаграмма распадается на три области. Область неустойчивости существует только вблизи начала координат. Ее ограничивают вертикали, проведенные при тех значениях угла перекладки рулей  $\delta_p = \pm \delta_{p0}$ , называемого *углом обратной поворотливости*, которым соответствует величина  $D_{кс} = 0$ . В интервалах изменения угла перекладки рулей  $[-\delta_{p \max}, -\delta_{p0}]$  и  $[\delta_{p0}, \delta_{p \max}]$   $D_{кс} < 0$  и зависимость характеристик установившейся циркуляции  $\beta_{ц}$  и  $R_{ц}$  от угла перекладки рулей  $\delta_p$  однозначна.

На границах области неустойчивости  $D_{кс} = 0$ . Определим, исходя из этого условия, угол обратной поворотливости  $\delta_{p0}$ . С учетом равенств (6.14) и (6.35) условие  $D_{кс} = 0$  принимает такой вид:

$$\frac{1}{4} \left[ \frac{2}{27} \left( \frac{b}{a} \right)^3 - \frac{1}{3} \frac{b}{a} \frac{c}{a} + \frac{d}{a} \right]^2 + \frac{1}{27} \left[ \frac{c}{a} - \frac{1}{3} \left( \frac{b}{a} \right)^2 \right]^3 = 0. \quad (6.39)$$

Если в равенствах (6.12) положить

$$b = b^* \delta_{p0}; \quad d = d^* \delta_{p0}, \quad (6.40)$$

где

$$b^* = [2 \bar{c}_{28} \bar{c}_{31} \bar{L}_p - \bar{c}_{37} (\bar{c}_{22} \bar{L}_p - 2 \bar{c}_{32})] p_{n1} m_p;$$

$$d^* = [c_{32} \bar{L}_p - \bar{c}_{32}] c_{32} p_{n1} m_p,$$

то из равенства (6.39) можно получить следующее биквадратное уравнение для определения угла обратной поворотливости  $\delta_{p0}$ :

$$\delta_{p0}^4 + 2e^* \delta_{p0}^2 - f^* = 0. \quad (6.41)$$

Здесь

$$e^* = \frac{-4b^{*2}c^2 + 3(b^*c + 3ad^*)^2}{8b^{*3}d^*}; \quad f^* = \frac{ac^3}{b^{*3}d^*}. \quad (6.42)$$

Решая уравнение (6.41), находим

$$\delta_{p0} = \pm \sqrt{-e^* + \sqrt{e^{*2} + f^*}}. \quad (6.43)$$

Зная  $\delta_{p0}$ , определим теперь соответствующие его значениям  $+\delta_{p0}$  и  $-\delta_{p0}$  точки на кривых диаграммы управляемости. При  $D_{кс} = 0$  два действительных корня равны друг другу, каждый из них равен половине третьего корня и имеет знак, противоположный знаку последнего.

Разрешим уравнение (6.11) относительно угла перекладки руля  $\delta_p$ :

$$\bar{\delta}_p = -(a\beta_{ц}^3 + c\beta_{ц}) / (b^*\beta_{ц}^2 - d^*). \quad (6.44)$$

Найдем производную от этой функции по  $\beta_{ц}$  и приравняем ее нулю. Один корень полученного уравнения  $\beta_{ц} = 0$  соответствует точке перегиба кривой  $\bar{\delta}_p = f(\beta_{ц})$ , а два других

$$\beta_{ц1,2} = \pm \sqrt{(3ad^* + 2b^*c) / (ab^*)} \quad (6.45)$$

являются кратными корнями уравнения (6.11) при  $\delta_p = \delta_{p0}$ . Каждому кратному корню будет соответствовать третий корень

$$\beta_{ц3} = \mp 2 \sqrt{(3ad^* + 2b^*c) / (ab^*)}. \quad (6.46)$$

Таким образом, для построения петли балансирующей кривой известны семь ее точек в области неустойчивости (рис. 6.9):

$$A_1 (+\delta_{p0}, +\beta_{ц3}), \quad A_2 (0, +\beta_{ц0}), \quad A_3 (-\delta_{p0}, +\beta_{ц2}), \quad A_4 (0, 0),$$

$$A_5 (+\delta_{p0}, -\beta_{ц2}), \quad A_6 (0, -\beta_{ц0}), \quad A_7 (-\delta_{p0}, -\beta_{ц3}).$$

Координаты этих точек определяют из равенств (6.37), (6.43) и (6.46). Зная эти координаты и используя формулы (6.34) и (6.38), находят координаты соответствующих точек диаграммы поворотливости в области неустойчивости  $A_i$ .

Кривые  $v_{ц} = f(\delta_p)$  и  $\bar{R}_{ц} = f(\delta_p)$  области неустойчивости вблизи начала координат не имеют. Кривая  $\bar{R}_{ц} = 1/\bar{\omega}_{ц}$  наносится на диаграмму управляемости как график функции, обратной  $\bar{\omega}_{ц} = L/R_{ц}$ , уже построенной.

**Свойства диаграммы поворотливости.** Диаграмма поворотливости позволяет судить о поведении судна при перекладке рулей или насадок. Для судов, устойчивых на прямом курсе, каждому углу перекладки  $\delta_p$  однозначно соответствует относительный радиус установившейся циркуляции  $\bar{R}_{ц}$ . Если в условиях первоначального прямого курса пе-



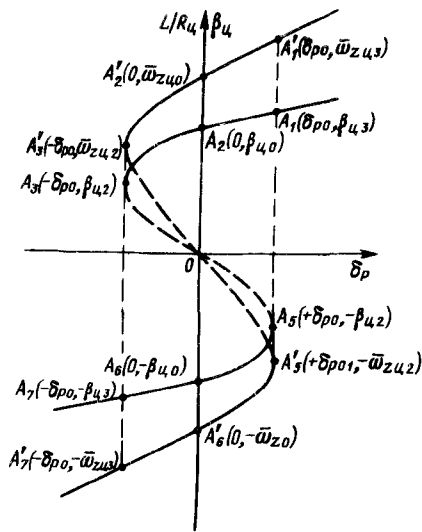


Рис. 6.9. Построение петли балансирующей кривой и диаграммы поворотливости

циркуляции  $\bar{R}_{ц}$ , из которых два одного знака, а третий обязательно другого знака. Поэтому судно, неустойчивое на прямом курсе; при одном и том же угле перекадки  $\delta_p$  может выполнять как правую, так и левую циркуляции в зависимости от начальных условий движения. Если после перекадки рулей на ПБ судно входит в правую циркуляцию, то оно не меняет направления своего вращения по мере обратной перекадки рулей в сторону ЛБ до тех пор, пока угол перекадки  $\delta_p$  не станет равным отрицательному значению угла обратной поворотливости ( $-\delta_{p0}$ ), а радиус установившейся циркуляции  $\bar{R}_{ц}$  не будет соответствовать точке  $A'_3$  на верхней ветви кривой  $\bar{\omega}_{zц} = f(\delta_p)$ . Начиная с этого момента судно изменяет направление вращения и входит в установившуюся циркуляцию с относительной угловой скоростью  $\bar{\omega}_{zц}$ , соответствующей ординате точки  $A'_7$  на нижней ветви кривой  $\bar{\omega}_{zц} = f(\delta_p)$ . При такой перекадке рулей параметры установившейся циркуляции на диаграмме поворотливости соответствуют переходу от точки  $A'_1$  через точки  $A'_2$  и  $A'_3$  к точке  $A'_6$ . Наоборот, если при перекадке рулей на ЛБ судно входит в левую циркуляцию и не меняет своего направления вращения при последовательной перекадке рулей в сторону ПБ, пока угол не достигнет величины  $\delta_{p0}$ , то безразмерная угловая скорость  $\bar{\omega}_{zц}$  также последовательно изменяется, переходя от значений, соответствующих точкам  $A'_7$ ,  $A'_6$  и  $A'_4$  на нижней ветви диаграммы поворотливости.

При  $\delta_p = \delta_{p0}$  направление вращения судна изменяется и оно начинает совершать правую циркуляцию с относительным радиусом, соответствующим

рекладывать СУ на ПБ, то судно будет совершать правую циркуляцию, при перекадке их на ЛБ судно войдет в левую циркуляцию.

Более сложным является поведение судна при перекадках рулей в том случае, когда оно неустойчиво на первоначальном прямом курсе. Если руль такого судна не переложен и  $\delta_p = 0$ , то оно отклоняется от курса и входит в самопроизвольную циркуляцию, радиус которой определяется равенством (6.38).

При перекадках СУ в пределах области неустойчивости  $[-\delta_{p0}, +\delta_{p0}]$  параметры движения судна  $\bar{\omega}_{zц}$  и  $\beta_{ц}$  неоднозначно зависят от угла перекадки  $\delta_p$ . В этой области каждой величине  $\delta_p$  соответствует не одно, а три значения относительного радиуса

циркуляции  $\bar{R}_{ц}$ , соответствующая неустойчивым режимам движения судна, принимает вид петли. Точки  $A'_1$  и  $A'_7$ , ограничивающие петлю, в которых происходит изменение направления вращения судна, называют *первыми критическими точками* диаграммы управляемости.

Таким образом, диаграмма управляемости судна дает достаточно полное представление об управляемости судна.

### 6.5. Поворотливость судна при разных режимах работы гребных винтов

**Циркуляционное движение и режим работы винтов.** Уменьшение продольной скорости движения судна с помощью гребного винта, работающего на пониженных частотах вращения или реверсированного и работающего на ЗХ, является эффективным средством уменьшения радиуса и акватории циркуляции. Это подтверждают эксперименты и опыт эксплуатации судов. Под руководством автора на Куйбышевском водохранилище были записаны семь последовательных циркуляций пассажирского теплохода „Октябрьская революция“. Каждая циркуляция отличалась от другой режимом правого гребного винта судна. Левый гребной винт при проведении всех семи циркуляций работал на номинальном режиме. Частота вращения правого винта в начале каждой циркуляции изменялась следующим образом. При первом опыте правый винт работал, как и левый, на номинальном режиме. Во втором опыте правый гребной винт переключался на режим среднего хода, в третьем — на режим малого хода, а в четвертом был остановлен. При последующих опытах правый винт переключался последовательно на режим малого, среднего и полного ЗХ. Для всех семи экспериментов проводились затем циркуляционные движения судна, определялось время, потребное на его выполнение вплоть до изменения курсового угла на  $360^\circ$ .

На рис. 6.10 показаны кривые зависимости относительных радиусов циркуляции  $\bar{R}_{ц} = R_{ц}/L$  и времени  $t_{ц}$ , потребного на полный оборот судна, от изменения относительной частоты вращения

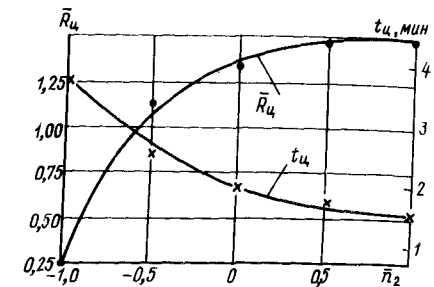


Рис. 6.10. Зависимость  $R_{ц}$  и  $t_{ц}$  от режима работы гребных винтов

— расчет; x, • эксперимент

правого гребного винта в пределах  $-1 \leq \bar{n}_2 \leq +1$  при постоянной левого винта ( $\bar{n}_1 = 1$ ). Из рисунка видно, что в том случае, когда оба винта работали на номинальном режиме на ПХ, радиус  $\bar{R}_{ц}$  был наибольшим, а время  $t_{ц}$  — наименьшим. С последовательным уменьшением частоты вращения правого винта и переводом его на режим ЗХ радиус  $\bar{R}_{ц}$  уменьшался (особенно заметно, когда правый винт переключался на режим ЗХ), а время  $t_{ц}$  возрастало. Радиус циркуляции  $\bar{R}_{ц}$  оказался наименьшим, а время  $t_{ц}$  наибольшим при работе гребных винтов в противоположные стороны, когда левый гребной винт использовался на номинальном режиме на ПХ, а правый — с максимально возможной частотой вращения на ЗХ. Таким образом, если акватория оборота не ограничена и требуется выполнить оборот как можно скорее, необходимо произвести его на максимальной скорости. Наоборот, если акватория оборота ограничена, нужно использовать работу гребных винтов на разных режимах, применять подтормаживание одним винтом вплоть до работы винтов в противоположные стороны. В этом случае акватория оборота будет невелика, но для выполнения маневра потребуется большее время.

**Использование режима работы винтов в противоположные стороны.** Такой режим работы часто применяется при различных маневрах судна: при привалах к причалам и отвалах от них, при шлюзовании, при движении в каналах и узкостях. Его используют как на прямом курсе, так и при движении по криволинейной траектории. Его применение является оперативным средством улучшения управляемости судов при малых скоростях их движения. В качестве характерного примера можно привести режим работы судового комплекса пассажирского теплохода внутреннего плавания „Профессор Звонков” при привале к пристани Ильевка на Цимлянском водохранилище (рис. 6.11), характеристики которого записаны испытательной партией ГПИ. Из рисунка видно, что судно двигалось, используя режим работы в противоположные стороны и изменяя по мере необходимости режим работы винтов и углы перекладки рулей, чтобы обеспечить движение судна прямым курсом к причалу.

Предположим, что судно, оборудованное двумя рулями, расположенными за гребными винтами, вращающимися с частотой  $n_0$ , двигалось на прямом курсе со скоростью  $v_0$ . В какой-то момент времени один из его винтов, например левый, был сначала остановлен, а затем среверсирован на ЗХ. Суммарный упор гребных винтов стал равен разности между упором  $T_{В1}$  винта, работающего на ПХ, и упором  $T_{В2}$  винта, работающего на ЗХ. Чем больше частота вращения  $n_2$  последнего, тем меньше разность  $T_{В1} - T_{В2}$  и тем значительно падает скорость движения судна. Регулируя частоту вращения винтов, можно изменять скорость и направление движения судна. Уравнение равномерного прямолинейного движения судна в этом случае запишется таким образом:

$$T_{В1} - T_{В2} = X_K. \quad (6.47)$$

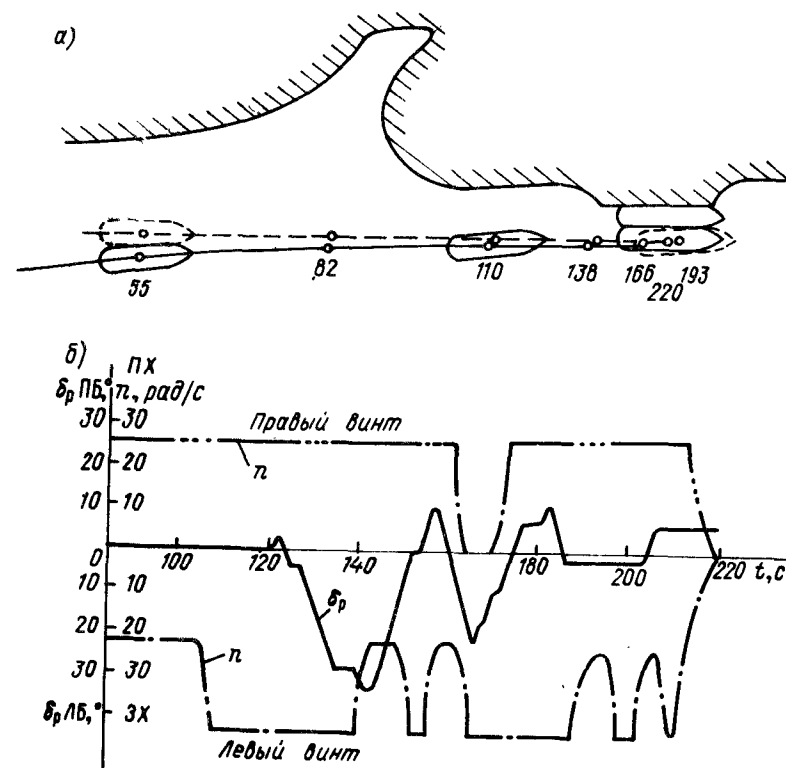


Рис. 6.11. Режим работы судового комплекса пассажирского теплохода „Профессор Звонков” при привале к причалу: а — схема движения; цифры означают время в секундах, прошедшее с начала маневра; б — изменение параметров режима судового комплекса

Подставляя в (6.47) значения величин  $T_{В1}$ ,  $T_{В2}$  и  $X_K$  и задаваясь частотами вращения винтов  $n_1$  и  $n_2$ , находим скорость установившегося движения судна

$$v_r = -r + \sqrt{r^2 - q}, \quad (6.48)$$

где

$$r = \frac{\bar{b}_{11} \bar{n}_1 - \bar{b}'_{11} \bar{n}_2}{2[(\bar{c}_{11} - \bar{c}'_{11}) - 1]}; \quad q = \frac{\bar{a}_{11} \bar{n}_1 - \bar{a}'_{11} \bar{n}_2}{(\bar{c}_{11} - \bar{c}'_{11}) - 1}. \quad (6.49)$$

Вращающий момент  $M_{Вр}$  от винтов, работающих на разных режимах, относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ судна  $G$ , равен

$$M_{Вр} = (T_{В1} + T_{В2}) c_B. \quad (6.50)$$

При движении судна на прямом курсе он компенсируется перекладкой рулей на угол  $\delta_{p,вр}$ , который можно найти из равенства момента  $M_{вр}$  и момента сил давления воды на руль, расположенный за винтом ПХ. Гидродинамические силы на руле, расположенном перед винтом, работающим на ЗХ, как показали эксперименты, невелики и ими можно пренебречь. Тогда, используя равенства (5.13), (6.48) и (6.50), получаем

$$\delta_{вр} = \frac{[(\bar{a}_{11} \bar{n}_1^2 + \bar{a}'_{11} \bar{n}_2^2) + (\bar{b}_{11} \bar{n}_1 + \bar{b}'_{11} \bar{n}_2) \bar{v}_r + (\bar{c}_{11} + \bar{c}'_{11}) \bar{v}_r^2] c_B}{m_p p_{n1}} \quad (6.51)$$

Угол  $\delta_{вр}$  невелик и практически не сказывается на скорости движения судна прямым курсом.

Режим работы гребных винтов в противоположные стороны успешно используют и для улучшения поворотливости судна в стесненных условиях эксплуатации. Сравним значения момента, поворачивающего судно, в двух случаях его движения с равными пониженными скоростями. В первом случае уменьшение скорости достигается за счет уменьшения частоты вращения обоих винтов, работающих на ПХ. Во втором случае судно движется с той же скоростью, но винт, работающий на ПХ, имеет номинальную частоту вращения, а другой — соответствующую скорости движения судна. В обоих случаях рули переложим на один и тот же максимальный угол  $\delta_{рmax}$  на ЛБ. Момент, поворачивающий судно, в случае работы обоих винтов на ПХ будет определяться моментом боковой составляющей сил давления воды на рули, повернутые на угол  $\delta_{рmax}$ , равным  $2 Y_p L_p$  (рис. 6.12, а). При работе винтов в противоположные стороны (рис. 6.12, б) поворачивающий момент складывается

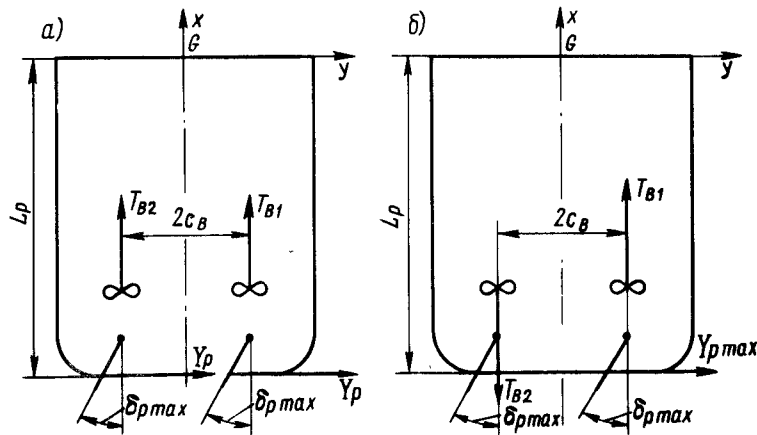


Рис. 6.12. Схемы сил, действующих на судно: а — на ПХ; б — при работе винтов в противоположные стороны

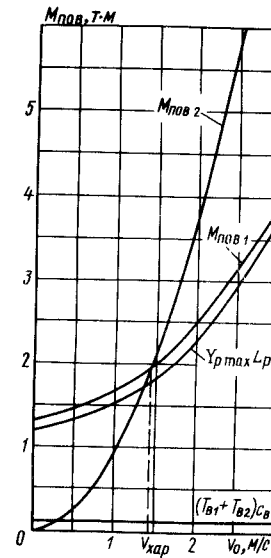


Рис. 6.13. График зависимости поворачивающих моментов от скорости

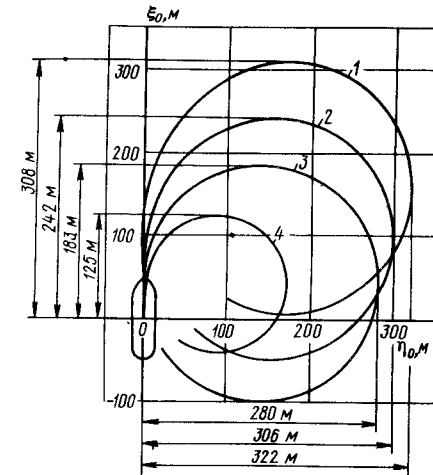


Рис. 6.14. Циркуляционное движение при режимах работы винтов:

1 — с полного хода; 2 — со среднего хода; 3 — с малого хода; 4 — в противоположные стороны

из момента боковой составляющей сил давления воды на руль  $Y_{рmax} L_p$  ( $Y_{рmax}$  — максимальная рулевая сила при номинальной частоте вращения винта, работающего на ПХ) и момента, создаваемого винтами, вращающимися в противоположные стороны, и равного  $(T_{B1} + T_{B2}) c_B$ . Моментом сил давления воды на руль, расположенный за винтом, работающим на ЗХ, и в этом случае пренебрегаем.

График зависимостей поворачивающих моментов в двух рассматриваемых случаях от скорости движения кильватерного толкаемого состава, сформированного из толкача типа „Красное Сормово” и двух барж грузоподъемностью 1800 т, показан на рис. 6.13. Из него видно, что при одинаковых скоростях состава суммарный поворачивающий момент  $M_{пов1} = Y_{рmax} L_p + (T_{B1} + T_{B2}) c_B$  при работе винтов в противоположные стороны и малых скоростях движения состава оказывается больше, чем поворачивающий момент  $M_{пов2} = 2 Y_p L_p$  при обоих винтах, работающих на ПХ. С увеличением скорости движения состава разница между этими моментами уменьшается, и при некоторой скорости  $v_{хар}$ , которую называют *характерной*, они сравниваются. При дальнейшем росте скорости состава поворачивающий момент  $M_{пов2}$  становится больше момента  $M_{пов1}$ , причем тем больше, чем больше скорость состава  $v$ . Для рассматриваемого толкаемого состава  $v_{хар} = 1,35$  м/с.

Значительный поворачивающий момент и малая скорость движения судна при работе винтов в противоположные стороны обуславливают существенное уменьшение диаметра установившейся циркуляции двухвинтового судна и акватории, необходимой для оборота.

На рис. 6.14 представлены циркуляции судна при работе обоих бортовых гребных винтов на ПХ и при работе их в противоположные стороны для пассажирского теплохода типа „Родина”.

В практике судовождения использование режима работы винтов в противоположные стороны при движении по криволинейной траектории оказывается более сложным.

### 6.6. Оборот судна на месте

Особое практическое значение имеет оборот судна в очень ограниченной акватории. Такой маневр обычно называют оборотом на месте. Он выполняется, например, в убежищах, укрытиях, бухтах, затоках, на акваториях морских портов, на стесненных участках судового хода. Этот маневр выполняется следующим образом. Винты включают на режим работы в противоположные стороны с таким расчетом, чтобы судно не имело хода в продольном направлении. Рули переключают на борт: чем больше угол перекладки рулей, тем быстрее совершается оборот.

На рис. 6.15, а показана схема сил, действующих на судно при обороте на месте по часовой стрелке. Рули судна переложены на ПБ на угол  $\delta_p$ .

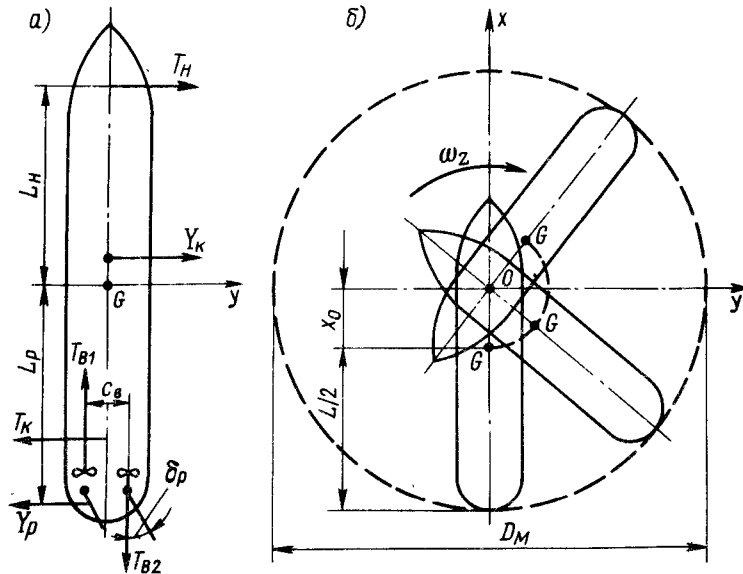


Рис. 6.15. Силы, действующие на судно (а), и схема движения (б) при обороте судна на месте

Рулевая сила  $Y_p$  направлена на ЛБ. Продольной рулевой силой  $X_p$  пренебрегаем. Упоры винтов, работающих на ПХ и ЗХ,  $T_{B1}$  и  $T_{B2}$  создают момент, способствующий повороту судна. Под действием этих сил и моментов судно приобретает, во-первых, вращательное движение вокруг вертикальной оси, проходящей через ЦТ судна  $G$ , и, во-вторых, движение лагом ( $\beta=90^\circ$ ) со скоростью  $v_y$ . В результате сложения этих двух движений ЦТ судна в установившемся режиме будет перемещаться по круговой траектории, радиус которой обозначим  $x_0$ . Общая схема движения судна в рассматриваемом случае показана на рис. 6.15, б. При обороте судна на  $360^\circ$  акватория оборота на месте будет занимать акваторию круга диаметром

$$D_M = L + 2x_0. \quad (6.52)$$

Уравнения такого движения судна получим, если в уравнениях (5.73) и (5.164) положим  $\beta_{ц} \cong 90^\circ$ ,  $\sin \beta_{ц} \cong 1$ ,  $\cos \beta_{ц} \cong 0$ ,  $\bar{\omega}_{zц} = \bar{\omega}_{zМ}$ ,  $\delta_c = \delta_t = 0$ , используем равенство (5.110) и положим  $k_{39} = 0$ . Тогда приближенно

$$\left. \begin{aligned} k_{10} (\bar{a}_{11} \bar{n}_1^2 - \bar{a}'_{11} \bar{n}_2^2) + m_{22} \bar{\omega}_{zМ} \bar{v}_{ц}^2 - z_p p_x &= 0; \\ \bar{v}_{ц}^2 [ 7/6 k_{21} + k_{26} + k_{22} \bar{\omega}_{zМ} + k_{28} \bar{\omega}_{zМ}^2 ] &= \\ = -p_0 \frac{v_M^2}{v_0^2} \left[ \delta_p - \kappa_K \arctg \frac{\omega_{zМ} L_p}{v_M} \right] &; \\ \bar{v}_{ц}^2 [ k_{36} + k_{32} \bar{\omega}_{zМ} ] = p_0 \frac{v_M^2}{v_0^2} \bar{L}_p \times & \\ \times \left[ \delta_p - \kappa_K \arctg \frac{\omega_{zМ} L_p}{v_M} \right] - k_{10} (\bar{a}_{11} \bar{n}_1^2 - \bar{a}'_{11} \bar{n}_2^2) \bar{c}_B; & \\ (b_{дв1} i_{p1} - 2\pi t'_{11}) \bar{n}_1 + (c_{дв1} - t'_{12}) - \bar{a}_{21} \bar{n}_1^2 &= 0; \\ (b_{дв2} i_{p2} - 2\pi t'_{21}) \bar{n}_2 + (c_{дв2} - t'_{22}) - \bar{a}'_{21} \bar{n}_2^2 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (6.53)$$

где  $\bar{\omega}_{zМ}$  — относительная угловая скорость оборота судна на месте;  $b_{дв1}$ ,  $c_{дв1}$ ,  $t'_{11}$ ,  $t'_{12}$  — характеристики пары двигатель — гребной винт, работающей на ПХ;  $b'_{дв2}$ ,  $c'_{дв2}$ ,  $t'_{21}$ ,  $t'_{22}$  — те же характеристики, но для пары, работающей на ЗХ.

Если задаться частотой вращения  $n_1$  винта, работающего на ПХ, то необходимую частоту вращения  $n_2$  винта, работающего на ЗХ, можно найти из первой формулы (6.53):

$$k_{10} \bar{a}'_{11} \bar{n}_2^2 = k_{10} \bar{a}_{11} \bar{n}_1^2 + m_{22} \beta_{ц} \bar{\omega}_{zМ} \bar{v}_{ц}^2 \quad (6.54)$$

Складывая второе уравнение (6.53), умноженное на  $\bar{L}_p$ , с третьим, и учитывая (6.54), получаем

$$\bar{v}_{\Pi}^2 \left\{ [k_{21} + k_{26} + (k_{22} + m_{22}) \bar{\omega}_{zM} + k_{28} \bar{\omega}_{zM}^2] \bar{L}_p + [k_{36} + k_{32} \bar{\omega}_{zM}] \right\} - 2k_{10} (\bar{a}_{11} \bar{n}_1^2 - \bar{a}'_{11} \bar{n}_2^2) \bar{c}_B = 0. \quad (6.55)$$

Переходя от безразмерной  $\bar{\omega}_{zM}$  к размерной величине угловой скорости вращения судна  $\omega_{zM} = \bar{\omega}_{zM} v_{\Pi} / L$ , из уравнения (6.55) находим зависимость  $\omega_{zM}$  от скорости  $v_{\Pi}$  движения ЦТ судна

$$\omega_{zM} = p_M + \sqrt{p_M^2 + q}, \quad (6.56)$$

где

$$\left. \begin{aligned} p_M &= \frac{2v_{\Pi}}{k_{28} \bar{L}_p} [(k_{22} + m_{22}) \bar{L}_p + k_{32}]; \\ q_M &= \frac{v_0^2}{k_{28} L_p L} \left[ k_{10} (\bar{a}_{11} \bar{n}_1^2 - \bar{a}'_{11} \bar{n}_2^2) \bar{c}_B - \frac{v_{\Pi}^2}{v_0^2} (k_{21} \bar{L}_p + k_{36}) \right] \end{aligned} \right\} \quad (6.57)$$

Особый интерес представляет оборот судна в пределах своей длины, когда  $D_M = L$ . В этом случае  $v_{\Pi} = 0$  и  $\omega_{zM} = \omega_{zM0}$ . Тогда согласно формуле (6.56) относительная угловая скорость оборота судна на месте равна

$$\bar{\omega}_{zM0} = \frac{\omega_{zM0} L}{v_0} = \sqrt{\frac{2k_{10}}{k_{28} L_p} (\bar{a}_{11} \bar{n}_1^2 - \bar{a}'_{11} \bar{n}_2^2) \bar{c}_B}. \quad (6.58)$$

Из третьего уравнения (6.53) видно, что для обеспечения оборота судна в пределах своей длины при  $v_{\Pi} = 0$  рули необходимо переложить на угол

$$\delta_p = k_{10} \frac{2v_0^2}{v_M^2 \bar{L}_p} (\bar{a}_{11} \bar{n}_1^2 - \bar{a}'_{11} \bar{n}_2^2) \bar{c}_B + \kappa_K \arctg \frac{\omega_{zM0} L_p}{v_M}. \quad (6.59)$$

Наибольшего значения угловая скорость  $\bar{\omega}_{zM}$  достигает при номинальной частоте вращения винтов  $\bar{n}_1 = 1$ . При этом наибольших размеров достигает и акватория оборота судна.

### 6.7. Маневренный период циркуляции

**Уравнения движения судна.** Маневренный период циркуляционного движения, совпадающий по времени с периодом перекладки рулей, отличается кратковременностью. Время перекладки рулей  $t_{pmax}$  на максимальный угол  $\delta_{pmax}$  по Правилам Регистра СССР не должно превышать 14 с.

Как видно из рис. 6.3, на котором представлено изменение параметров циркуляционного движения судна в процессе его входа в установившуюся циркуляцию, за это время скорость движения судна  $v$  не успевает существенно измениться, а угол дрейфа  $\beta$  и угловая скорость

поворота судна  $\omega_z$  относительно малы. Поэтому влиянием изменения режима работы судового комплекса на рулевые силы можно пренебречь.

Обычно полагают, что в маневренный период циркуляции можно не принимать во внимание и гидродинамические силы вязкостной природы, действующие на корпус судна, и центробежные силы. Таким образом, дифференциальные уравнения движения судна в период перекладки рулей можно привести к следующему виду:

$$\left. \begin{aligned} m_{22} \frac{d\beta}{d\tau} &= Y_p; \\ m_{66} \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} &= Y_p L_p. \end{aligned} \right\} \quad (6.60)$$

Подставим в уравнения системы (6.60) выражения (5.105) и (5.157) и учтем, что и скорость  $v$ , и частота вращения винтов  $n$  в маневренный период циркуляции приняты постоянными. Натурные испытания показывают, что закон изменения угла поворота руля  $\delta_p$  линейно зависит от времени  $t$ :

$$\delta_p = (\delta_{pmax} t) / t_{pmax}. \quad (6.61)$$

Переходя к относительному времени  $\tau$  в соответствии с равенством (5.152), находим

$$\delta_p = \delta_{pmax} / \tau_{pmax}; \quad \tau_{pmax} = L t_{pmax} / v_0. \quad (6.62)$$

Тогда систему уравнений (6.60) можно переписать в таком виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\beta}{d\tau} + a_1 \beta + a_2 \bar{\omega}_z &= a_3 \tau; \\ \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} + b_1 \beta + b_2 \bar{\omega}_z &= b_3 \tau. \end{aligned} \right\} \quad (6.63)$$

Здесь

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= \frac{m_p \kappa_K p_{n2} + z_B t_{By} \bar{S}_B \bar{L}_p}{m_{22} \bar{L}_p}; \\ b_1 &= \frac{m_p \kappa_K p_{n2} + z_B t_{By} \bar{S}_B \bar{L}_p}{m_{66}}; \\ a_2 &= \frac{m_p \kappa_K p_{n2} + z_B t_{By} \bar{S}_B \bar{L}_p}{m_{22}}; \\ b_2 &= m_p \kappa_K p_{n2} + z_B t_{By} \bar{S}_B \bar{L}_p / m_{66}; \\ a_3 &= \frac{m_p p_{n1} \delta_{pmax}}{m_{22} \tau_{pmax} \bar{L}_p}; \quad b_3 = \frac{m_p p_{n1} \delta_{pmax}}{m_{66} \tau_{pmax}}. \end{aligned} \right\} \quad (6.64)$$

Если первоначально судно двигалось на прямом курсе со скоростью  $v_0$  и при  $\tau=0$   $\beta=d\beta/d\tau=0$  и  $\bar{\omega}_z=d\bar{\omega}_z/d\tau=0$ , то решения уравнений (6.63) будут такими:

$$\beta = \frac{a_3}{a} \left\{ \tau - \frac{1}{a} [1 - e^{-a\tau}] \right\}; \quad (6.65)$$

$$\bar{\omega}_z = \frac{b_3}{a} \left\{ \tau - \frac{1}{a} [1 - e^{-a\tau}] \right\}, \quad (6.66)$$

причем

$$a = a_1 + b_2 = \frac{m_p \kappa_K p_{n2} + z_B t_{By} \bar{S}_B \bar{L}_p}{m_{22} \bar{L}_p} \left[ 1 + \frac{m_{22} \bar{L}_p^2}{m_{66}} \right]. \quad (6.67)$$

Поскольку  $m = \rho V$ , то, полагая  $J_z = \rho VL^2/12$  и коэффициенты обобщенных присоединенных масс  $k_{22} \cong k_{66}$ , получаем

$$a = \frac{m_p \kappa_K p_{n2}}{m_{22} v_0 \bar{L}_p} [1 + 12 \bar{L}_p^2]. \quad (6.68)$$

Потерянный угол атаки на рулях судна  $\beta_K$  определяется равенством

$$\beta_K = \kappa_K \kappa_{K,B} k_6 p_{n2} (\beta + \bar{\omega}_z \bar{L}_p). \quad (6.69)$$

Расчеты угла  $\beta_K$  проведенные С. М. Кожевниковым для кильватерных толкаемых составов, показали, что расчетные значения этого угла почти не отличаются от экспериментальных для тяжело нагруженных составов. Для толкачей и отдельных судов расчетные значения угла  $\beta_K$  на 10–30% выше экспериментальных. Поэтому в равенство (6.69) введен экспериментальный коэффициент  $k_6$ , который для судов и составов, длина которых  $50 < L < 250$  м, может быть определен по формуле

$$k_6 = 1 - 6,75 \cdot 10^{-6} (L - 250)^2. \quad (6.70)$$

Полученные зависимости для параметров движения судна в маневренный период циркуляции  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  показывают, что характер их изменения и, следовательно, характер движения судна в период перекаладки рулей определяются значением коэффициента  $a$ . Этот коэффициент, как видно из равенства (6.68), зависит, во-первых, от всего комплекса факторов, которыми определяется эффективность рулей, а во-вторых, от инерционных характеристик судна при движении судна лагом и вращении вокруг вертикальной оси  $Gz$ . Он возрастает с увеличением гидромеханических характеристик и площади рулей, частоты вращения и нагрузки винтов, скорости движения судна и уменьшается с увеличением массы судна и его присоединенной массы для случая движения судна вдоль оси  $Gy$ . Он зависит также от коэффициентов взаимодействия ДРК и корпуса судна. Чем больше значение коэффициента  $a$ , тем больше изменяются к концу маневренного периода  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ , тем быстрее судно

входит в циркуляцию, тем поворотливее судно, тем лучше оно „слушается“ руля. Поэтому коэффициент  $a$  называют коэффициентом послушливости или коэффициентом увальчивости судна.

**Расчет обратного смещения по ЦТ судна.** При поворотах судна в ограниченной акватории, вблизи причалов, в условиях близости других судов полезно иметь представление о траектории движения ЦТ и особенно кормовой оконечности судна в маневренный период циркуляции (рис. 6.16). Углы курса  $\chi$ , и скорости  $\varphi_s$  и относительные координаты ЦТ  $\bar{\xi}_{g0}$ ,  $\bar{\eta}_{g0}$  согласно формулам (2.10) и (2.11) определяются следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \psi &= \int_0^\tau \bar{\omega}_z d\tau = \frac{k_6 b_3}{6} \tau^3; \\ \varphi_s &= \chi - \beta = \frac{k_6}{2} \left[ \frac{b_3}{3} \tau - a_3 \right] \tau^2; \\ \bar{\xi}_{g0} &= \int_0^\tau d\tau = \tau; \quad \bar{\eta}_{g0} = \int_0^\tau (\chi - \beta) d\tau = \frac{k_6}{6} \left[ \frac{b_3}{4} \tau - a_3 \right] \tau^3. \end{aligned} \right\} (6.71)$$

Расчеты показывают, что в маневренный период циркуляции, когда  $\tau$  мало,  $\bar{\eta}_{g0} < 0$  и, следовательно, любое судно имеет обратное смещение ЦТ  $l_3$ . Наибольшего значения  $l_3$  достигает тогда, когда угол скорости

$$\varphi_s = \chi - \beta = \frac{k_6}{2} \left( \frac{b_3}{3} \tau - a_3 \right) \tau^2 = 0. \quad (6.72)$$

Обратное смещение равно

$$\bar{l}_3 = \bar{\eta}_{g0,c} = \frac{k_6}{6} \left( \frac{b_3}{4} \tau_1 - a_3 \right) \tau_1^3; \quad \tau_1 = \bar{\xi}_{g0,c} = \frac{3a_3}{b_3}. \quad (6.73)$$

Из этих выражений видно, что значение обратного смещения  $l_3$  возрастает с увеличением рулевой характеристики  $m_p$ , угла перекаладки рулей  $\delta_p$  и уменьшается с увеличением скорости движения судна и инерционных свойств судна или состава в отношении поворота судна относительно оси  $Gz$ . ЦТ судна  $G$  вернется на первоначальный курс в момент времени  $\tau = \tau_2$ , когда

$$\bar{\eta}_{g0} = \bar{\eta}_{g0,c} = \frac{k_6}{6} \left[ \frac{b_3}{4} \tau_2 - a_3 \right] \tau_2^3 = 0. \quad (6.74)$$

Тогда

$$\tau_2 = 4a_3/b_3 = \bar{\xi}_{g0,c}. \quad (6.75)$$

Сравнивая формулы (6.72) и (6.74), видим, что

$$\tau_2 = 4\tau_1/3. \quad (6.76)$$

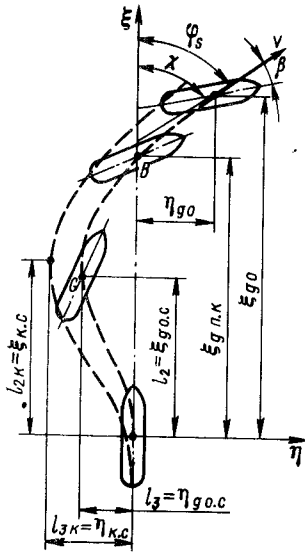


Рис. 6.16. Схема движения судна в маневренном периоде и начале эволюционного периода циркуляции

Соотношение (6.76) может быть использовано только для грубых прикидок, поскольку при определении положения точки В (см. рис. 6.16) нельзя пренебрегать гидродинамическими силами, действующими на корпус судна, как это было сделано при решении системы уравнений (6.63).

**Расчет обратного смещения по корме судна.** Еще больший практический интерес имеет определение характерных точек траектории кормовой оконечности судна в маневренный период циркуляции.

Координаты ЦТ судна в неподвижной системе координат  $\xi_{g0}, \eta_{g0}$  с координатами кормового перпендикуляра  $\xi_k, \eta_k$  связаны следующими соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} \xi_k &= \xi_{g0} - L_p \cos \chi; \\ \eta_k &= \eta_{g0} - L_p \sin \chi. \end{aligned} \right\} \quad (6.77)$$

Полагая угол курса  $\chi$  малым,  $\cos \chi \cong 1$ ,  $\sin \chi \cong \chi$  и переходя к относительным величинам, получаем

$$\bar{\xi}_k = \bar{\xi}_{g0} - \bar{L}_p; \quad \bar{\eta}_k = \bar{\eta}_{g0} - \bar{L}_p \chi. \quad (6.78)$$

Максимальное значение обратного смещения кормы  $\eta_{k.c}$  будет наблюдаться в момент времени  $\tau_3$ , который можно найти из формулы

$$\frac{d\eta_k}{d\tau} = \frac{d\eta_{g0}}{d\tau} - \bar{L}_p \frac{d\chi}{d\tau} = \chi - \beta - \bar{L}_p \bar{\omega}_z = 0. \quad (6.79)$$

Подставляя в (6.79) выражения для  $\bar{\omega}_z$  и  $(\chi - \beta)$  из равенств (6.66) и (6.72), после несложных преобразований находим

$$\tau_3 = \frac{3a_3}{b_3} + \frac{3}{2} \bar{L}_p = \tau_1 + \frac{3}{2} \bar{L}_p = \bar{\xi}_{k.c}. \quad (6.80)$$

Из формулы (6.80) видно, что момент максимального бокового смещения кормы, определяемый величиной  $\tau_3$ , наступает значительно позднее, чем момент обратного смещения ЦТ судна  $\tau_1$ . Значение обратного смещения согласно формулам (6.74) и (6.80) равно

$$l_{3k} = \eta_{k.c} = -\frac{k_0}{24} \left[ a_3 + \frac{5}{2} b_3 \bar{L}_p \right] \tau_3^3. \quad (6.81)$$

Расчеты, проведенные по формуле (6.81), показали, что значение экстремального обратного смещения кормы  $l_{3k}$  значительно больше такого же значения для ЦТ судна  $l_3$ , поэтому его необходимо учитывать при поворотах судна.

## 6.8. Эволюционный период циркуляции

**Значимость расчета.** С эволюционным периодом циркуляционного движения непосредственно связаны многие маневры судна, выполняемые судоводителями в различных путевых и метеорологических условиях: повороты и обороты судна у причалов и пристаней, маневрирование в узкостях и убежищах на водохранилищах, прохождение криволинейных участков судового хода, выполнение маневров перед шлюзованием. Для эволюционного периода определяющими являются прямое смещение судна и тактический диаметр циркуляции. С характером эволюции движения судна связаны размеры акватории циркуляции.

**Расчет эволюционного периода циркуляции.** Уравнения судового комплекса (5.164), определяющие кинематические особенности движения судна на эволюции, существенно нелинейны и не интегрируются в квадратурах. В связи с этим в настоящее время наиболее надежным методом решения этой задачи является интегрирование расчетной системы уравнений на ЭВМ по стандартным программам, основанным на использовании метода Рунге – Кутты. Предложены также экспериментально-теоретические методы расчета циркуляционного движения судов. Д. К. Земляновский первым в нашей стране предложил формулы, связывающие значения линейной и угловой скоростей движения судов внутреннего плавания в любой момент времени с их величинами для установившейся циркуляции и углом скорости  $\varphi_s$  при одинаковых углах перекладки рулей. В результате обработки большого материала натурных испытаний судов, проведенных ЛИВТом, ГИИВТом и НИИВТом, В. Г. Павленко и В. В. Саленек [43] получили следующие приближенные формулы для кинематических характеристик эволюционного движения:

$$\left. \begin{aligned} \beta &= \beta_{ц} \text{th}^{1,75} (0,76\tau); \quad \bar{v} = \bar{v}_{ц} \text{th}^{3,25} (0,43\tau); \\ \bar{\omega}_z &= \bar{\omega}_{zц} [ \text{th}^{2,25} (0,67\tau) - 0,28\tau e^{-2,30\tau} ]; \\ \varphi_s &= \bar{\omega}_{zц} \tau (1 + 2,7\bar{\omega}_{zц}^2)^{-2/3} - [ 10\bar{\omega}_{zц} (1 + 2,7\bar{\omega}_{zц}^2)^{-2/3} - \\ &\quad - \bar{\omega}_{zц} (8,5 - 5,72 \text{th}^{1,15} (1,14\bar{\omega}_{zц})) ] (1 - e^{-0,8\tau}) - \\ &\quad - 0,0446 (13\bar{\omega}_{zц}^{1,59} - \sin 6\omega_{zц}) \tau e^{-0,18\tau - 0,167\tau^2}. \end{aligned} \right\} \quad (6.82)$$

В этом случае относительные координаты ЦТ судна  $\bar{\xi}_{g0}, \bar{\eta}_{g0}$  и угол курса  $\chi$  определяют также по формулам (6.71) и (6.74). В начале цирку-

ляции  $\tau=0$ . Значение  $v_{ц}$  принимают равным  $v_{ц}$ , полученной при расчете установившейся циркуляции.

### 6.9. Крен судна на циркуляции

**Основные уравнения.** Крен судна является одним из нежелательных результатов перекадки руля. Он вызывается тем, что поперечные силы, действующие на руль и на судно, приложены в точках, лежащих на различной высоте, положение которых изменяется во времени, и зависит от того, в каком периоде циркуляции находится судно.

Достаточно строгое решение задачи о крене судна при его маневрировании достигается, если уравнения маневрирования судна связать с четвертым дифференциальным уравнением (2.49) наклона судна относительно продольной оси  $Gx$ , которое в этом случае при  $v_z = \omega_y = 0$ ,  $\lambda_{13} = \lambda_{15} = \lambda_{24} = 0$ ,  $\omega_x = d\chi/d\tau$  принимает такой вид:

$$\left( J_x + \lambda_{44} \right) \frac{d^2 \theta}{dt^2} = M_x. \quad (6.83)$$

При движении судна, корпус которого симметричен относительно ДП, на прямом курсе равнодействующая гидродинамических сил, действующих на него, располагается в этой плоскости, не создает кренящих моментов, и крен судна отсутствует. С началом перекадки рулей, допустим на ПБ, на судно начинают действовать силы, вызывающие крен и дифферент. Влиянием дифферента пренебрежем. Положим возникающие при криволинейном движении судна после отклонения рулей силы такими, что применимы метацентрические формулы остойчивости и влиянием угла крена на гидродинамические силы и моменты, действующие на корпус судна, можно пренебречь.

Как видно из рис. 6.17, на судно в поперечной плоскости действуют следующие силы:  $z_p Y_p$  — суммарная поперечная сила, индуцируемая средствами управления судна, аппликата точки приложения которой  $z_p$  во время маневра практически не изменяется;  $Y_K$  — боковая состав-

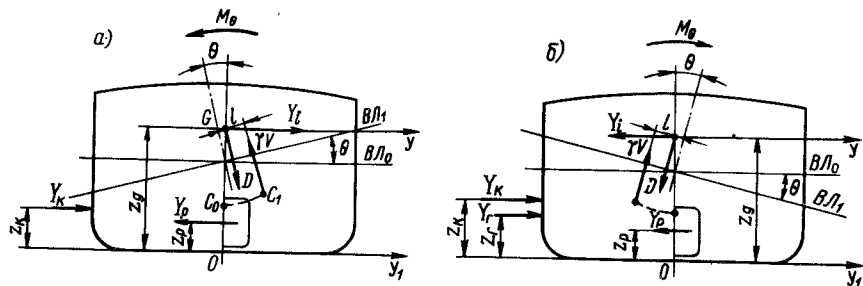


Рис. 6.17. Крен судна после перекадки рулей в периоды циркуляции: а — маневренный; б — эволюционный и установившийся

ляющая сил давления воды на корпус судна, обусловленная силами вязкости, аппликата точки приложения которой  $z_k$ ;  $Y_i$  — центробежная сила инерции масс судна, приложенная в его ЦТ  $G$ , имеющем аппликату  $z_g$ ;  $Y_r$  — поперечная составляющая гидродинамических сил инерционной природы, обусловленных инерцией окружающей жидкости, и приложенная в точке с аппликатой  $z_r$ .

Суммарный кренящий момент относительно продольной оси  $Gx$  будет равен

$$M_x = -z_p Y_p (z_g - z_p) + Y_K (z_g - z_K) + Y_r (z_g - z_r) - Dh \theta. \quad (6.84)$$

Тогда, вводя момент сопротивления с коэффициентом  $N_\theta$ , пропорциональный  $d\theta/d\tau$ , и переходя к безразмерному времени  $\tau = v_0 t / L$ , получаем

$$\begin{aligned} (J_x + \lambda_{44}) \frac{v_0^2}{L^2} \frac{d^2 \theta}{d\tau^2} + N_\theta \frac{v_0}{L} \frac{d\theta}{d\tau} + Dh \theta = -z_p Y_p (z_g - z_p) + \\ + Y_K (z_g - z_K) + Y_r (z_g - z_r) - Dh \theta. \end{aligned} \quad (6.85)$$

Сравнивая уравнение (6.85) с равенствами (4.40), (4.42), (5.110), приводим это уравнение к такому виду:

$$\begin{aligned} (J_x + \lambda_{44}) \frac{v_0^2}{L^2} \frac{d^2 \theta}{d\tau^2} + N_\theta \frac{v_0}{L} \frac{d\theta}{d\tau} + Dh \theta = -z_p Y_p'_{10} \left[ p_{n1} \delta_p - \right. \\ \left. - \kappa_K \arctg p_{n2} \left( \operatorname{tg} \beta + \frac{\bar{\omega}_z \bar{L}_p}{\cos \beta} \right) \right] (z_g - z_p) v^2 \cos^2 \beta + [k_{21} \sin \beta + \\ + k_{26} \sin^3 \beta + k_{22} \bar{\omega}_z + k_{28} \bar{\omega}_z^2 \sin \beta] \frac{\rho}{2} S_d v^2 (z_g - z_K) + \\ + \left[ v \sin \beta \frac{d\beta}{d\tau} + \frac{dv}{d\tau} \cos \beta \right] \frac{v_0}{L} \lambda_{22} (z_g - z_r). \end{aligned} \quad (6.86)$$

Зная характер изменения параметров циркуляционного движения судна  $v(\tau)$ ,  $\beta(\tau)$ ,  $\bar{\omega}_z(\tau)$ ,  $n_i(\tau)$  во времени и решая дифференциальное уравнение (6.86), можно найти характер изменения угла крена судна на протяжении циркуляции. В уравнение (6.86) входит величина  $z_K$ , которую определяют по формуле Павленко  $z_K/T = 4 - B/T + 0,02(B/T - 5,35)^3$ .

Величина и характер изменения угла крена зависит от того, в каком периоде циркуляции находится судно, поскольку силы, действующие на корпус судна и на его СУ, изменяются во времени.

В первое время после отклонения руля, в маневренный период циркуляции, траектория ЦТ судна искривляется в направлении, противоположном перекадке рулей. Появляющаяся при этом центробежная сила вызывает момент, совпадающий по направлению с моментом от



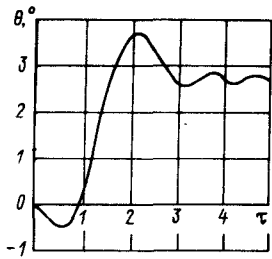


Рис. 6.18. Зависимость крена грузового теплохода „Волго-Дон“ на циркуляции от времени

руля и кренящий судно на тот же борт, на который переложен руль (рис. 6.17, а). По мере изменения кривизны траектории центробежная сила сначала уменьшается, а затем меняет знак и наклоняет судно уже на противоположный борт. Этому способствует также появление значительных моментов гидродинамических сил  $Y_K$  и  $Y_T$ , наклоняющих судно на тот же борт. В результате знак угла крена резко меняется и судно наклоняется на внешний по отношению к циркуляции борт (рис. 6.17, б). Этот крен по направлению противоположен тому, который имел место в первый период циркуляции. Наибольшее значение угла крена достигается немедленно после изменения его направления с одного борта на другой. Как показывают натурные испытания, динамический угол крена судна на эволюции может в 1,2–3,0 раза превышать угол крена на установившейся циркуляции. После достижения максимального угла крена судно совершает еще несколько боковых колебаний. По мере последовательного перехода эволюционного периода циркуляции в установившийся, угол крена судна стремится к постоянному значению, который называется *углом крена на установившейся циркуляции*.

Все особенности изменения угла крена на циркуляции в полной мере определяются дифференциальным уравнением (6.86).

Результаты динамического расчета на ЭВМ угла крена грузового теплохода типа „Волго-Дон“ на циркуляции показаны на рис. 6.18.

**Формулы для угла крена в маневренный период циркуляции.** Этот угол может быть определен по более простым зависимостям. Положив, что, как и прежде, скорость движения судна и частота вращения винтов на протяжении периода не изменяются, пренебрежем влиянием инерционного момента инерции массы судна, демпфированием угловых бортовых колебаний и влиянием инерционных гидродинамических сил при горизонтальном движении судна. В связи с малостью  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  при определении гидродинамических сил на корпусе судна удержим только линейные члены, содержащие гидродинамические коэффициенты  $k_{21}$  и  $k_{22}$ .

Тогда после несложных преобразований угол крена

$$\theta = -A_1 \tau + (A_2 + A_3) \tau^2, \quad (6.87)$$

где

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= p_0 \frac{z_p S_p}{S_d} \frac{\delta_{p \max}}{\tau_{p \max}}; \\ A_2 &= \frac{\rho S_d v_0^2}{2 D h_0} \left[ k_{21} (z_g - z_k) - p_0 \frac{z_p S_p}{S_d} \kappa_k \right]; \end{aligned} \right\} \quad (6.88)$$

$$A_3 = \frac{\rho S_d v_0^2}{2 D h_0} \left[ k_{22} (z_g - z_k) - p_0 \frac{z_p S_p}{S_d} \kappa_k \right].$$

Как видно из равенства (6.87), угол крена  $\theta$  равен нулю при  $\tau_1 = 0$  в начальный момент циркуляции и при  $\tau_2 = A_1 / (A_2 + A_3)$  в момент изменения его знака. Производная по времени от угла крена

$$\frac{d\theta}{d\tau} = -A_1 + 2(A_2 + A_3) \tau \quad (6.89)$$

в начальный момент движения судна при  $\tau_1 = 0$  равна  $-A_1$  и отрицательна, а в момент времени  $\tau_2$  равна  $A_1$  и положительна. Равенство ее нулю определит минимум, а по абсолютному значению – максимум угла крена в маневренный период циркуляции при  $\tau_3 = A_1 / 2(A_2 + A_3) = \tau_2 / 2$ , равный

$$\theta_{\max} = -A_1 / [4(A_2 + A_3)]. \quad (6.90)$$

**Формулы для угла крена на установившейся циркуляции.** В уравнении (6.86) положим

$$\frac{d^2 \theta}{d\tau^2} = \frac{d\theta}{d\tau} = \frac{dv}{d\tau} = \frac{d\beta}{d\tau} = 0.$$

Пренебрежем по малости гидродинамическими силами, индуцируемыми СУ судном. Тогда угол крена судна на установившейся циркуляции равен

$$\begin{aligned} \theta_{\text{ц}} = Fr_0^2 \frac{S_d L}{V} \frac{z_g - z_k}{h} \bar{v}_{\text{ц}}^2 (k_{21} \beta_{\text{ц}} + k_{22} \bar{\omega}_{z\text{ц}} + \\ + k_{26} \beta_{\text{ц}}^3 + k_{28} \beta_{\text{ц}} \bar{\omega}_{z\text{ц}}^2). \end{aligned} \quad (6.91)$$

Определим максимальный угол крена на установившейся циркуляции. Расчеты показывают, что при решении этой задачи в равенствах (6.4) и (6.5) можно пренебречь членами, содержащими  $\bar{\omega}_{z\text{ц}}^2$ . Тогда из равенства (6.7), описывающего взаимосвязь  $\beta_{\text{ц}}$  и  $\bar{\omega}_{z\text{ц}}$ , найдем

$$\bar{\omega}_{z\text{ц}} = t_1^0 \beta_{\text{ц}} + t_2^0 \beta_{\text{ц}}^3, \quad (6.92)$$

где

$$t_1^0 = - \frac{k_{21} \bar{L}_p - k_{32}}{k_{22} \bar{L}_p - k_{32}}; \quad t_2^0 = - \frac{k_{26} \bar{L}_p - k_{36}}{k_{22} \bar{L}_p - k_{32}}. \quad (6.93)$$

Для определения  $\bar{v}_{\text{ц}}$  используем приближенную зависимость (6.27). Подставляя ее в формулу (6.91) и учитывая (6.92), перепишем равенство (6.91) в таком виде:

$$\theta_{\text{ц}} = Fr_0^2 \frac{S_d L}{V} \frac{z_g - z_k}{h} \frac{(k_{21} + t_1^0) \beta_{\text{ц}} + (k_{26} + t_2^0) \beta_{\text{ц}}^3}{1 + S_v (t_1^0 \beta_{\text{ц}} + t_2^0 \beta_{\text{ц}}^3)^2} \quad (6.94)$$

Дифференцируя равенство (6.94) по  $\beta_{ц}$  и приравнявая производную  $d\theta_{ц}/d\beta_{ц}$  нулю, получаем кубическое уравнение для определения угла дрейфа  $\beta_{цmax}$ , при котором наблюдается максимальный угол крена  $\theta_{цmax}$  на циркуляции:

$$2s_v [(k_{26} + t_2^0)t_1^0 - (k_{21} + t_1^0)t_2^0] \beta_{цmax}^3 + 3(k_{26} + t_2^0)\beta_{цmax} + (k_{21} + t_1^0) = 0. \quad (6.95)$$

Действительный положительный корень этого уравнения определит  $\beta_{цmax}$ . Зная его, по формуле (6.92) находим соответствующее значение  $\bar{\omega}_{z_{цmax}}$ , а по формуле (6.24) — относительную скорость  $\bar{v}_{цmax}$ , при которой наблюдается максимальный крен. Подставляя тогда  $\beta_{цmax}$ ,  $\bar{\omega}_{z_{цmax}}$ ,  $\bar{v}_{цmax}$  вместо  $\beta_{ц}$ ,  $\bar{\omega}_{z_{ц}}$ ,  $v_{ц}$  в равенство (6.91), получаем максимальный угол крена  $\theta_{цmax}$ .

**Формулы для максимального угла крена на эволюции.** Значение этого угла можно определить из уравнения (6.86) с помощью ЭВМ. При приближенном подходе пренебрежем разностью  $[(d\beta/d\tau) < 0]$  двух последних членов в правой части этого уравнения. Полагаем  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  малыми. Расчеты показывают также, что можно пренебречь моментом сил давления воды на рули судна и демпфированием боковых колебаний судна, положив  $N_\theta = 0$ . Тогда уравнение (6.86) можно переписать в таком виде:

$$\frac{d^2\theta}{d\tau^2} + \bar{\omega}_\theta^2 \theta = A_\theta \frac{(k_{21} + t_1^0)\beta + (k_{26} + t_2^0)\beta^3}{1 + s_v(t_1^0\beta + t_2^0\beta^3)}, \quad (6.96)$$

где

$$\omega_x^2 = \frac{Dh}{J_x + \lambda_{44}} \frac{L}{v_0^2}; \quad A_\theta = \frac{\rho S_d L (z_g - z_k)}{J_x + \lambda_{44}}. \quad (6.97)$$

Общий интеграл линейного неоднородного дифференциального уравнения (6.96) равен

$$\theta = C_1 \cos \omega_x \tau + C_2 \sin \omega_x \tau + \frac{A_\theta}{\omega_x} \int_0^\tau \frac{(k_{21} + t_1^0)\beta + (k_{26} + t_2^0)\beta^3}{1 + s_v(t_1^0\beta + t_2^0\beta^3)} \sin(\tau - \xi) d\xi. \quad (6.98)$$

Здесь  $C_1$  и  $C_2$  — произвольные постоянные интегрирования. Величина  $\tau$  входит в подынтегральную функцию как параметр, считающийся постоянным при интегрировании. Нетрудно показать, что частное решение уравнения (6.96) при  $\tau=0$  удовлетворяет нулевым начальным условиям как при  $\theta=0$ , так и при  $d\theta/d\tau=0$ . Поэтому  $C_1 = C_2 = 0$  и

$$\theta = \frac{A_\theta}{\omega_x} \int_0^\tau \frac{(k_{21} + t_1^0)\beta + (k_{26} + t_2^0)\beta^3}{1 + s_v(t_1^0\beta + t_2^0\beta^3)} \sin(\tau - \xi) d\xi. \quad (6.99)$$

**Приближенные формулы.** Максимальный угол крена на циркуляции для морских судов может быть определен по приближенной формуле Фирсова:

$$\theta_{max} = 1,4 [v_0^2 / (h_0 L)] (z_g - T/2). \quad (6.100)$$

По рекомендации В. Г. Павленко, для судов внутреннего плавания

$$\theta_{max} = \frac{0,66 \bar{\omega}_{z_{ц}}^{0,075} C}{K [1 + 0,342 \bar{\omega}_{z_{ц}}^{0,5} \text{th}(\lg K - 1)]} \quad (6.101)$$

$$(\omega_{z_{ц}} \leq 1, \quad 15 \leq K \leq 1500, \quad 2 < C < 32),$$

причем

$$K = \frac{7h_0 L}{B^2} \frac{1}{Fr_0^2}; \quad C = \frac{7(z_g - z_k)L}{B^2}. \quad (6.102)$$

#### Контрольные вопросы

1. Расскажите о циркуляционном движении судна.
2. Дайте определение установившейся циркуляции и ее характеристик.
3. Как произвести расчет диаграммы поворотливости?
4. Расскажите о диаграмме управляемости. Как ее рассчитать?
5. Как влияет режим работы гребных винтов на параметры циркуляционного движения судна?
6. Каковы особенности маневренного и эволюционного периодов циркуляции?
7. Объясните, почему возникает крен на циркуляции. Как определить его максимальное значение?

## УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ СУДНА НА КУРСЕ. МАНЕВРИРОВАНИЕ СУДНА НА ПРЯМОМ КУРСЕ

### 7.1. Теоретическая устойчивость движения судна

**Общие понятия.** Необходимость устойчивого движения судна по выбранной судоводителем траектории непосредственно связана с его управляемостью. Судно будет двигаться по такой траектории только тогда, когда его движение будет устойчивым. При решении задачи об устойчивости движения судна естественно воспользоваться общими методами, разработанными в теоретической механике для изучения устойчивости движения системы.

Если перекладка рулей является единственной причиной, изменяющей движение судна, определенному закону перекладки рулей будет соответствовать вполне определенный закон, по которому изменяются параметры движения судна. Однако в реальных условиях эксплуатации судна на него могут воздействовать и другие внешние силы и моменты непрерывного действия (ветер, течение, волнение). Поэтому, чтобы обеспечить движение судна по заданной судоводителем траектории, закон перекладки рулей должен меняться. Если возможности СУ движением судна для этого оказываются недостаточными, то судно уходит с заданной траектории. В таком случае говорят, что оно потеряло управляемость.

При движении судна, управляемого рулями, на него могут действовать и случайные внешние силы (порыв ветра, случайные перекладки рулей на небольшие углы, кратковременная неравномерность в работе гребных винтов, воздействие на судно волны, поднятой проходящим судном, и др.), имеющие импульсный характер. Воздействие на судно таких сил также выводит судно из установившегося режима движения. При этом параметры, характеризующие движение судна (угол дрейфа  $\beta$ , угловая скорость  $\omega_z$ , скорость  $v$ ), получают некоторые малые приращения. После прекращения действия случайных сил (при импульсном характере их приложения в начальный момент при  $t=0$ ) судно будет совершать свободное возмущенное движение. По А. М. Ляпунову, если по прошествии некоторого времени судно возвращается к исходному режиму движения, который соответствовал закону перекладки рулей, то судно принято считать *асимптотически (автоматически) устойчивым*. Если возмущенное движение затухает не до нуля, а устремляется к одному из видов установившегося движения, судно называют неасимптотически устойчивым. В обоих этих случаях судно *теоретически устойчиво*. Если небольшое отклонение судна от исходного режима с течением времени будет возрастать, то судно считается *теоретически неустойчивым*. При свободном возмущенном движении приращения одних параметров

могут возрастать, а других – стремиться к нулю. Тогда говорят, что судно устойчиво по одним параметрам и неустойчиво по другим.

Степень устойчивости движения одного и того же судна зависит от маневра, который судно выполняет. Наиболее характерными являются установившееся движение судна на прямом курсе, которое занимает до 90 % времени рейса морских судов, и установившееся движение судна на циркуляции, характеризующее поворотливость судна.

Восстановление первоначальных элементов движения судна по прекращении действия случайного возмущения может происходить как автоматически (без применения СУ), так и с помощью СУ. Будем называть систему корпус судна – СУ – главные двигатели *разомкнутой*, если параметры криволинейного движения судна не связаны непосредственно с режимом работы СУ. Устойчивость разомкнутой системы при непереключенных рулях называют *собственной устойчивостью* судна. Для *замкнутой* системы, при которой параметры движения судна функционально зависят от режима работы СУ, устойчивость судна называют *эксплуатационной*.

**Уравнения возмущенного движения судна.** Общий метод исследования устойчивости движения в механике состоит в следующем. Пусть дифференциальные уравнения движения тела записываются так:

$$\frac{ds_i}{dt} = F_i(s_1, s_2, \dots, s_n) \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (7.1)$$

где  $s_i$  – параметры, определяющие движение системы в общем случае.

Предположим, что эти параметры получили малые приращения или вариации. После этого движение системы будет описываться уравнениями

$$\frac{d(s_i + \Delta s_i)}{dt} = F_i(s_1 + \Delta s_1, s_2 + \Delta s_2, \dots, s_n + \Delta s_n).$$

Но функцию  $F_i$  можно представить в виде ряда Тейлора:

$$F_i(s_1 + \Delta s_1, s_2 + \Delta s_2, \dots, s_n + \Delta s_n) = F_i(s_1, s_2, \dots, s_n) + \frac{\partial F_i}{\partial s_1} \Delta s_1 + \frac{\partial F_i}{\partial s_2} \Delta s_2 + \dots + \frac{\partial F_i}{\partial s_n} \Delta s_n + f_i(\Delta s_1, \Delta s_2, \dots, \Delta s_n), \quad (7.2)$$

в котором  $f_i$  – функции малых приращений  $\Delta s_1, \Delta s_2, \dots, \Delta s_n$ , разложения которых не включают членов ниже второго порядка малости. Тогда, вычитая уравнение (7.1) из уравнения (7.2), получаем дифференциальные уравнения возмущенного движения системы в вариациях

$$\frac{d(\Delta s_i)}{dt} = \frac{\partial F_i}{\partial s_1} \Delta s_1 + \frac{\partial F_i}{\partial s_2} \Delta s_2 + \dots + \frac{\partial F_i}{\partial s_n} \Delta s_n + f_i(\Delta s_1, \Delta s_2, \dots, \Delta s_n). \quad (7.3)$$

Если бы уравнения (7.3) удалось проинтегрировать, то по изменению координат свободного возмущенного движения во времени можно было бы судить об устойчивости движения. Однако в общем виде дифференциальные уравнения возмущенного движения в вариациях являются нелинейными и проинтегрировать их бывает трудно. Поэтому при составлении уравнений в вариациях силы, входящие в уравнения возмущенного движения, раскладывают в степенные ряды по вариациям параметров движения. Затем обычно в этих уравнениях отбрасывают члены выше первого порядка малости и рассматривают устойчивость движения по отношению к малым отклонениям от данного состояния движения. Очевидно, что при таком подходе система дифференциальных уравнений возмущенного движения будет линейной относительно вариаций параметров движения:

$$\frac{d(\Delta s_i)}{dt} = a_{i1} \Delta s_1 + a_{i2} \Delta s_2 + \dots + a_{in} \Delta s_n. \quad (7.4)$$

При постоянных коэффициентах  $a_{ij}$  система уравнений в вариациях всегда может быть приведена к исследованию устойчивости решения системы линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами. В данном случае частные решения системы могут быть записаны в таком виде:

$$\Delta s_i = c_i e^{\lambda t}. \quad (7.5)$$

Подставляя равенство (7.5) в уравнение (7.4) и сокращая на  $e^{\lambda t}$ , получаем систему  $n$  однородных алгебраических уравнений

$$a_{i1} c_1 + a_{i2} c_2 + \dots + (a_{ii} - \lambda) c_i + \dots + a_{in} c_n = 0. \quad (7.6)$$

Эта система имеет ненулевое решение в том и только в том случае, когда определитель системы равен нулю:

$$\begin{vmatrix} a_{11} - \lambda & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} - \lambda & \dots & a_{2n} \\ a_{31} & a_{32} & \dots & a_{3n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{n1} & a_{n2} & \dots & a_{nn} - \lambda \end{vmatrix} = 0. \quad (7.7)$$

Раскрывая определитель системы, получаем характеристическое уравнение такого вида:

$$\lambda^n + b_1 \lambda^{n-1} + b_2 \lambda^{n-2} + \dots + b_{n-1} \lambda + b_n = 0, \quad (7.8)$$

постоянные коэффициенты которого  $b_i$  зависят от элементов определителя  $a_{ij}$ .

При  $n=2$  характеристическое уравнение запишется следующим образом:

$$\lambda^2 - (a_{11} + a_{22}) \lambda + (a_{11} a_{22} - a_{21} a_{12}) = 0. \quad (7.9)$$

Если все корни характеристического уравнения отрицательны и вещественны, то движение судна будет устойчивым. Движение судна будет устойчивым и тогда, когда корни характеристического уравнения будут комплексными, но имеющими отрицательные вещественные части. Если же хотя бы один корень характеристического уравнения равен нулю или же при комплексных корнях равны нулю их вещественные части, то исследование устойчивости движения судна по первому приближению недопустимо и для решения этой задачи нужно рассматривать нелинейную систему дифференциальных уравнений в вариациях, которая содержит вариации параметров его движения в степенях, выше первой.

В механике предложен ряд алгебраических и частотных критериев, позволяющих решить задачу об устойчивости движения, не прибегая к решению характеристического уравнения. Алгебраические критерии позволяют судить об устойчивости движения по коэффициентам характеристического уравнения, а частотные — с помощью частотных характеристик. Среди алгебраических критериев целесообразно использовать критерий Гурвица. Он содержит условия, при которых вещественная часть корней характеристического уравнения отрицательна.

Для характеристического уравнения (7.7) критерий Гурвица формулируется в виде следующих неравенств (при  $b_0 = 1$ ):

$$1) \text{ для уравнения второго порядка } \lambda^2 + b_1 \lambda + b_2 = 0$$

$$b_1 > 0; \quad b_2 > 0, \quad (7.10)$$

$$2) \text{ для уравнения третьего порядка } \lambda^3 + b_1 \lambda^2 + b_2 \lambda + b_3 = 0$$

$$b_1 > 0; \quad b_2 > 0; \quad b_3 > 0; \quad b_1 b_2 - b_3 > 0. \quad (7.11)$$

**Критерий теоретической устойчивости.** Проиллюстрируем сказанное на примере исследования устойчивости установившегося движения судна на прямом курсе. Параметры исходного движения судна равны  $v = v_0$ ,  $\beta = 0$ ,  $\bar{\omega}_z = 0$ . Придадим параметрам движения судна малые возмущения  $\Delta v$ ,  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ . Поскольку

$$\frac{dv}{d\tau} = \frac{d}{d\tau} (v_0 + \Delta v) = \frac{d\Delta v}{d\tau},$$

система уравнений (5.164), в которой величина  $dv/d\tau$  заменена  $d(\Delta v)/d\tau$ , является системой уравнений в вариациях, за которые можно принять  $\Delta v$ ,  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ . Однако определение вариаций параметров движения из

системы уравнений (5.164) является сложной задачей, так как эта система нелинейна относительно  $\Delta v$ ,  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ . Поэтому проведем ее линеаризацию. Легко видеть, что все члены первого уравнения (5.164) нелинейны относительно вариаций параметров движения и, следовательно, производная  $d(\Delta v)/d\tau$  также является величиной второго порядка малости. Таким образом, при линеаризации этой системы первое уравнение может быть опущено. Как видно из вышеизложенного, линеаризация второго и третьего уравнений (5.164) при  $\beta \ll 1$ ,  $\omega_z \ll 1$ ,  $m_{26} = 0$ ,  $\bar{v} = 1$  и  $\delta_p = 0$  приводит к такой системе уравнений в вариациях:

$$\left. \begin{aligned} m_{22} \frac{d\beta}{d\tau} + \bar{c}_{21}\beta + \bar{c}_{22}\bar{\omega}_z &= 0; \\ m_{66} \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} - \bar{c}_{31}\beta - \bar{c}_{32}\bar{\omega}_z &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7.13)$$

Как известно, решения этой системы однородных линейных дифференциальных уравнений представляют в таком виде:

$$\beta = \bar{A}e^{\lambda\tau}; \quad \bar{\omega}_z = \bar{B}e^{\lambda\tau}. \quad (7.14)$$

Проведя подстановку равенств (7.14) в (7.13) и сокращая каждое уравнение (7.13) на множитель  $e^{\lambda\tau} \neq 0$ , можем переписать систему уравнений (7.13) следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} (m_{22}\lambda + \bar{c}_{21})\bar{A} + \bar{c}_{22}\bar{B} &= 0; \\ -\bar{c}_{31}\bar{A} + (m_{66}\lambda - \bar{c}_{32})\bar{B} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (7.15)$$

Эта система имеет решение, отличное от тривиального (нулевого) решения  $\bar{A} = \bar{B} = 0$ , в том и только в том случае, когда определитель системы

$$\begin{vmatrix} m_{22}\lambda + \bar{c}_{21} & -\bar{c}_{22} \\ -\bar{c}_{31} & m_{66}\lambda + \bar{c}_{32} \end{vmatrix} = 0. \quad (7.16)$$

Раскрывая определитель (7.16), получаем характеристическое уравнение

$$\lambda^2 + 2p\lambda + q = 0, \quad (7.17)$$

где

$$2p = \frac{\bar{c}_{21}m_{66} - \bar{c}_{32}m_{22}}{m_{22}m_{66}}; \quad q = \frac{-\bar{c}_{21}\bar{c}_{32} + \bar{c}_{31}\bar{c}_{22}}{m_{22}m_{66}}. \quad (7.18)$$

Решение уравнения (7.17) имеет следующий вид:

$$\lambda_{1,2} = -p \pm \sqrt{p^2 - q}. \quad (7.19)$$

Тогда общее решение системы дифференциальных уравнений (7.13) принимает такую форму:

$$\beta = b_{11}e^{\lambda_1\tau} + b_{12}e^{\lambda_2\tau}; \quad \bar{\omega}_z = b_{21}e^{\lambda_1\tau} + b_{22}e^{\lambda_2\tau}, \quad (7.20)$$

где произвольные постоянные могут быть определены исходя из условий первоначального движения судна, т. е. из начальных возмущений.

Проведем анализ решения характеристического уравнения (7.17). Поскольку  $m_{22} > 0$ ,  $m_{66} > 0$  и, как правило,  $c_{21} > 0$  и  $c_{32} > 0$ , коэффициент  $p > 0$ . Тогда знаки корней уравнения (7.17)  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  будут зависеть от принятого знака перед корнем и от знака  $q$ . Если  $q < 0$ , то  $\lambda_1 > 0$  и  $\lambda_2 > 0$ . В этом случае первые слагаемые в равенствах (7.20) с течением безразмерного времени  $\tau$  будут неограниченно возрастать, а вторые — неограниченно убывать. В итоге вариации параметров  $\beta$  и  $\omega_z$  будут неограниченно возрастать и движение судна на прямом курсе будет неустойчивым. Если  $q = 0$ , то  $\lambda_1 = 0$  и  $\lambda_2 = -2p$ . В связи с тем, что один из корней обращается в нуль, какого-либо вывода об устойчивости движения в первом приближении сделать нельзя, и с этой целью нужно изучить решения нелинейной системы уравнений (5.164). Рассмотрим теперь третий случай:  $q > 0$ . В данном случае, если  $p^2 - q > 0$ , то оба корня будут вещественными и отрицательными. Если же  $p^2 - q < 0$ , то оба корня характеристического уравнения  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  будут комплексными с отрицательной вещественной частью, равной  $-p$ . При этом общие решения системы (7.13) могут быть представлены в тригонометрической форме:

$$\left. \begin{aligned} \beta &= e^{-p\tau} (b_{11} \cos \delta_1\tau + b_{12} \sin \delta_1\tau); \\ \bar{\omega}_z &= e^{-p\tau} (b_{21} \cos \delta_1\tau + b_{22} \sin \delta_1\tau); \\ \delta_1 &= \sqrt{p^2 - q}. \end{aligned} \right\} \quad (7.21)$$

Поскольку тригонометрические функции в равенствах (7.21) умножены на неограниченно убывающий множитель  $e^{-p\tau}$ , оба параметра  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  и в этом случае являются неограниченно убывающими функциями  $\tau$ . Таким образом, при  $q > 0$  вариации параметров  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  будут неограниченно убывающими функциями  $\tau$  и, следовательно, установившееся движение судна на прямом курсе будет устойчивым. Поэтому критерием теоретической устойчивости такого движения судна будет неравенство  $q > 0$ , которое в развернутой форме имеет следующий вид:

$$\bar{c}_{31}\bar{c}_{22} - \bar{c}_{21}\bar{c}_{32} > 0, \quad \text{или} \quad \bar{c}_{32}/\bar{c}_{22} > \bar{c}_{31}/\bar{c}_{21}. \quad (7.22)$$

Неравенство (7.22) является критерием динамической устойчивости судна на прямом курсе против возмущений угла дрейфа  $\beta$  и безразмерной угловой скорости вращения судна  $\bar{\omega}_z$ . Отношение  $\bar{c}_{31}/\bar{c}_{21}$  имеет простой физический смысл и представляет собой безразмерное плечо

поперечной гидродинамической силы, действующей на корпус судна:  $\bar{l}_\beta = \bar{c}_{31}/\bar{c}_{21}$ . Аналогично отношение  $\bar{l}_{\bar{\omega}_z} = \bar{c}_{32}/\bar{c}_{22}$  является безразмерным плечом сил демпфирования. Таким образом, условием динамической устойчивости движения судна на прямом курсе является соблюдение условия  $\bar{l}_{\bar{\omega}_z} > \bar{l}_\beta$ .

Для статической устойчивости судна необходимо, чтобы при увеличении угла дрейфа возник момент гидродинамических сил, действующих на корпус судна, стремящийся его уменьшить. Легко показать, что для этого центр гидродинамических сил – точка приложения равнодействующей этих сил – при  $\beta=0$ ,  $\omega_z=0$  должен располагаться в корму от ЦТ судна, т. е. ее плечо  $l_\beta < 0$ . Сравнение неравенств  $l_\beta < l_{\omega_z}$  и  $l_\beta < 0$  позволяет сделать вывод о том, что критерий динамической устойчивости является менее жестким, чем критерий статической устойчивости. Статически устойчивое судно всегда будет динамически устойчивым. В то же время статически неустойчивое судно (а таких судов подавляющее большинство) может оказаться динамически устойчивым в отношении возмущений  $\beta$  и  $\omega_z$ .

**Устойчивость движения судна на циркуляции.** Из практики известно, что все суда морского и речного флотов (как устойчивые, так и неустойчивые на прямом курсе) могут совершать циркуляцию. Вопрос об устойчивости движения на циркуляции судов, не обладающих собственной устойчивостью, должен решаться с учетом нелинейных зависимостей сил и моментов, действующих на судно, от параметров движения. Будем рассматривать пологую циркуляцию. Примем, что скорость движения ЦТ  $v$  и частота вращения гребных винтов  $n$ , работающих на одинаковых режимах, не изменяются:  $v = v_0$ ,  $n = n_0$ , а угол дрейфа  $\beta$  и безразмерная угловая скорость  $\bar{\omega}_z$  малы. Тогда движение судна на циркуляции будет определяться системой уравнений (5.164):

$$\left. \begin{aligned} -m_{22} \frac{d\beta}{d\tau} &= \bar{c}_{21}\beta + \bar{c}_{22}\bar{\omega}_z + \bar{c}_{26}\beta^3 + \bar{c}_{28}\beta\bar{\omega}_z - m_p \bar{\delta}_p / \bar{L}_p; \\ m_{66} \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} &= \bar{c}_{31}\beta + \bar{c}_{32}\bar{\omega}_z + \bar{c}_{36}\beta^3 + \bar{c}_{37}\beta^2\bar{\omega}_z + m_p \bar{\delta}_p. \end{aligned} \right\} (7.23)$$

Придадим параметрам движения судна приращения  $\Delta\beta(\tau)$  и  $\Delta\bar{\omega}_z(\tau)$ :  $\beta = \beta_H + \Delta\beta(\tau)$ ;  $\bar{\omega}_z = \bar{\omega}_{zH} + \Delta\bar{\omega}_z(\tau)$ . Тогда, переходя от системы уравнений (7.23) к уравнениям возмущенного движения судна в вариациях и используя методику, примененную при выводе уравнений (7.3), получаем

$$\left. \begin{aligned} -m_{22} \frac{d(\Delta\beta)}{d\tau} &= [\bar{c}_{21} + 3\bar{c}_{26}\beta_H^2 + \bar{c}_{28}\bar{\omega}_{zH}^2] \Delta\beta + \\ &+ [\bar{c}_{22} + 2\bar{c}_{28}\beta_H\bar{\omega}_{zH}] \Delta\bar{\omega}_z; \\ m_{66} \frac{d(\Delta\bar{\omega}_z)}{d\tau} &= [\bar{c}_{31} + 3\bar{c}_{36}\beta_H + 2\bar{c}_{27}\beta_H\bar{\omega}_{zH}] \Delta\beta + \\ &+ [\bar{c}_{32} + 2\bar{c}_{31}\beta_H^2] \Delta\bar{\omega}_z. \end{aligned} \right\} (7.24)$$

Характеристическое уравнение этой системы может быть записано в форме квадратного уравнения (7.9), в котором

$$\left. \begin{aligned} a_{11} &= \frac{\bar{c}_{21} + 3\bar{c}_{26}\beta_H^2 + \bar{c}_{28}\bar{\omega}_{zH}^2}{-m_{22}}; \quad a_{12} = \frac{\bar{c}_{22} + 2\bar{c}_{28}\beta_H\bar{\omega}_{zH} - m_{11}}{-m_{22}}; \\ a_{21} &= \frac{\bar{c}_{31} + 3\bar{c}_{36}\beta_H + 2\bar{c}_{27}\beta_H\bar{\omega}_{zH}}{m_{66}}; \quad a_{22} = \frac{\bar{c}_{32} + 2\bar{c}_{37}\beta_H^2}{m_{66}}. \end{aligned} \right\} (7.25)$$

Произведение  $m_{22}m_{66} > 0$ . Тогда вещественная часть характеристического уравнения будет отрицательна и движение судна будет устойчиво, если

$$\left. \begin{aligned} [\bar{c}_{21} + 3\bar{c}_{26}\beta_H^2 + \bar{c}_{28}\bar{\omega}_{zH}^2] m_{66} - [\bar{c}_{32} + 2\bar{c}_{27}\beta_H^2] m_{22} &> 0; \\ [\bar{c}_{31} + 3\bar{c}_{26}\beta_H\bar{\omega}_{zH}][\bar{c}_{22} + 2\bar{c}_{28}\beta_H\bar{\omega}_{zH}] - \\ - [\bar{c}_{21} + 3\bar{c}_{26}\beta_H^2 + \bar{c}_{28}\bar{\omega}_{zH}^2][\bar{c}_{32} + 2\bar{c}_{37}\beta_H^2] &> 0. \end{aligned} \right\} (7.26)$$

Поскольку  $\bar{c}_{21} > 0$ ,  $\bar{c}_{26} > 0$ ,  $\bar{c}_{32} < 0$ ,  $m_{22} > 0$ ,  $m_{66} > 0$ , а члены с  $\bar{c}_{28}$  и  $\bar{c}_{37}$  относительно малы по сравнению с  $\bar{c}_{21} + 3\bar{c}_{26}\beta_H^2$  и  $|\bar{c}_{32}|$  соответственно, первое условие (7.26) всегда выполняется. Поэтому второе условие (7.26) является критерием устойчивости движения судна на циркуляции. Приведем его к такому виду:

$$\begin{aligned} &(\bar{c}_{31}\bar{c}_{22} - \bar{c}_{21}\bar{c}_{32}) - (3\bar{c}_{26}\bar{c}_{32} + 2\bar{c}_{21}\bar{c}_{37})\beta_H^2 - \\ &- (6\bar{c}_{26}\bar{c}_{37})\beta_H^4 + (3\bar{c}_{26}\bar{c}_{22} + 2\bar{c}_{28}\bar{c}_{31})\beta_H\bar{\omega}_{zH} + \\ &+ (6\bar{c}_{26}\bar{c}_{28} - 2\bar{c}_{28}\bar{c}_{37})\beta_H^2\bar{\omega}_{zH} - \bar{c}_{28}\bar{c}_{32}\bar{\omega}_{zH}^2 > 0. \end{aligned} \quad (7.27)$$

При  $\beta_H = \bar{\omega}_{zH} = 0$  неравенство (7.27) обращается в критерий (7.22) устойчивости движения судна на прямом курсе. Расчеты показывают, что с ростом  $\beta_H$  и  $\bar{\omega}_{zH}$  ( $\beta_H > 0$ ,  $\bar{\omega}_{zH} > 0$ ) левая часть неравенства возрастает. Поэтому если судно обладает собственной устойчивостью, то движение его на циркуляции всегда устойчиво. Если же судно собственной устойчивостью на прямом курсе не обладает, то оно может приобрести устойчивость начиная с определенных значений  $\beta_H$  и  $\bar{\omega}_{zH}$ . Они соответствуют углу обратной поворотливости  $\delta_{p0}$ .

Физической причиной того, что движение всех судов устойчиво на установившейся циркуляции, является то, что возрастание углов дрейфа в процессе циркуляционного движения приводит к увеличению нагрузки на кормовую оконечность корпуса и к перемещению центра гидродинамических сил с носовой оконечности в кормовую часть судна. При отсутствии ветра, волнения и течения все суда, устойчивые и неустойчивые на прямом курсе, могут совершать установившуюся циркуляцию, т. е. устойчивы при выполнении этого маневра при  $\delta_p \geq \delta_{p0}$ .

## 7.2. Эксплуатационная устойчивость движения судна

### Удержание судна на прямом курсе и эксплуатационная устойчивость.

Рассмотрим судно, движущееся прямым курсом. Такое движение судна описывается системой дифференциальных уравнений (7.23), если в нем опустить нелинейные относительно  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  члены:

$$m_{22} \frac{d\beta}{d\tau} + \bar{c}_{21}\beta + \bar{c}_{22}\bar{\omega}_z - \frac{m_p}{L_p} \bar{\delta}_p = 0; \quad (7.28)$$

$$-m_{66} \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} + \bar{c}_{31}\beta + \bar{c}_{32}\bar{\omega}_z + m_p \bar{\delta}_p = 0. \quad (7.29)$$

Преобразуем систему уравнений (7.28) и (7.29). Если из нее исключить  $\bar{\omega}_z$ , то получим линейное дифференциальное уравнение второго порядка относительно  $\beta$ :

$$\frac{d^2\beta}{d\tau^2} + 2p \frac{d\beta}{d\tau} + q\beta = s_{21} \frac{d\bar{\delta}_p}{d\tau} + s_{22} \bar{\delta}_p, \quad (7.30)$$

где 
$$s_{21} = \frac{1}{m_{22}} \frac{m_p}{L_p}; \quad s_{22} = -\frac{(\bar{c}_{22}L_p + \bar{c}_{32})m_p}{m_{22}m_{66}L_p}. \quad (7.31)$$

Аналогично, исключая из системы уравнений (7.28) и (7.29)  $\beta$ , приходим к дифференциальному уравнению второго порядка для определения  $\bar{\omega}_z$ :

$$\frac{d^2\bar{\omega}_z}{d\tau^2} + 2p \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} + q\bar{\omega}_z = s_{31} \frac{d\bar{\delta}_p}{d\tau} + s_{32} \bar{\delta}_p. \quad (7.32)$$

Здесь

$$s_{31} = -\frac{1}{m_{66}} m_p; \quad s_{32} = \frac{(\bar{c}_{31} + \bar{c}_{21}L_p)m_p}{m_{22}m_{66}L_p}. \quad (7.33)$$

Учтем, что  $\bar{\omega}_z = \frac{d\chi}{d\tau}$ . Тогда дифференциальное уравнение для определения угла курса  $\chi$  получит такой вид:

$$\frac{d^3\chi}{d\tau^3} + 2p \frac{d^2\chi}{d\tau^2} + q \frac{d\chi}{d\tau} = s_{31} \frac{d\bar{\delta}_p}{d\tau} + s_{32} \bar{\delta}_p. \quad (7.34)$$

Уравнения (7.30), (7.32) и (7.34) могут быть использованы для изучения устойчивости судна по поперечному смещению, угловой скорости и углу курса.

Рассмотрим, как поведет себя судно с непереложенными рулями, если на него в условиях движения на прямом курсе с постоянной скоростью и постоянной частотой вращения винтов воздействует начальное

возмущение в результате быстрой (будем считать мгновенной) перекладки рулей на угол  $\delta_{p,и}$ . Возмущающий импульс в безразмерном виде будет измеряться произведением  $m_{0и} = \delta_{p,и}\tau_0$ , где  $\tau_0$  — время выдержки руля в отклоненном положении. В момент времени  $\tau = \tau_0$  начинается обратная перекладка рулей в неотклоненное положение и судно возвращается к движению с непереложенным рулем. Приложение к судну возмущающего импульса вызывает его движение с постоянным начальным ускорением, что равносильно приложению к нему постоянной силы. Движение судна будет описываться дифференциальным уравнением (7.32) при начальных условиях  $\tau = 0, \bar{\omega}_z = 0, d\bar{\omega}_z/d\tau = -s_{31}\delta_{p,и}$ . Если судно обладает теоретической устойчивостью на курсе и  $q > 0$ , то решение уравнения (7.32) имеет такой вид:

$$\bar{\omega}_z = b_{21}e^{\lambda_1\tau} + b_{22}e^{\lambda_2\tau} + \frac{s_{32}}{q} \delta_{p,и}, \quad (7.35)$$

где произвольные постоянные интегрирования равны

$$b_{21} = \frac{\lambda_2(s_{32}/q) - s_{31}}{\lambda_1 - \lambda_2} \delta_{p,и}; \quad b_{22} = \frac{\lambda_1(s_{32}/q) - s_{31}}{\lambda_1 - \lambda_2}. \quad (7.36)$$

В момент времени  $\tau = \tau_0$  рули начинают вновь переключаться в начальное положение при  $\delta_p = 0$  и судно вновь выходит на прямолинейный курс. Найдем характер изменения угла курса при такой перекладке рулей. Решая уравнение (7.32) при начальных условиях, определяемых конечными значениями  $\bar{\omega}_z(\tau_0)$  и  $d\bar{\omega}_z/d\tau(\tau_0)$ , которые они приобрели к началу обратной перекладки рулей при  $\tau = \tau_0$ , и учитывая малость времени возмущения  $\tau_0$ , можем получить

$$\bar{\omega}_z = \frac{m_{0и}}{\lambda_2 - \lambda_1} [(s_{32} - \lambda_2 s_{31})e^{\lambda_1\tau} - (s_{32} - \lambda_1 s_{31})e^{\lambda_2\tau}]. \quad (7.37)$$

Учитывая, что  $\bar{\omega}_z = \frac{d\chi}{d\tau}$ , находим

$$\begin{aligned} \chi = & \frac{m_{0и}}{\lambda_2 - \lambda_1} \frac{s_{32} - \lambda_2 s_{31}}{\lambda_1} e^{\lambda_1\tau} - \frac{m_{0и}}{\lambda_2 - \lambda_1} \frac{s_{32} - \lambda_1 s_{31}}{\lambda_2} e^{\lambda_2\tau} + \\ & + \frac{m_{0и}}{\lambda_1 \lambda_2} [s_{31}(\lambda_1 + \lambda_2) - s_{32}]. \end{aligned} \quad (7.38)$$

С течением времени два первых числа в равенстве (7.38) уменьшаются до нуля, и новый угол курса судна после воздействия на него начального импульса  $m_{0и}$  будет отличаться от исходного курса на величину

$$\Delta\chi = \frac{m_{0и}}{\lambda_1 \lambda_2} [s_{31}(\lambda_1 + \lambda_2) - s_{32}], \quad (7.39)$$

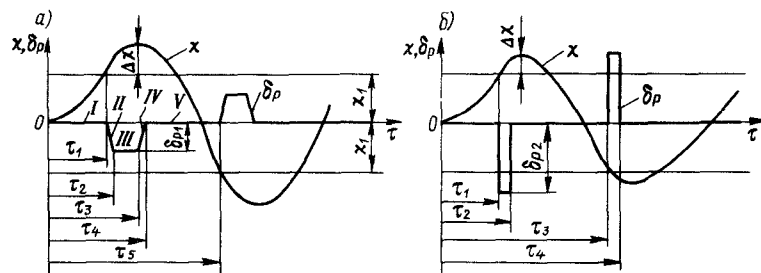


Рис. 7.1. Удержание неустойчивого судна на прямом курсе: а – при периодической перекладке рулей с борта на борт; б – при импульсной перекладке рулей

пропорциональную начальному возмущению  $m_{0и}$ . Таким образом, даже суда, теоретически устойчивые на курсе, могут двигаться на прямом курсе, не отклоняясь от него при непереложном руле, только при отсутствии внешних возмущений. После воздействия внешнего возмущения судно не возвратится на первоначальный курс, а будет двигаться новым прямолинейным курсом. Для того, чтобы судно двигалось первоначальным курсом, необходимо использовать перекладку рулей.

Как показывает опыт эксплуатации судов и составов, удержание судов, не обладающих собственной теоретической устойчивостью на заданном курсе, является сложной задачей.

Исследуя процесс удержания судна на курсе, Г. Е. Павленко выделяет в нем пять этапов. Пусть судно движется на прямом курсе с постоянной скоростью. Рули находятся в нейтральном положении. Этап I (рис. 7.1, а,  $0 \leq \tau < \tau_1$ ) начинается с того, что в некоторый момент времени под воздействием случайных причин судно начинает уклоняться от курса. Угловая скорость  $\omega_z$  и угол курса  $\chi$  растут. Однако до тех пор, пока отклонение судна от курса лежит внутри зоны чувствительности рулевого ( $\chi < \chi_1$ ), ограниченной на рис. 7.1 прямыми, параллельными оси абсцисс, руль остается неподвижным. При  $\tau = \tau_1$ , когда судоводитель заметит начавшееся отклонение судна от прямого курса ( $\chi = \chi_1$ ) и сочтет, что оно выходит за пределы возможного, он принимает решение переложить руль на борт, противоположный отклонению носовой оконечности судна. На этапе II ( $\tau_1 < \tau < \tau_2$ ) рули перекладываются из нейтрального положения на угол  $\delta_{p1}$ , достаточный для того, чтобы остановить отклонение судна и вернуть его на первоначальный курс. На этапе III ( $\tau_2 < \tau \leq \tau_3$ ) угол перекладки рулей сохраняется постоянным. Под действием сил давления воды на рули сначала угловая скорость  $\omega_z$ , а затем и угол дрейфа  $\beta$ , пройдя максимальные значения, уменьшаются и судно начинает возвращаться на первоначальный курс. На этапе IV ( $\tau_3 < \tau < \tau_4$ ) в выбранный судоводителем момент времени  $\tau = \tau_3$  он возвращает рули в нулевое положение или перекладывает на определенный угол на противоположный борт с таким расчетом, чтобы судно

вернулось на исходный курс. Естественные неточности в определении этого интуитивного момента и значения угла перекладки рулей компенсируются за счет последующих перекладок рулей ( $\tau > \tau_5$ ).

Существует и другой способ удержания теоретически неустойчивого судна на заданном курсе (рис. 7.1, б). Он заключается в том, что перекладка рулей носит импульсный характер ( $\tau = \tau_1$ ). Рули в момент достижения судном угла курса  $\chi = \chi_1$  перекладывают на значительный угол  $\delta_{p2}$  с возможно более быстрым их возвратом в ДП ( $\tau_1 < \tau < \tau_2$ ). Этот способ приводит к более быстрому одерживанию судна, но требует больших навыков в его использовании. При неумелом его применении углы рыскания могут достигнуть больших значений.

Таким образом, для обеспечения движения на прямом курсе судов, как устойчивых, так и неустойчивых, необходимо использование СУ.

Анализ обоих случаев обеспечения эксплуатационной устойчивости судна на курсе зависит не только от особенностей формы корпуса судна и эффективности его СУ, но и от психофизических качеств рулевого, его подготовленности, опыта, внимательности, степени утомления.

Действительно, маневрируя рулями, рулевой руководствуется показаниями судового компаса или ориентацией на какой-либо видимый удаленный предмет. В том и другом случае он сообщает свои действия с наблюдаемым им изменением курсового угла  $\Delta\chi$ . В зависимости от значения и знака  $\Delta\chi$  рулевой устанавливает значение угла отклонения  $\delta_p$  руля и направление его перекладки, которое обеспечивает приведение судна к заданному курсу. Правильное назначение угла  $\delta_{p1}$  (см. рис. 7.1, а) и продолжительности времени выдержки рулей на борту  $\tau - \tau_3$  зависит от опыта рулевого. Но полностью исключить отклонение судна от курса, исключить пусть даже малые колебания неустойчивого на курсе судна около заданного курса нельзя даже при большом опыте рулевого. Это объясняется тем, что перекладку рулей нельзя начать совершать одновременно с началом действия случайной возмущающей причины, вызвавшей отклонение судна. Об ее возникновении и направленности рулевой имеет возможность судить только тогда, когда угол курса судна  $\chi$  выйдет из зоны нечувствительности рулевого ( $\chi > \chi_1$ ). К тому же, заметив отклонение, рулевой не сразу на него среагирует – на это нужен определенный промежуток времени, зависящий от психофизических качеств рулевого. Кроме того, система привода руля обладает инерцией, а скорость перекладки рулей ограничена. Поэтому к тому моменту, когда начнется эффективное действие руля, угол курса судна приобретет немалое значение и рулевому придется погашать отклонение судна, исходя из самих отклонений. Г. Е. Павленко удачно назвал этот процесс *балансируанием*.

Закон перекладки рулей, осуществляемый рулевым в целях удержания судна на заданном курсе, может быть представлен некоторой функцией изменения угла курса  $\chi$ , или, что то же самое, безразмерной угловой скорости  $\bar{\omega}_z$ :  $\delta_p = F(\bar{\omega}_z)$ . Эта функция, как правило, очень сложна и даже у одного и того же рулевого в разное время может быть



неодинаковой. Но для определенности положим ее пропорциональной изменению угловой скорости  $\bar{\omega}_z$ , т. е.

$$\delta_p = -k_p \bar{\omega}_z, \quad (7.40)$$

где коэффициент  $k_p$  носит название коэффициента передачи рулевого. Тогда уравнение (7.32) переписывается в следующем виде:

$$\frac{d^2 \bar{\omega}_z}{d\tau^2} + 2p_1 \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} + q_1 \bar{\omega}_z = 0, \quad (7.41)$$

где

$$2p_1 = 2p - k_p s_{31}; \quad q_1 = q - k_p s_{32}. \quad (7.42)$$

Таким образом, движение судна, у которого угол перекадки рулей линейно зависит от безразмерной угловой скорости  $\bar{\omega}_z$ , описывается тем же дифференциальным уравнением, что и движение того же судна с непереложенным рулем. Отличие лишь в том, что коэффициенты уравнения (7.41) зависят от характеристик судового комплекса. Движение судна с перекадываемыми рулями будет устойчивым на курсе, если  $q_1 > 0$ . В этом случае судно, теоретически неустойчивое на прямом курсе, приобретает устойчивость, необходимую в эксплуатации. Если же  $q_1 < 0$ , то это означает, что удержание неустойчивого на курсе судна оказывается крайне затруднительным или невозможным даже с помощью руля.

**Критерии эксплуатационной устойчивости судна на курсе.** Обеспечение эксплуатационной устойчивости движения судна на заданном курсе имеет большое значение в практике судовождения. Значительная рыскливость судов и связанные с нею произвольные отклонения от избранного курса приводят к увеличению длины пройденного пути, к увеличению сопротивления, снижению скорости движения судна. Она существенно затрудняет условия труда рулевого, увеличивает его утомляемость. Поэтому необходимы эксплуатационные критерии устойчивости на курсе, ограничивающие ее допустимыми пределами.

В качестве эксплуатационных критериев устойчивости на курсе приняты число необходимых перекадок рулей в минуту  $K_{пр}$  и значение минимального угла перекадки  $\delta_{p.э}$ . Частота перекадок руля зависит от амплитуды рыскания судна. Чем больше допустимый угол рыскания, тем более энергично должен реагировать регулятор (человек или автомат) на возникающий угол рыскания. Г. В. Соболев показал, что при отсутствии внешних возмущений, когда судно движется в условиях идеально спокойной воды и безветрия, количество перекадок руля в единицу безразмерного времени (число перекадок на пути, равном длине судна)

$$K_{пр} = \frac{n_{пр}}{\tau} = \frac{n_{пр}}{t} \frac{L}{v}. \quad (7.43)$$

( $n_{пр}$  — число перекадок руля за время  $t$ ) может быть определено по такой теоретической линеаризованной формуле:

$$K_{пр} = \frac{3}{8} \frac{\bar{\omega}_{z0}}{\epsilon_0}, \quad (7.44)$$

причем  $\bar{\omega}_{z0}$  — безразмерная угловая скорость вращения судна при  $\delta_p = 0$ ;  $\epsilon_0$  — амплитудное значение угла рыскания.

В ЛИВТе были проведены натурные испытания эксплуатационной устойчивости на курсе большого числа судов внутреннего и смешанного плаваний. Обработка результатов испытаний позволила А. Д. Гофману предложить следующую формулу:

$$K_{пр} = 6\bar{\omega}_{z0} + 0,5. \quad (7.45)$$

Сопоставление формул (6.1), (7.43) и (7.44) позволяет получить для судов внутреннего плавания приближенную зависимость между углом рыскания  $\epsilon_0$  и относительным радиусом циркуляции  $\bar{R}_{к0}$  при непереложенном руле, являющимся одним из критериев управляемости судна:

$$\epsilon_0 = 172 / (47 + 4\bar{R}_{к0}). \quad (7.46)$$

Поскольку для судов внутреннего и смешанного плаваний значение  $\bar{R}_{к0}$  при циркуляции, выполняемой с полного ПХ, колеблется в пределах от 4 до 20, максимальное отклонение от угла курса не должно быть больше  $\epsilon_{0 \max} = 1,5 - 2,8^\circ$ . Для крупнотоннажных морских транспортных судов при автоматическом регулировании курса значение  $\epsilon_{0 \max}$  может быть меньше в 2–3 раза.

Устойчивость движения судна на курсе улучшается с возрастанием отношения  $L/B$ . Гораздо более слабое влияние на устойчивость имеет отношение  $B/T$ , увеличение которого приводит к некоторому уменьшению угла курса. Устойчивость на курсе в значительной мере зависит от коэффициента полноты диаметрального батокса в корме  $\sigma_k$  и резко возрастает с его увеличением. Растет она и с увеличением дифферента судна на корму, с увеличением площади рулей, при установке подкилевых стабилизаторов в кормовой части судна.

**Нелинейные методы изучения устойчивости судна на курсе.** Различными исследователями (Г. В. Соболевым, А. Д. Гофманом и др.) было показано, что линейные дифференциальные уравнения (7.28) и (7.29) могут быть использованы для оценки устойчивости или неустойчивости судна на прямом курсе, но для изучения особенностей движения неустойчивого на курсе судна после его ухода с курса они не могут быть применены. С этой целью нужно решать полные нелинейные дифференциальные уравнения движения судна (5.164) с помощью ЭВМ. М. И. Фейгин и М. М. Чиркова предложили метод изучения особенностей движения неустойчивых на курсе судов при относительно небольших перекадках

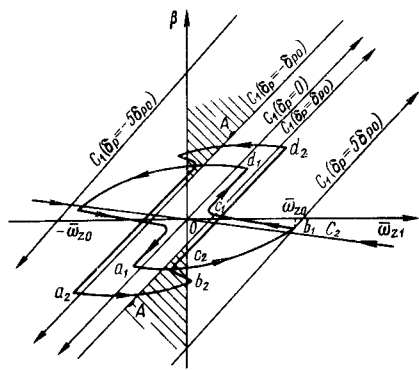


Рис. 7.2. Фазовая плоскость  $\beta - \bar{\omega}_z$  для анализа движения судна:

$a_i - b_i - c_i - d_i$  — ход фазовых траекторий при различных способах перекаладки руля;  $A$  — центр „фазового пятна” — места слияния двух особых точек — седла с одним из узлов при  $\delta_p = \delta_{p,кр}$ ;  $C_1$  — характерное направление „медленных” движений при выходе на циркуляцию;  $C_2$  — сепаратриса, разделяющая две области самопроизвольной циркуляции и определяющая направление „быстрых” движений

руля на основе использования качественной теории дифференциальных уравнений. Разрешив систему уравнений (7.23) относительно  $\frac{d\beta}{d\tau}$  и  $\frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau}$ , получим

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\beta}{d\tau} &= -\frac{1}{m_{22}} (\bar{c}_{21}\beta + \bar{c}_{22}\bar{\omega}_z + \bar{c}_{26}\beta^3 + \bar{c}_{28}\beta\bar{\omega}_z - \\ &- m_p \bar{\delta}_p / \bar{L}_p); \\ \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} &= \frac{1}{m_{66}} (\bar{c}_{31}\beta + \bar{c}_{32}\bar{\omega}_z + \bar{c}_{36}\beta^3 + \bar{c}_{37}\beta^2\bar{\omega}_z + \\ &+ m_p \bar{\delta}_p). \end{aligned} \right\} (7.47)$$

Графическое отображение этой системы на фазовую плоскость  $\beta - \bar{\omega}_z$ , называемое ее фазовым изображением или фазовым портретом, позволяет исследовать свойства системы дифференциальных уравнений (7.23), не прибегая к ее решению. Рассмотрение задачи в общей постановке при большом числе нелинейностей достаточно сложно. М. И. Фейгин и М. М. Чиркова приняли во внимание только одну нелинейность и рассмотрели такую систему:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\beta}{d\tau} &= -\frac{1}{m_{22}} (\bar{c}_{21}\beta + \bar{c}_{22}\bar{\omega}_z + \bar{c}_{23}|\beta| - m_p \bar{\delta}_p / \bar{L}_p); \\ \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} &= \frac{1}{m_{66}} (\bar{c}_{31}\beta + \bar{c}_{32}\bar{\omega}_z + m_p \bar{\delta}_p). \end{aligned} \right\} (7.48)$$

Относительную скорость движения ЦТ судна  $\bar{v}$  принимаем постоянной. На рис. 7.2 показана фазовая плоскость для морского судна, неустойчивого на курсе. Состояние судна в каждый момент времени характе-

ризуется координатами фазовой плоскости  $\beta(\tau)$  и  $\bar{\omega}_z(\tau)$ . Качественную картину поведения судна можно установить, определив количество и тип особых точек этой плоскости, а также поведение фазовых траекторий в их окрестности. Эти фазовые характеристики судна определяются видом диаграммы поворотливости (см. рис. 6.9). Как мы видели выше, при  $\delta_p = 0$  судно имеет два устойчивых (режимы левой и правой самопроизвольной циркуляции) и одно неустойчивое (с координатами  $\beta = \bar{\omega}_z = 0$ ) состояние. На фазовой плоскости им соответствуют три особые точки — две устойчивых — типа узла — и одна неустойчивая  $O$  — седло. Эти точки соответствуют точкам  $A'_2, A'_4$  и  $A'_6$  на диаграмме поворотливости судна. Наличие особой точки типа седла объясняет то, что при отсутствии управления существуют две фазовые полутраектории (сепаратрисы седла)  $C_2$ . Сепаратрисы приводят изображающую точку в соответствии с нулевыми  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ . На рис. 7.2 нанесены также наклонные прямые  $C_1$  для разных углов перекаладки рулей:  $\delta_p = -5\delta_{p0}, \sigma_p = -\delta_{p0}, \delta_p = 0, \delta_p = +\delta_{p0}, \delta_p = +5\delta_{p0}$ , характеризующие направление „медленных” движений судна при выходе на циркуляцию. Хотя состояние  $\beta = \bar{\omega}_z = 0$  и является неустойчивым, время нахождения в нем будет тем больше, чем в меньшую окрестность с нулевыми значениями фазовых координат придет изображающая точка. Это время становится теоретически большим, если движение изображающей точки к началу координат идет точно по сепаратрисе. „Эффект сепаратрисы” может быть использован рулевым при ручном управлении для удержания судна на заданном курсе. С этой целью нужно подавать управляющее воздействие  $\delta_p^*$  в тот момент, когда судно отклонится от заданного состояния на величину, большую допустимой, и прекращать его тогда, когда изображающая точка пересечет сепаратрису. Если ветер, течение и волнение отсутствуют, при таком способе управления устанавливается устойчивый автоколебательный режим с достаточно низкой частотой и небольшой амплитудой изменения  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ .

При увеличении углов перекаладки рулей от нуля особые точки смещаются, и при  $\delta = \delta_{p0}$  происходит слияние одного из узлов с седлом (на диаграмме поворотливости судна — точка  $A'_5$  при  $\delta_p = +\delta_{p0}$  ПБ и  $A'_3$  при  $\delta_p = -\delta_{p0}$  ЛБ). При точном попадании в эту точку фазовые координаты не изменяются, и судно даже при переложении в нужном направлении руля будет продолжать отклоняться от курса. Более того, отрицательное влияние на устойчивость сохранится и в том случае, когда изображающая точка попадает в область, близкую к точке  $A$ , называемую „фазовым пятном”. В этой области скорость движения изображающей точки значительно меньше, чем вне „фазового пятна”. Поэтому рулевой должен так управлять судном, чтобы избежать „эффекта фазового пятна”.

Рассмотрим два примера. На фазовую плоскость нанесены фазовые траектории для двух методов удержания судна на прямом курсе (см. рис. 7.2). Если управлять судном, используя закон, показанный на рис. 7.1,  $a$ , то при изменении угла перекаладки рулей от  $\delta_p = -\delta_{p0}$  до  $\delta_p = +\delta_{p0}$  движение идет по траектории  $a_2 - b_2 - c_2$ . При подходе к линии  $C_1$  ( $\delta_p = \delta_{p0}$ ) изображающая точка попадает в зону „фазового пятна” и ее движение резко замедляется. Практически это означает, что начавшееся

одержание прекращается. Судно вновь начинает отклоняться от курса, несмотря на то, что руль переложено на угол  $\delta_p > \delta_{p0}$ . По этой причине нецелесообразно удерживать движение судна на курсе этим методом, отклоняя руль на очень малые углы.

Чтобы избежать влияние „эффекта фазового пятна”, рекомендуется переключать рули на угол, в 3–5 раз превышающий  $\delta_{p0}$ . При таких углах переключки рулей поведение неустойчивого на курсе судна становится аналогичным поведению устойчивого. На рис. 7.2 под действием кратковременной переключки рулей на угол  $\delta_p = 5\delta_{p0}$  изображающая точка перемещается по траектории  $a_1 - b_1$  из точки  $a_1$  к соответствующей линии  $C_1$  ( $\delta_p = 5\delta_{p0}$ ), лежащей за пределами „фазового пятна”. Чтобы использовать „эффект сепаратрисы”, в момент перехода изображающей точки через сепаратрису  $C_2$  в точке  $b_1$  управляющее воздействие на судно прекращают и начинается движение к особой точке – „седлу” с координатами  $\beta = \bar{\omega}_z = 0$  по траектории  $b_1 - c_1$ , а затем продолжается вдоль линии „медленных” движений  $C_1$  ( $\delta_p = 0$ ) по траектории  $c_1 - a_1$ . В процессе такого движения изображающей точки по фазовой плоскости длительное время угловая скорость вращения судна  $\omega_z$  близка к нулю. Закон переключки рулей в этом случае определяется кривой, приведенной на рис. 7.1, б. Использование такого алгоритма управления при удержании неустойчивого на курсе судна позволяет выйти на режим движения с достаточно низкими частотой и амплитудой рыскания.

### 7.3. Устойчивость движения судна с авторулем

**Авторулевой и его назначение.** Эксплуатационная устойчивость движения судна существенно улучшается при наличии авторулевого. Авторулевой – регулятор, автоматически поддерживающий заданный курс движения судна или по желанию судоводителя изменяющий движение судна по определенному закону. От ручного управления управление с помощью авторулевого отличается значительно большей чувствительностью к изменению характера движения судна, существенно большей быстротой реакции, возможностью реагировать одновременно на изменение нескольких характеристик движения.

В настоящее время авторулевые нашли широкое применение на морских судах и судах смешанного „река–море” плавания, накоплен богатый опыт их проектирования и эксплуатации. Авторулевые могут осуществлять следующие задачи:

- обеспечивать режим стабилизации движения судна на курсе с наименьшими углами рыскания, т. е. четко реагировать на любое отклонение судна от курса и осуществлять переключку рулей по такому закону и на такие углы, чтобы судно возвращалось на заданный курс, одерживать судно от отклонения на противоположный курс таким образом, чтобы это отклонение было минимальным;

- работать в режиме управления, обеспечивая движение судна в соответствии с требованиями эксплуатации или по заданной траектории, или по заранее неизвестному оптимальному закону.

**Режим стабилизации.** Система автоматического управления курсом судов состоит из объекта регулирования – судна и авторулевого-регулятора. Регулируемой величиной является его угол курса  $\chi$ . Управляющее воздействие осуществляется СУ судна.

Общая принципиальная схема авторулевого показана на рис. 7.3. С судном 6 связан авторулевый. Датчик изменения курса 1 служит для непрерывного измерения изменения во времени значения и знака курса. (В качестве такого датчика обычно используют гирокомпас).

Сигналы датчика курса, измеряющего значение рассогласования – отклонения угла курса от заданного значения, поступают на дифференциальный элемент 2. На этот же элемент поступают сигналы и от датчика обратной связи 9, например от датчика переключки руля. На элементе 2 сигналы прямой и обратной связей суммируются и передаются на преобразующий элемент 3, который приводит сигналы различной физической природы к одному виду, а также изменяет масштабы преобразуемых величин. С преобразующего элемента 3 сигнал передается на усилитель мощности 4, который приводит в действие исполнительный механизм 5 СУ движения судна (рулей, поворотных насадок и др.). Исполнительный механизм, получив сигнал определенных интенсивности и направления, возвращает судно на первоначальный курс. В системе авторулевого-регулятора важную роль имеют и основная 7 и дополнительная (внутренняя) 8 обратные связи. С помощью основной обратной связи на датчик курса и дифференциальный элемент передаются сигналы, которые характеризуют как отклонение судна от курса, вызванные внешними силами, так и поворот судна, обусловленный переключкой руля и уменьшающий сигнал рассогласования чувствительного элемента. Дополнительная обратная связь, в которую включается датчик 9, изменяет сигнал рассогласования на входе усилителя.

При проектировании авторулевых необходимы математическая модель движения судна и детальный учет внешних факторов, влияющих на его ходкость и управляемость. В общем случае движения судна в условиях ветра, волнения и течения в качестве математической модели нужно использовать систему дифференциальных уравнений (5.163). При этом процесс удержания судна на курсе осуществляется по одному или нескольким законам регулирования, в которые входят угол курса и его производные, а также критерии качества управления (обеспечение устойчивости движения судна на курсе, минимум времени переходного процесса и др.). Различные системы авторулевых, используемые на судах морского флота, и применяемые законы их регулирования подробно рассмотрены в литературе [52].

Исследование устойчивости судна с авторулем производится, по существу, теми же методами, что и исследование судна с рулевым. Основной трудностью также является установление закона регулирования – функции  $F(\chi)$ . Если принцип действия авторулевого основывается на использовании зависимости (7.40), при которой авторулевой

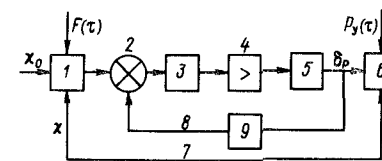


Рис. 7.3. Схема авторулевого

реагирует на возмущения угла курса без запаздывания, то такой авторулевой называют „идеальным”. Однако рулевые приводы обладают инерционностью, и перекладка рулей не может быть осуществлена мгновенно. На преобразование обнаруженного сигнала отклонения от курса в выходной сигнал исполнительному элементу – рулевой машине – также требуется время. Поэтому закон регулирования устанавливают с учетом времени запаздывания  $t_3$ . Приближенно можно принять, что скорость перекладки рулей пропорциональна разности между мгновенным углом перекладки рулей  $\delta_p$  и требуемым углом перекладки  $\delta_p^*$ :

$$\frac{d\delta_p}{d\tau} = \frac{1}{\tau_3} (\delta_p^* - \delta_p), \quad (7.49)$$

откуда

$$\delta_p^* = \delta_p + \tau_3 \frac{d\delta_p}{d\tau}. \quad (7.50)$$

Анализ запаздывания позволяет записать закон регулирования для авторулевых в таком виде:

$$\delta_p^* = -\gamma_0 \chi - \gamma_1 \frac{d\chi}{d\tau} - \gamma_f \int \chi d\tau, \quad (7.51)$$

в котором постоянные  $\gamma_0$ ,  $\gamma_1$ ,  $\gamma_f$  называют передаточными числами авторулевого. Наличие в структуре равенства (7.51) члена, пропорционального углу курса  $\chi$ , обеспечивает возможность удержания судна на прямом курсе  $\chi^* = \chi$ . Содержание слагаемого, пропорционального производной

от угла курса  $\frac{d\chi}{d\tau}$ , позволяет уменьшить амплитуду колебаний и время

приведения судна на курс. Включение в уравнение авторулевого интегрального компонента дает возможность корректировать курс судна с учетом несимметричного рыскания, вызванного влиянием ветра, течения, волнения, работой гребного винта. Передаточные числа авторулевого  $\gamma_0$ ,  $\gamma_1$ ,  $\gamma_f$  должны быть соответствующим образом подобраны. Закон регулирования (7.51) широко используют при проектировании авторулевых.

Рассмотрим условия устойчивости движения судна, оборудованного авторулевым, на прямом курсе, применяя закон регулирования (7.49) в линейной постановке. Положим сначала  $\gamma_f = 0$ . Углы курса  $\chi$  и угловые скорости вращения судна  $\bar{\omega}_z = d\chi/d\tau$  полагаем малыми. Для анализа используем линейное дифференциальное уравнение относительно угла курса  $\chi$  (7.35). Подставляя в это уравнение зависимость (7.51), приводим его к такому виду:

$$\frac{d^3 \chi}{d\tau^3} + b_1 \frac{d^2 \chi}{d\tau^2} + b_2 \frac{d\chi}{d\tau} + b_3 \chi = 0, \quad (7.52)$$

где

$$b_1 = 2p + s_{31} \gamma_1; \quad b_2 = q + s_{31} \gamma_0; \quad b_3 = \gamma_0 s_{32}. \quad (7.53)$$

Характеристическое уравнение дифференциального уравнения (7.52) имеет следующий вид:

$$\lambda^3 + b_1 \lambda^2 + b_2 \lambda + b_3 = 0. \quad (7.54)$$

Условиями устойчивости движения судна, оборудованного авторулевым, согласно критерию Гурвица являются следующие неравенства:

$$b_1 > 0; \quad b_2 > 0; \quad b_1 b_2 - b_3 > 0. \quad (7.55)$$

Таким образом, как видно из равенств (7.53), использование авторулевого изменяет критерий устойчивости  $q$  и величину  $2p$ , определяющую демпфирующие свойства системы. Они заменяются на  $b_1$  и  $b_2$ . В уравнении (7.54) появляется свободный член  $b_3$ , и его нулевой корень отсутствует. Это означает, что при работе авторулевого можно обеспечить асимптотическую устойчивость судна на курсе. Если же в законе регулирования (7.51) исключить член, содержащий угол курса ( $\gamma_0 = 0$ ,  $\gamma_1 \neq 0$ ), то  $b_3 = 0$ , характеристическое уравнение (7.54) имеет нулевой корень и асимптотической устойчивости достичь не удается. Для „идеального” рулевого ( $\gamma_1 = 0$ ) условия устойчивости на курсе с учетом равенств (7.53) приводятся к одному условию:

$$\gamma_0 > 2pq / (2ps_{31} + s_{32}). \quad (7.56)$$

Минимальное передаточное число „идеального” авторулевого получим, если неравенство (7.56) заменим равенством

$$\gamma_{0 \min} = 2pq / (2ps_{31} + s_{32}). \quad (7.57)$$

Если в законе регулирования (7.51) учесть интегральный член, то, полагая  $\bar{\chi} = d\chi/d\tau$ , уравнение (7.52) можно преобразовать в дифференциальное уравнение четвертого порядка, характеристическое уравнение которого запишется следующим образом:

$$\lambda^4 + \bar{A}_1 \lambda^3 + \bar{B}_1 \lambda^2 + \bar{C}_1 \lambda + \bar{D}_1 = 0, \quad (7.58)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \bar{A}_1 &= 2p + s_{31} \gamma_1; & \bar{B}_1 &= q + \gamma_0 s_{31} + \gamma_1 s_{32}; & \bar{C}_1 &= \gamma_f s_{31} + \gamma_0 s_{32}; \\ \bar{D}_1 &= s_{32} \gamma_f. \end{aligned} \right\} \quad (7.59)$$

Подбор коэффициентов регулирования и в этом случае должен гарантировать отсутствие колебательных процессов при регулировании. Методика такого подбора разработана Г. В. Соболевым [56].

**Режим управления.** Регуляторы курса судна все шире используют тогда, когда нужно обеспечить движение судна на заданной траектории. Для морских судов такая необходимость возникает при плавании в узкостях и каналах, а для судов внутреннего и смешанного плавания — при движении по речному фарватеру, по искривленным трассам на водохранилищах. Возможность автоматизации процесса управления движением судна определяется наличием навигационных систем, которые позволяют определять положение судна относительно земной поверхности или заданной траектории. К таким системам относят высокоточные радионавигационные системы, береговые радиолокационные станции с устройствами для передачи информации на суда, инерционные навигационные системы и др. В последние годы разработаны оптимальные регуляторы режимов движения судна, основанные на свойстве авторулевых реагировать на изменение одновременно нескольких параметров. В системе их регулирования учитываются не только критерии изменения курса и угловой скорости, параметры заданной траектории, но и критерии минимизации расхода топлива, минимизации приведенных затрат на протяжении всего рейса судна или только на его определенном участке. Предложены специальные приборы — оптимизаторы режимов работы судна.

#### 7. 4. Инерционные характеристики судна на прямом курсе

**Общие определения.** При движении на прямом курсе по речному фарватеру судно практически непрерывно маневрирует, режим работы его судового комплекса изменяется. Можно выделить следующие основные маневры, выполняемые в условиях прямолинейного движения.

**Разгон** — увеличение скорости движения судна. Разгон может быть полным или частичным. Разгон называют *полным*, если в процессе разгона скорость возрастает от нуля до номинальной скорости установившегося движения на прямом курсе  $v_0$ . Путь, пройденный судном при полном разгоне, — *полный выбег*. При увеличении скорости движения от нуля до скорости, меньшей скорости  $v_0$ , разгон и выбег именуют *частичными от нуля*. Если же начальная скорость при разгоне отлична от нулевой, то разгон и выбег называют *частичными по скорости*.

Расстояние, проходимое судном от момента остановки двигателей до остановки судна, — *инерционный выбег*. Если двигатели выключают при номинальном режиме на максимальной скорости движения судна  $v_0$ , то говорят о *полном инерционном выбеге*. Если же начальная скорость движения судна на прямом курсе отлична от нуля, то выбег именуют *частичным инерционным*.

**Подтормаживание** — уменьшение скорости движения судна за счет уменьшения частоты вращения гребных винтов.

**Торможение** — остановка судна за счет работы гребных винтов на ЗХ. Торможение называют *полным*, если первоначальная скорость движения судна была максимальной.

**Реверс судна** — изменение направления движения судна с ПХ. Если реверс произведен с полного ПХ на полный ЗХ, его называют *полным*.

Характеристики разгона, инерционного выбега, подтормаживания торможения и реверса — инерционные свойства судна. Если устойчивость движения судна на курсе обеспечивается с помощью перекладки рулей или использования авторулевого, то теоретической основой для исследования инерционных свойств судна является система дифференциальных уравнений, которая получается из системы (5.164) при  $\beta = \omega_z = 0$ :

$$\left. \begin{aligned} m_{11} \frac{d\bar{v}}{d\tau} &= z_B (\bar{a}_{11} \bar{n}^2 + b_{11} \bar{n} \bar{v} + c_{11} \bar{v}^2) k_{10} - k_{10} \bar{v}^2; \\ \bar{m}_{дв} - \bar{m}_B - \bar{m}_{тр} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (7.60)$$

**Исследование разгона судна.** Пусть судовые двигатели работают на одинаковых режимах с частотой вращения  $n_1$  и обеспечивают судну скорость на прямом курсе, равную  $v_1$ . Желая увеличить скорость движения судна до  $v_2$ , увеличивают частоту вращения винтов до  $n_2$ . Если известны скорости  $v_1$  и  $v_2$ , то соответствующие им частоты вращения  $n_1$  и  $n_2$  могут быть найдены по ходовой характеристике винта (см. рис. 5.3).

В первый период после изменения режима работы двигателей происходит быстрое нарастание частоты вращения винтов при относительно небольшом изменении скорости движения судна. Этот период заканчивается тогда, когда момент на валу двигателя (с учетом трения)  $M_{дв}$  практически сравнивается с моментом на валу гребного винта  $M_B$ . Продолжительность этого периода — несколько секунд. Поэтому первый период можно из рассмотрения опустить.

Во втором периоде частоту вращения винтов с достаточным для практики приближением можно принять постоянной и равной  $n_2$ . Скорость движения судна будет возрастать от  $v_1$  до  $v_2$ . Тогда движение судна при разгоне будет определяться первым из уравнений (7.60), которое примет такой вид:

$$\frac{d\bar{v}}{d\tau} = \bar{a} \bar{v}^2 + \bar{b} \bar{v} + \bar{c}, \quad (7.61)$$

$$\text{где} \quad \bar{a} = \frac{(z_B \bar{c}_{11} - 1) k_{10}}{m_{11}}; \quad \bar{b} = \frac{z_B \bar{b}_{11} k_{10}}{m_{11}} \bar{n}_2; \quad \bar{c} = \frac{z_B \bar{a}_{11} k_{10}}{m_{11}} \bar{n}_2^2 \quad (7.62)$$

Проведем интегрирование дифференциального уравнения с разделяющимися переменными (7.61) при условии, что в начальный момент ( $\tau = 0$ ), когда было принято решение об изменении режима работы двигателей, относительная скорость движения судна равна  $\bar{v}_1$ :

$$\tau = \frac{2}{\sqrt{-\Delta}} \left[ \text{arth} \frac{2\bar{a}\bar{v}_1 + \bar{b}}{\sqrt{-\Delta}} - \text{arth} \frac{2\bar{a}\bar{v} + \bar{b}}{\sqrt{-\Delta}} \right], \quad (7.63)$$

где

$$\Delta = 4\bar{a}\bar{c} - \bar{b}^2 < 0. \quad (7.64)$$

Безразмерное время, необходимое для изменения скорости движения судна от  $v_1$  до  $v_2$ , равно

$$\tau_p = \frac{2}{\sqrt{-\Delta}} \left[ \operatorname{arth} \frac{2\bar{a}\bar{v}_1 + \bar{b}}{\sqrt{-\Delta}} - \operatorname{arth} \frac{2\bar{a}\bar{v}_2 + \bar{b}}{\sqrt{-\Delta}} \right]. \quad (7.65)$$

Из равенства (7.63) находим выражение для скорости движения судна

$$\bar{v}_p = \frac{1}{2\bar{a}} \left\{ \sqrt{-\Delta} \operatorname{th} \left[ \operatorname{arth} \frac{2\bar{a}\bar{v}_1 + \bar{b}}{\sqrt{-\Delta}} - \frac{\sqrt{-\Delta}\tau}{2} \right] - \bar{b} \right\}. \quad (7.66)$$

Тогда относительный путь, пройденный судном при изменении скорости от  $\bar{v}_1$  (при  $\tau=0$ ) до произвольной скорости  $\bar{v}$ , будет равен

$$\bar{S}_{p.c} = \frac{S_{p.c}}{L} = \int_0^\tau \bar{v} d\tau = -\frac{1}{\bar{a}} \ln \frac{\operatorname{ch} \left[ \operatorname{arth} \frac{2\bar{a}\bar{v}_1 + \bar{b}}{\sqrt{-\Delta}} - \frac{\sqrt{-\Delta}\tau}{2} \right]}{\operatorname{ch} \left[ \operatorname{arth} \frac{2\bar{a}\bar{v}_1 + \bar{b}}{\sqrt{-\Delta}} \right]} - \frac{\bar{b}}{2\bar{a}} \tau. \quad (7.67)$$

Относительный путь, пройденный судном при изменении скорости судна от  $\bar{v}_1$  до  $\bar{v}_2$ , равен

$$\bar{S}_p = -\frac{1}{\bar{a}} \ln \frac{\operatorname{ch} \left[ \operatorname{arth} \frac{2\bar{a}\bar{v}_1 + \bar{b}}{\sqrt{-\Delta}} - \frac{\tau_2\sqrt{-\Delta}}{2} \right]}{\operatorname{ch} \left[ \operatorname{arth} \frac{2\bar{a}\bar{v}_1 + \bar{b}}{\sqrt{-\Delta}} \right]} - \frac{\bar{b}}{2\bar{a}} \tau_2. \quad (7.68)$$

Из полученных выражений можно легко найти время  $\tau_{пр}$  и путь  $\bar{S}_{пр}$  полного разгона судна при изменении скорости от  $\bar{v}_1=0$  до  $\bar{v}_2=1$ :

$$\left. \begin{aligned} \tau_{пр} &= \frac{2}{\sqrt{-\Delta}} \left[ \operatorname{arth} \frac{\bar{b}}{\sqrt{-\Delta}} - \operatorname{arth} \frac{2\bar{a} + \bar{b}}{\sqrt{-\Delta}} \right]; \\ \bar{S}_{пр} &= -\frac{1}{2\bar{a}} \ln \frac{\operatorname{ch} \left[ \operatorname{arth} \frac{\bar{b}}{\sqrt{-\Delta}} - \frac{\sqrt{-\Delta}}{2} \tau_{пр} \right]}{\operatorname{ch} \left[ \operatorname{arth} \frac{\bar{b}}{\sqrt{-\Delta}} \right]} - \frac{\bar{b}}{2\bar{a}} \tau_{пр}. \end{aligned} \right\} (7.69)$$

**Инерционный выбег.** Выключение главных двигателей с последующим движением судна по инерции является наиболее простым способом остановки судна. Оно может быть использовано тогда, когда акватория достаточна для инерционного выбега, судоводитель располагает временем,

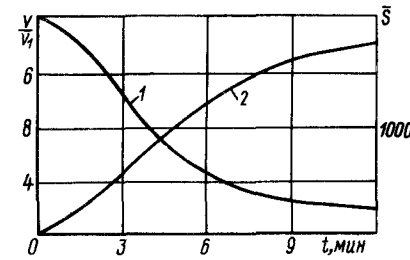


Рис. 7.4. Характеристики инерционного выбега теплохода „Октябрьская революция“:

1 – относительная скорость; 2 – путь, пройденный судном

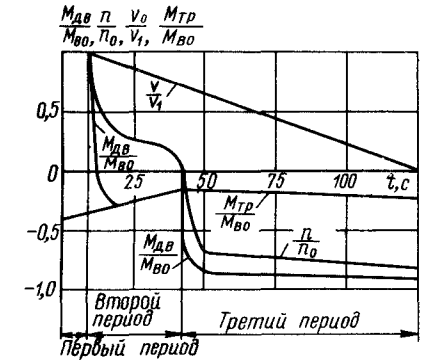


Рис. 7.5. Характеристики торможения судна

а путевая и метеорологическая обстановки не создают угрозы безопасности судна.

Первый период инерционного выбега – *период выполнения команды*. Если первоначальная скорость судна  $v_1$ , а продолжительность периода выполнения команды  $t_1 = 4 \div 6$  с, то за это время судно пройдет путь, равный

$$S_{в.к} = v_1 t_1. \quad (7.70)$$

Второй период – *период замедленного движения судна*. Он начинается с момента прекращения подачи топлива в главные двигатели. Движение судна тормозится сопротивлением воды и винтов. Дифференциальное уравнение движения судна в этот период при  $n=0$  имеет такой вид:

$$m_{11} \frac{d\bar{v}}{d\tau} = (z_{в}\bar{c}_{11} - 1)k_{10}\bar{v}^2. \quad (7.71)$$

Решаем его при начальной скорости  $v_1$ :

$$\bar{v} = \frac{m_{11}\bar{v}_1}{m_{11} - (z_{в}\bar{c}_{11} - 1)k_{10}\bar{v}_1\tau}. \quad (7.72)$$

Тогда путь, проходимый судном во втором периоде выбега, равен

$$\bar{S} = \int_0^\tau \bar{v} d\tau = -\frac{m_{11}}{(z_{в}\bar{c}_{11} - 1)k_{10}} \ln \frac{\bar{v}_1}{\bar{v}}. \quad (7.73)$$

На рис. 7.4 показано, как изменяются относительная скорость  $\bar{v}/\bar{v}_1$  и путь  $\bar{S}$ , пройденный теплоходом „Октябрьская революция“ по инерции

с момента остановки двигателей. Из рисунка видно, что в начальный период инерционного выбега скорость движения судна резко падает, а затем асимптотически уменьшается до нуля.

Из формулы (7.72) видно, что судно до остановки будет двигаться бесконечно долго ( $\bar{v} \rightarrow 0$  при  $\tau \rightarrow \infty$ ).

Однако на практике судно останавливается значительно раньше, чем это получается из уравнения (7.73). При определении пути, пройденного судном по инерции, момент остановки судна фиксируется не при скорости, равной нулю, а при некоторой конечной, но малой скорости  $\Delta v \ll v_1$ . Обычно принимают  $\Delta v = 0,05 v_1$ . Тогда путь, пройденный судном до остановки, равен

$$\bar{S}_{н.в} = \frac{m_{11}}{k_{10} (1 - z_B \bar{c}_{11})} \ln 20 = \frac{3m_{11}}{k_{10} (1 - z_B \bar{c}_{11})}. \quad (7.74)$$

Сложив выражения (7.70) и (7.74), получим формулу для определения полного инерционного выбега:

$$S_{и.в.п} = v_1 \tau_1 + \frac{3m_{11}L}{k_{10} (1 - z_B \bar{c}_{11})}. \quad (7.75)$$

**Подтормаживание движения судна.** Оно осуществляется за счет уменьшения частоты вращения гребных винтов и часто используется судоводителями при маневрировании судна. Уравнением скорости движения судна при подтормаживании является уравнение (7.61), но в нем  $\bar{v} < \bar{v}_1$ ,  $\bar{n}_2 < \bar{n}_1$  и  $\Delta = 4\bar{a}\bar{c} - \bar{b}^2 > 0$ . Решая уравнение (7.61) при начальной скорости  $v_1$ , находим время, необходимое для подтормаживания судна и снижения его скорости  $v_1$  до скорости  $v_2$ :

$$\tau_{пт} = \frac{2}{\sqrt{\Delta}} \arctg \frac{2\bar{a}\bar{v}_1 + \bar{b}}{\sqrt{\Delta}} - \arctg \frac{2\bar{a}\bar{v}_2 + \bar{b}}{\sqrt{\Delta}}. \quad (7.76)$$

Путь, проходимый судном при подтормаживании, равен

$$\bar{S}_{пт} = -\frac{1}{\bar{a}} \ln \frac{\cos \left( \arctg \frac{2\bar{a}\bar{v}_1 + \bar{b}}{\sqrt{\Delta}} - \frac{\sqrt{\Delta}}{2} \tau_{пт} \right)}{\cos \left( \arctg \frac{2\bar{a}\bar{v}_1 + \bar{b}}{\sqrt{\Delta}} \right)} - \frac{\bar{b}}{2\bar{a}} \tau_{пт}. \quad (7.77)$$

**Торможение и реверс судна.** Остановка судна при торможении достигается за счет реверсирования работы гребных винтов с ПХ на ЗХ. Маневр торможения разбивается на три периода: период выполнения команды, период остановки винта, период реверсирования винта и остановки судна (рис. 7.5).

Первый период, продолжающийся от момента подачи команды „Стоп” до момента ее исполнения, длится  $t_1 = 4 \div 6$  с. При начальной скорости движения судна  $v_1$  путь  $S_{в.к}$ , проходимый судном в первом периоде, определится по формуле (7.70).

Второй период начинается с момента прекращения подачи топлива в цилиндры двигателей и заканчивается остановкой винта. В начале этого периода момент  $M_{дв}$ , создаваемый двигателем, резко падает до нуля, а частота вращения винта быстро уменьшается. Продолжительность второго периода можно найти из второго уравнения системы (7.62), если в нем приближенно положить  $m_{дв} - m_{тр} = 0$  и переписать его так:

$$m_{в.н} \frac{d\bar{n}}{d\tau} = -(\bar{a}_{21} \bar{n}^2 + \bar{b}_{21} \bar{n}\bar{v} + \bar{c}_{21} \bar{v}^2). \quad (7.78)$$

Положим, что скорость движения судна на протяжении этого периода изменилась мало. Примем ее постоянной и равной начальной скорости движения судна  $v_1$ . Решая уравнение (7.78) как уравнение с разделяющимися переменными в пределах от  $\bar{n} = \bar{n}_1$  при  $\tau = 0$  до  $\bar{n} = \bar{n}_2 = 0$  при  $\tau = \tau_2$ , находим время остановки винта

$$\tau_2 = -\frac{\bar{m}_{в.н}}{\bar{v}_1 \sqrt{4\bar{a}_{21}\bar{c}_{21} - \bar{b}_{21}^2}} \left( \arctg \frac{\bar{b}_{21}\bar{v}_1 + 2\bar{a}_{21}\bar{n}_1}{\bar{v}_1 \sqrt{4\bar{a}_{21}\bar{c}_{21} - \bar{b}_{21}^2}} - \arctg \frac{\bar{b}_{21}}{\sqrt{4\bar{a}_{21}\bar{c}_{21} - \bar{b}_{21}^2}} \right). \quad (7.79)$$

Тогда скорость движения судна к концу второго периода определится по формуле (7.72), путь  $S_{н.в}$ , проходимый судном, — по формуле (7.74).

Третий период начинается с момента остановки винта и продолжается до момента остановки судна. Гребные винты работают на ЗХ и в выражении для упора винта, входящем в правую часть первого из уравнений (7.62), следует вместо коэффициентов ПХ  $\bar{a}_{11}$ ,  $\bar{b}_{11}$ ,  $\bar{c}_{11}$  использовать коэффициенты, определяемые при вращении винта на ЗХ,  $\bar{a}'_{11}$ ,  $\bar{b}'_{11}$  и  $\bar{c}'_{11}$ . Выражения для определения времени периода  $\tau_3$  и пути  $\bar{S}_{т.в}$ , пройденного судном, запишутся на основании равенств (7.76) и (7.77) следующим образом:

$$\tau_3 = \frac{2}{\sqrt{\Delta_1}} \left( \arctg \frac{2\bar{a}'\bar{v}_2 + \bar{b}'}{\sqrt{\Delta_1}} - \arctg \frac{\bar{b}'}{\sqrt{\Delta_1}} \right); \quad (7.80)$$

$$\bar{S}_{т.в} = -\frac{1}{\bar{a}'} \ln \frac{\cos \left( \arctg \frac{2\bar{a}'\bar{v}_2 + \bar{b}'}{\sqrt{\Delta_1}} - \frac{\sqrt{\Delta_1}}{2} \tau_3 \right)}{\cos \left( \arctg \frac{2\bar{a}'\bar{v}_2 + \bar{b}'}{\sqrt{\Delta_1}} \right)} - \frac{\bar{b}'}{2\bar{a}'} \tau_3, \quad (7.81)$$

где

$$a' = \frac{z_B \bar{c}'_{11}}{m_{11}} - k_{10}; \quad b' = \frac{z_B \bar{b}'_{11}}{m_{11}} \bar{n}_2;$$

$$c' = \frac{z_B \bar{c}'_{11}}{m_{11}} \bar{n}_2^2; \quad \Delta_1 = 4a'b'c' - b'^2 > 0. \quad (7.82)$$

И окончательно, время торможения судна равно

$$T_1 = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3, \quad (7.83)$$

а путь, проходимый судном при торможении, —

$$S_T = S_{в.к} + S_{п.в} + S_{т.в}. \quad (7.84)$$

**Реверс судна.** Этот маневр начинается тотчас же по окончании маневра торможения. В момент остановки судна при торможении гребные винты работают на ЗХ, а скорость движения судна равна нулю. Поэтому при реверсе судно, увеличивая скорость, будет двигаться ЗХ, осуществляя разбег на ЗХ. Характеристики ускоренного движения судна при разгоне на ЗХ определяют по формулам (7.65)–(7.67), в которых коэффициенты упора гребного винта  $\bar{a}_{11}$ ,  $\bar{b}_{11}$  и  $\bar{c}_{11}$  заменяют на  $\bar{a}'_{11}$ ,  $\bar{b}'_{11}$  и  $\bar{c}'_{11}$  и подставляют сопротивление воды движению судна для ЗХ.

Определенные Н. Ф. Соларевым инерционные характеристики ряда пассажирских и грузовых судов внутреннего плавания приведены в табл. 7.1 и 7.2 соответственно. Как видно из этих таблиц, пути и время, потребное для выполнения торможения, выбега и разгона, существенно

Таблица 7.1. Инерционные характеристики пассажирских судов внутреннего плавания

Судно	Мощность двигателей, кВт (л.с.)	Скорость движения, км/ч	Весовое водоизмещение, т	Торможение		Выбег		Разгон	
				Путь, м	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м	Время, с
„Ленин”	2021 (2750)	26,0	2080	530	138	1730	552	982	198
„Октябрьская революция”	1158 (1575)	25,0	1600	530	144	1650	552	1010	210
„Родина”	822 (1200)	22,0	1337	445	138	1410	532	870	210
„Ангара”	588 (800)	20,0	753	320	108	975	414	600	156
„Россия”	375 (510)	19,2	1002	450	162	1450	654	920	252
„Москвич”	110 (150)	19,0	54	120	42	500	240	270	78

Таблица 7.2. Инерционные характеристики грузовых судов внутреннего плавания

Судно	Мощность главных двигателей, кВт (л.с.)	Грузоподъемность, т	Загрузка судна	Торможение		Выбег		Разгон	
				Путь, м	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м	Время, с
„Волго-Дон”	1470 (2000)	5000	Порожнем В грузу	293 620	90 210	865 2110	330 858	521 1350	126 348
„Профессор Керичев”	735 (1000)	2700	Порожнем В грузу	332 567	120 216	1044 1960	456 918	635 1275	174 372
„Шестая пятилетка”	735 (1000)	2700	Порожнем В грузу	300 515	96 180	923 1840	374 798	542 1130	138 306
„Большая Волга”	588 ( 800)	2000	Порожнем В грузу	310 572	102 210	935 1930	378 822	564 1190	164 318
Теплоход СТ-600	220 ( 300)	600	Порожнем В грузу	243 366	90 156	589 1235	270 654	354 780	102 258
Теплоход СТ-300	110 ( 150)	250	Порожнем В грузу	179 270	78 132	543 870	282 522	275 558	90 210



увеличиваются при увеличении водоизмещения и мощности главных двигателей судов и при увеличении загрузки грузовых транспортных судов.

Инерционные характеристики судна изменяются при эксплуатации судна в условиях мелководья. Поскольку сопротивление воды движению судна при движении на мелкой воде увеличивается, возрастают путь и время разгона судна, а характеристики инерционного выбега и торможения уменьшаются. Чтобы учесть это влияние, при скоростях движения судна на мелководье  $v < 0,6 \sqrt{qH_{\Phi}}$ , характерных для транспортных судов, можно считать, что мелководье не оказывает влияния на характеристики гребного винта  $\bar{a}_{11}$ ,  $b_{11}$ ,  $\bar{c}_{11}$  и определять коэффициент сопротивления  $k_{10}$  с учетом мелководья по формуле В. А. Лесюкова:

$$k_{10M} = k_{10} [1 + 1,1 (T/H_{\Phi})^2 (1 - T/H_{\Phi})^{-0,2}]. \quad (7.85)$$

### 7.5. Влияние режима работы судового комплекса на устойчивость движения судна на прямом курсе

Опыт эксплуатации и специально поставленные натурные исследования показали, что с изменением режима работы двигателей и уменьшением скорости устойчивость судна на прямом курсе ухудшается и оно может потерять управляемость.

На рис. 7.6 показан случай потери устойчивости на курсе пассажирского теплохода типа „Родина“, наблюдавшийся во время его испытаний на Горьковском водохранилище при отсутствии ветра, волнения и течения. После выключения главных двигателей и движения судна по инерции теплоход ушел с курса на ЛБ и остановился под углом к первоначальному курсу.

Достаточно большое количество аварий и аварийных происшествий происходит из-за того, что судно теряет устойчивость на курсе при торможении.

Чтобы выяснить особенности влияния режима работы судового комплекса на устойчивость движения судна на курсе, обратимся к критерию (7.22). Учитывая равенство (5.161) и пренебрегая влиянием боковой силы винтов ( $t_{By} = 0$ ), перепишем этот критерий так:

$$k_{21}k_{32} - k_{31}k_{22} - \kappa_K (r_{21}\bar{n}\bar{v} + r_{22}\bar{v}^2) [(k_{21}\bar{L}_p - k_{32}) + (k_{31} - k_{22}\bar{L}_p)] > 0. \quad (7.86)$$

Поскольку  $k_{21} > 0$ ,  $k_{31} > 0$ ,  $k_{22} < 0$  и  $k_{32} < 0$ , выражение в квадратных скобках в неравенстве (7.86) положительно. Поэтому это неравенство можно переписать так:

$$\frac{k_{21}k_{32} - k_{31}k_{22}}{(k_{21}\bar{L}_p - k_{32}) + (k_{31} - k_{22}\bar{L}_p)} + m_p \kappa_K (r_{21}\bar{n}\bar{v} + r_{22}\bar{v}^2) > 0. \quad (7.87)$$

Первое из слагаемых левой части неравенства (7.87) зависит только от гидродинамических характеристик корпуса судна и определяет устойчивость на курсе судна при неработающих СУ его движением. Второе слагаемое учитывает влияние на устойчивость судна на курсе этих СУ при  $\delta_p = 0$ . Поскольку, как мы видели выше,  $r_{21} > 0$ ,  $r_{22} > 0$ , а  $\kappa_K > 0$ , второе слагаемое при движении судна прямым курсом на ПХ ( $\bar{v} > 0$ ,  $\bar{n} > 0$ ) всегда положительно. Это означает, что работающий за кормой судна ДРК обладает стабилизирующим воздействием. В связи с тем что второе слагаемое связано с  $\bar{v}$  и  $\bar{n}$ , его значение зависит не только от режима работы гребных винтов, их частот вращения, но и от скорости движения судна, размещения винта и руля за корпусом судна, их взаимодействия и многих других факторов, учитываемых коэффициентами  $\kappa_K$  и  $\kappa_B = (r_{21}\bar{n}\bar{v} + r_{22}\bar{v}^2)$ .

Рассмотрим, как изменяется устойчивость судна на курсе при разгоне, торможении и инерционном выбеге. Первое слагаемое в левой части неравенства (7.87) и коэффициент  $\kappa_K$  не зависят от режима судового комплекса. Второе слагаемое зависит от относительной скорости движения судна  $\bar{v}$  и относительной частоты вращения  $\bar{n}$ . При разгоне судна  $\bar{v}$  и  $\bar{n}$  увеличиваются, второе слагаемое возрастает, стабилизирующее воздействие СУ также усиливается и устойчивость судна на курсе улучшается. Наоборот, при торможении  $\bar{n}$ ,  $\bar{v}$  и второе слагаемое уменьшаются, а устойчивость движения судна на прямом курсе ухудшается. Особенно заметно ухудшение устойчивости на курсе при инерционном выбеге, когда  $\bar{n} = 0$  и относительная скорость  $\bar{v}$  резко падает. В этом случае второе слагаемое в неравенстве (7.88) также резко уменьшается, стабилизирующее воздействие ДРК при выбеге падает до нуля при остановке судна ( $\bar{v} = 0$ ) и устойчивость на курсе определяется только первым слагаемым неравенства (7.88).

Таким образом, при разгоне устойчивость движения судна на курсе улучшается, а при торможении и особенно при инерционном выбеге ухудшается. Это является одной из причин потери управляемости судов при подходе их к причалам, когда скорость судна резко падает, частота вращения винтов невелика или они совсем остановлены. Потеря управляемости судов при привалах особенно характерна для судов, оборудованных комплексами ВПНС.

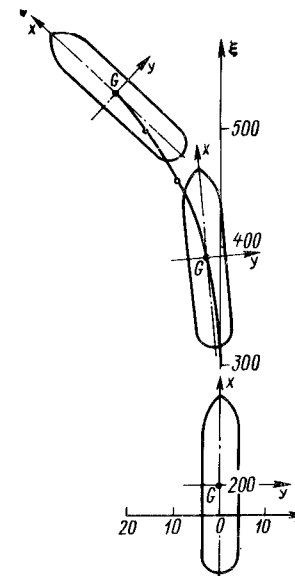


Рис. 7.6. Потеря устойчивости на курсе пассажирского теплохода при инерционном выбеге

Если ДРК не работает, то критерий устойчивости на курсе запишется так:

$$k_{21}k_{32} - k_{31}k_{22} > 0. \quad (7.88)$$

Его анализ позволяет сделать вывод о том, что увеличение коэффициента полноты водоизмещения  $\delta$  и относительной ширины корпуса судна  $B/T$  ухудшает устойчивость движения судна на прямом курсе, а увеличение коэффициента  $\sigma_d$ , относительной осадки  $T/L$  и дифферента судна на корму улучшает. Это объясняет одну из основных причин недостаточной устойчивости на курсе судов внутреннего плавания, отличающихся большими  $\delta$  и  $B/T$ .

Заметим, что при анализе устойчивости необходимо учитывать влияние боковых сил на гребных винтах. Если судно имеет два винта противоположного вращения с одинаковыми частотами вращения, то создаваемые каждым из них при движении судна на прямом курсе боковые гидродинамические силы будут равны по значению и противоположны по знаку, т. е. они компенсируют друг друга. Если же число винтов на судне нечетно, то боковые силы, индуцируемые каждой парой бортовых винтов, компенсируют друг друга, а винт, работающий в ДП, создает боковую дестабилизирующую движение судна на прямом курсе силу. Чтобы обеспечить в этом случае эксплуатационную устойчивость судна, необходима перекладка рулей на некоторый, обычно небольшой угол.

## 7.6. Движение судна на прямом курсе ЗХ

Управляемость судов при ЗХ всегда хуже, чем их управляемость при движении ПХ. Это объясняется несколькими причинами.

На рис. 7.7 даны схемы сил и моментов, действующих на судно, при движении ПХ и ЗХ. Как видно из рисунка, при движении судна на ПХ моменты относительно оси  $Gz$  сил давления воды на рули  $z_p Y_p L_p$  и поперечной составляющей гидродинамических вязкостных сил на корпусе судна  $M_k$  одинаково направлены, складываются и способствуют повороту. При движении судна на ЗХ эти моменты противоположны по знаку, вычитаются и суммарный поворачивающий судно момент будет значительно меньше. Иначе говоря, на ЗХ гидродинамические силы, действующие на корпус судна, уменьшают поворачивающий момент, создаваемый СУ. Направление вращения судна будет зависеть от соотношения этих моментов. Если  $z_p Y_p L_p > M_k$ , то судно поворачивается в сторону перекадки рулей. В этом случае говорят, что оно обладает прямой управляемостью на ЗХ. Если  $z_p Y_p L_p < M_k$ , судно поворачивается в сторону, обратную перекадке рулей, т. е. оно обладает обратной управляемостью на ЗХ. Заметим, что на ПХ судно обладает только прямой управляемостью.

Другой причиной ухудшения управляемости винтового судна на ЗХ является существенное уменьшение эффективности средств управления. Действительно, при движении на ЗХ рули находятся вне потока, отбрасываемого гребными винтами. Кроме того, гидродинамические характеристики рулей, поворотных насадок, стабилизаторов при натекании на них потока со стороны выходящей кромки, значительно ниже, чем при натекании его со стороны входящей кромки. Уменьшается и эффективность гребного винта в связи с тем, что поток, отклоняемый рулями, располагается при ЗХ впереди винтов, натекает на винт с большими углами скоса. В результате, как показали проведенные натурные испытания, суммарная поперечная сила ДРК на ЗХ обычно невелика.

В большинстве случаев суда, оборудованные рулями, не могут управляться на ЗХ. Сохранять управляемость при движении ЗХ могут только суда, оборудованные комплексами ВПНС, и суда, у которых рули располагаются за корпусом судна или за открытыми гребными винтами.

Для обеспечения или улучшения управляемости на ЗХ применяют различные способы, которые разделяют на конструктивные и эксплуатационные. Конструктивные мероприятия направлены на увеличение эффективности ДРК с целью увеличения рулевого момента  $z_p Y_p L_p$  и уменьшения момента корпусных гидродинамических сил  $M_k$ . Чтобы увеличить рулевой момент, прибегают к увеличению площади руля, замене рулей комплексами ВПНС. Уменьшение момента гидродинамических сил, действующих на корпус судна, может быть достигнуто путем уменьшения плеча этого момента за счет перемещения точки приложения поперечной гидродинамической силы возможно дальше в корму. Для этого уменьшают как можно больше площадь неподвижных выступающих частей в кормовой оконечности судна, стремятся спроектировать возможно большую полноту погруженной части диаметрального батокса в носу, увеличить кормовой подзор, придать судну дифферент на нос. К эксплуатационным способам обеспечения и улучшения устойчивости движения судов на ЗХ относятся использование различных режимов работы гребных винтов и применение ПУ. Поскольку винтовые суда, особенно суда внутреннего плавания, оборудованные рулями за гребными винтами, в большинстве случаев не обладают устойчивостью на ЗХ, при движении ЗХ судно, пройдя некоторое расстояние, начинает отклоняться от курса кормой вправо или влево по ходу. Чтобы удержать его на заданном курсе, перекадывают рули на борт, противоположный направлению отклонения кормы. Если этого недостаточно, то уменьшают

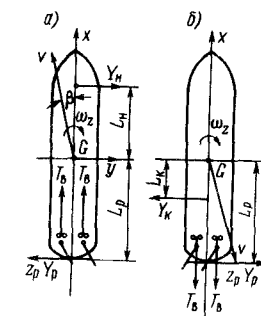


Рис. 7.7. Схема сил, действующих на судно в начале поворота на ПХ (а) и ЗХ (б)

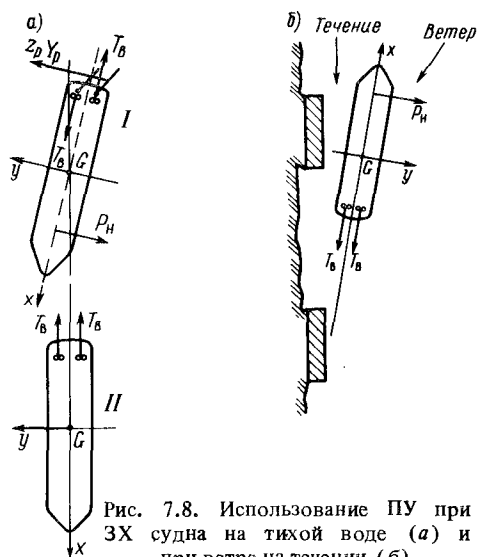


Рис. 7.8. Использование ПУ при ЗХ судна на тихой воде (а) и при ветре на течении (б)

другой борт и таким образом обеспечивать удержание судна на заданном курсе при переходе из положения I в положение II (рис. 7.8, а). Используя ПУ, можно успешно управлять судном, движущимся ЗХ в условиях ветра и течения (рис. 7.8, б).

Суда, оборудованные комплексами ВПНС, как правило, обладают прямой управляемостью на ЗХ. На грузовых теплоходах с такими комплексами путем включения винтов на режим ЗХ можно подтормаживать движение судна на ПХ, двигаться ЗХ.

Приближенный расчет движения судна на ЗХ может быть произведен на основе использования той же математической модели судна, определяемой системой дифференциальных уравнений (5.164), использовавшейся для изучения движения судна на ПХ при больших углах дрейфа. С этой целью в системе (5.164) нужно изменить знак угла перекладки рулей  $\delta_p$ , в выражения (4.36)–(4.40) для определения гидродинамических сил, действующих на корпус судна, вместо угла дрейфа  $\beta$  подставить угол  $(180 - \beta)$  и положить  $\sin(180 - \beta) = \sin \beta$ ,  $\cos(180 - \beta) = -\cos \beta$ ,  $\sin 2(180 - \beta) = -\sin 2\beta$ . В полиноме (5.7), определяющем характер изменения упора винтов при маневре на ЗХ, следует использовать коэффициенты  $\bar{a}'_{11}$ ,  $\bar{b}'_{11}$ ,  $\bar{c}'_{11}$ , определяющие упор винта при его работе на ЗХ. Кроме того, плечо рулевой силы надо подставлять в расчетные выражения с обратным знаком. Гидродинамические характеристики рулей судна в связи с отсутствием систематизированных данных условно принимают такими же, как на ПХ, хотя очевидно, что при движении хвостовой кромкой руля вперед его гидродинамические характеристики будут другими. Расчеты управляемости судов на ЗХ, их

обороты или совсем останавливают гребной винт того же борта. Но часто и это оказывается недостаточным и судно начинает входить в циркуляцию. Тогда судно останавливают, устанавливают на заданный курс и затем продолжают движение ЗХ.

Использование носового ПУ упрощает маневр. Оно включается в ту же сторону, куда отклоняется корма и возвращает судно на заданный курс. В этом случае ПУ, по существу, выполняет функции руля. В процессе движения ЗХ приходится включать носовое ПУ попеременно то на один, то на

маневрирования в этих условиях подтвердили значительно худшую управляемость судна на ЗХ, чем на ПХ. Наиболее характерным для ЗХ судна оказывается то, что абсолютное значение угла обратной управляемости  $\delta_{p0}$  оказывается во много раз больше его значения при движении на ПХ. Если  $\delta_{p0}$  будет больше максимального угла перекладки рулей или угла срыва потока с пера руля, то судно не выйдет из установившейся циркуляции, выполняемой на ЗХ.

Управляемость судна на ЗХ может быть полной, частичной или вообще отсутствовать. Если, как показали А. Ш. Афремов и Р. Я. Першиц, судно может выйти из установившейся циркуляции на ЗХ, то его управляемость называют полной. При способности судна при перекладке рулей с прямого курса на угол, меньший критического угла, отклоняться в сторону перекладки руля, его управляемость классифицируют как частичную. Суда, не обладающие управляемостью на ЗХ, не могут выйти из установившейся циркуляции и при перекладке руля, как правило, не поворачиваются в сторону того борта, на который переложен руль.

Управляемость судна на ЗХ в значительно большей степени, чем управляемость судна на ПХ, зависит от внешних метеорологических условий, волнения и течения. Суда, управляемые в условиях спокойной воды на ЗХ, теряют ее часто даже при относительно небольших ветрах, особенно попутных направлений. Заметим, что некоторые из мероприятий, улучшающих управляемость судна на ЗХ, одновременно ухудшают управляемость на ПХ. Поэтому применение таких мероприятий должно производиться с одновременным анализом их влияния на управляемость на ПХ.

#### Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте общий метод исследования теоретической устойчивости движения тела в механике.
2. Расскажите о методах определения теоретической и эксплуатационной устойчивости судна и их критериях.
3. Как применяют качественную теорию дифференциальных уравнений к изучению устойчивости движения судна?
4. Вспомните, на каких основных режимах работает авторулевой.
5. Дайте классификацию и основные методы изучения инерционных характеристик судна.
6. Каковы особенности управляемости судна на ЗХ?
7. Как связаны между собой управляемость судов и автоматизация судовождения?

**ВЛИЯНИЕ ПУТЕВЫХ И МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ  
НА МАНЕВРЕННЫЕ КАЧЕСТВА СУДНА**

**8.1. Влияние ветра на путь и управляемость судна**

**Ветер и маневренные качества судна.** Как показывают опыт судовождения и многие теоретические работы, ветер существенно влияет на маневренные качества судна, изменяя скорость и траекторию его движения. Встречный ветер уменьшает скорость движения судна, попутный увеличивает. Если ветер воздействует на судно, движущееся прямым курсом, под углом к ДП и судоводитель не принимает никаких мер, чтобы противостоять этому воздействию, то судно переходит на криволинейную траекторию движения и теряет управляемость. Чтобы этого не произошло, рули судна перекадывают на необходимый угол  $\delta_{р.в}$ . Если рули перекадывают на ветер и судно движется прямолинейно так, что его носовая оконечность отклоняется в сторону набегающего ветра (рис. 8.1, а), то судно называют *приводящимся к ветру*. Если рули перекадывают на подветренный борт (рис. 8.1, б), то судно именуют *приводящимся от ветра*. У судов первого типа центр парусности, как правило, смещен в нос от мидель-шпангоута, у судов второго типа — в корму от него.

**Аэродинамические силы и моменты.** Сила давления ветра на надводную поверхность судна  $P_B$  может быть разложена на продольную  $P_{Вх}$  и поперечную  $P_{Ву}$  составляющие (рис. 8.2) и создает ветровой момент  $M_B$ . Они могут быть определены по следующим формулам:

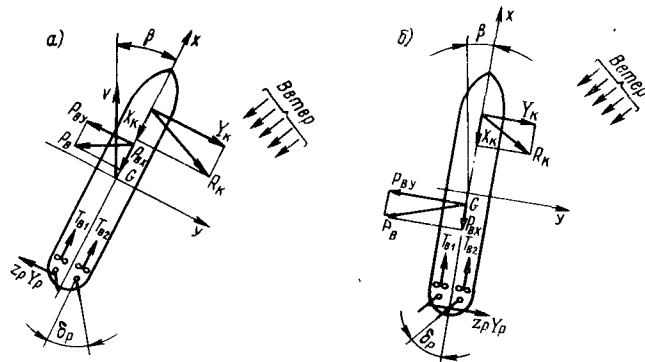


Рис. 8.1. Движение на прямом курсе при ветре: а — судна, приводящегося к ветру; б — судна, приводящегося от ветра

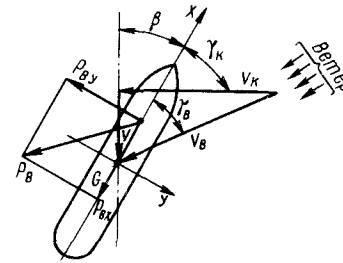


Рис. 8.2. Действие ветра на судно, движущееся прямым курсом

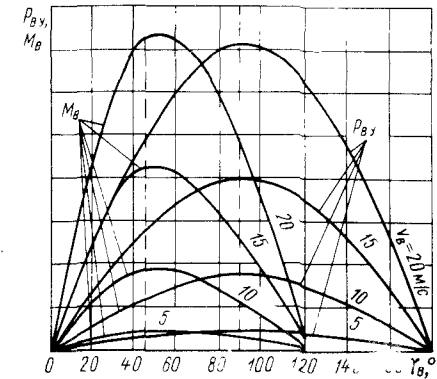


Рис. 8.3. Зависимость боковой составляющей силы  $P_{Ву}$  и ветрового момента  $M_B$  от скорости  $v_B$  и угла  $\gamma_B$  действительного ветра для кильватерного состава из трех барж и толкача

$$P_{Вх} = C_{Вх} \frac{\rho_{Возд}}{2} S_{П} v_B^2; \quad P_{Ву} = C_{Ву} \frac{\rho_{Возд}}{2} S_{П} v_B^2;$$

$$M_B = C_{тв} \frac{\rho_{Возд}}{2} S_{П} L v_B^2, \quad (8.1)$$

где  $C_{Вх}$ ,  $C_{Ву}$ ,  $C_{тв}$  — безразмерные коэффициенты продольной и поперечной аэродинамических сил и момента, действующих на судно;  $\rho_{Возд}$  — плотность воздуха;  $S_{П}$  — площадь проекции надводной поверхности судна на ДП, называемая обычно площадью парусности;  $v_B$  — скорость действительного ветра.

Коэффициенты  $C_{Вх}$  и  $C_{Ву}$  могут быть определены по результатам продувок надводных поверхностей судов в аэродинамических трубах при предположении, что

$$C_{Вх} = C_x \cos \gamma_B; \quad C_{Ву} = C_y \sin \gamma_B. \quad (8.2)$$

Здесь  $\gamma_B$  — угол направления действительного ветра.

Коэффициент  $C_x = 0,8 \div 1,0$ , а коэффициент  $C_y$ , согласно рекомендациям К. К. Федяевского, равен 1,2. Р. Я. Першиц для морских судов принимает  $C_y$  равным 1,05.

Для пассажирских судов внутреннего плавания А. В. Семенов-Тянь-Шанской построены графики для определения  $C_{Ву}$  и  $C_{тв}$ , которые аппроксимированы В. Г. Павленко [43] такими формулами:

$$C_{Ву} = a; \quad C_{тв} = n_{в0} \sin \gamma_B + n_{в1} \sin 2\gamma_B - n_{в2} \sin 4\gamma_B, \quad (8.3)$$

где  $a = 0,735 + 1,12H'/B$ ;  $n_{в1} = 0,039 + 0,153H'/B - 0,095L/B$ ;  $n_{в0} = (x_{п}/L)(0,735 + 1,12H'/B)$ ;  $n_{в2} = 0,079H'/B - 0,013$  ( $H'$  – возвышение сплошной пассажирской надстройки над ватерлинией).

Согласно рекомендациям К. К. Федяевского, ветровой момент  $M_{в}$  может быть определен из формулы

$$M_{в} = P_{вy}L_{в} = C_{вy} \frac{\rho_{в}}{2} S_{п}v_{в}^2 \left[ x_{п} + \left(0,25 - \frac{\gamma_{в}}{2\pi}\right)L \right]. \quad (8.4)$$

Сравнивая третьи из равенств (8.1) и зависимость (8.4), находим

$$C_{m_{в}} = C_{вy} \left[ \bar{x}_{п} + \left(0,25 - \frac{\gamma_{в}}{2\pi}\right) \right], \quad (8.5)$$

где  $\bar{x}_{п} = x_{п}/L$  – относительная абсцисса ЦТ площади парусности судна.

В формулы (8.1) и (8.2) входят скорость  $v_{в}$  и угол направления  $\gamma_{в}$  действительного ветра, параметры которого могут быть измерены относительно берега или с палубы стоящего судна. Если судно движется, то скорость  $v_{к}$  и угол направления ветра  $\gamma_{к}$ , измеряемые с палубы движущегося судна, будут отличаться от  $v_{в}$  и  $\gamma_{в}$ . Это отличие определяется скоростью  $v$  и углом дрейфа  $\beta$  судна. Ветер относительно перемещающегося судна принято называть кажущимся. Поэтому  $v_{к}$  – скорость кажущегося ветра, а  $\gamma_{к}$  – угол направления кажущегося ветра. Величины  $v_{к}$  и  $\gamma_{к}$  связаны со скоростью  $v_{в}$  и углом направления  $\gamma_{в}$  действительного, истинного ветра относительно берега, а также со скоростью  $v$  и углом дрейфа  $\beta$  судна следующими зависимостями (см. рис. 8.2):

$$\left. \begin{aligned} v_{в}^2 &= v^2 + v_{к}^2 - 2vv_{к} \cos(\beta + \gamma_{к}); \\ \gamma_{в} &= \gamma_{к} - \arccos \frac{v_{в}^2 + v_{к}^2 - v^2}{2v_{в}v_{к}}. \end{aligned} \right\} \quad (8.6)$$

Таким образом, силы  $P_{вx}$ ,  $P_{вy}$  и момент  $M_{в}$  при движении судна зависят от характеристик кажущегося ветра  $v_{к}$  и  $\gamma_{к}$ . Такие зависимости для кильватерного состава, состоящего из трех барж и толкача, показаны на рис. 8.3. Как видно из рисунка, максимальное значение поперечной силы будет при угле кажущегося ветра  $\gamma_{к} = 90^\circ$ , а максимальное значение ветрового момента – при  $\gamma_{к} = 50^\circ$ .

**Ветровой дрейф судна.** Любой маневр судна при ветре может быть изучен с помощью системы дифференциальных уравнений динамики судового комплекса (5.164), если в правые части этих уравнений подставить аэродинамические силы  $P_{вx}$ ,  $P_{вy}$  и ветровой момент  $M_{в}$  в соответствии с равенствами (8.1), (8.2) и (8.5).

Ограничимся рассмотрением только установившегося движения судна на прямом курсе ( $\omega_z = 0$ ) с постоянным углом дрейфа  $\beta_{в}$ , который принято называть углом ветрового дрейфа. Вследствие установившегося

характера движения судна  $\frac{d\beta}{d\tau} = \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} = \frac{d\bar{v}}{d\tau} = 0$ . Положим угол

ветрового дрейфа  $\beta_{в}$  малым. Продольной составляющей сил давления воды на средства управления пренебрежем. Подставим силы  $P_{вx}$ ,  $P_{вy}$  и момент  $M_{в}$  в соответствующие уравнения системы (5.164). Тогда получим следующие уравнения ветрового дрейфа:

$$\left. \begin{aligned} z_{в} (\bar{a}_{11}\bar{n}^2 + \bar{b}_{11}\bar{n}\bar{v} + c_{11}\bar{v}^2) - (k_{10} + k_{13})\bar{v}^2 - c_{вx}s_{в}\bar{v}_{к}^2 &= 0; \\ \bar{c}_{21}\beta_{в} + \bar{c}_{26}\beta_{в}^3 - C_{yв}s_{в}\bar{v}_{к}^2 &= (m_{п}/\bar{L}_{п})p_{n1}\bar{\delta}_{п}; \\ \bar{c}_{31}\beta_{в} + \bar{c}_{36}\beta_{в}^3 - \bar{C}_{m_{в}}s_{в}\bar{v}_{к}^2 &= -m_{п}p_{n1}\bar{\delta}_{п}; \\ \bar{m}_{двi} - \bar{m}_{вi} - \bar{m}_{тpi} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (8.7)$$

где

$$s_{в} = \frac{\rho_{возд}}{\rho} \cdot \frac{S_{п}}{S_{д}}; \quad v_{к} = v_{к}/v; \quad \bar{\delta}_{п} = \delta_{п}/\delta_{пmax}. \quad (8.8)$$

Полагаем характеристики ветра  $v_{к}$  и  $\gamma_{к}$ , входящие в уравнение (8.7), заданными. Подлежащими определению величинами являются угол дрейфа  $\beta_{в}$ , необходимый угол перекладки рулей  $\delta_{п}$ , скорость движения судна  $v$  и частоты вращения винтов  $n_i$ . Кубическое уравнение для определения угла дрейфа  $\beta_{в}$  получим, если сложим второе из уравнений (8.7), умноженное на  $\bar{L}_{п}$ , с третьим:

$$(c_{26}\bar{L}_{п} + c_{36})\beta_{в}^3 + (c_{21}\bar{L}_{п} + c_{31})\beta_{в} - (C_{yв}\bar{L}_{п} + C_{m_{в}})s_{в}\bar{v}_{к}^2 = 0. \quad (8.9)$$

Оно решается с использованием номограммы, приведенной на рис. 6.4.

При известном угле  $\beta_{в}$  относительную скорость движения судна  $\bar{v}$  и относительную частоту вращения  $n$  можно найти из первого и четвертого уравнений (8.7), а зная  $\bar{v}$  и  $\bar{n}$ , можно вычислить величину  $p_{n1} = \bar{a}_{11}\bar{n}^2 + \bar{b}_{11}\bar{n}\bar{v} + \bar{c}_{11}\bar{v}^2$ , отличающую режим работы судового комплекса от номинального, и из второго уравнения (8.7) – найти необходимый угол перекладки рулей

$$\delta_{п0} = \frac{\bar{L}_{п}}{m_{п}p_{n1}} [c_{21}\beta_{в} + c_{26}\beta_{в}^3 - C_{yв}s_{в}\bar{v}_{к}^2] \delta_{пmax}. \quad (8.10)$$

**Основные расчетные случаи.** Главная задача изучения ветрового дрейфа судна или состава состоит в том, чтобы выяснить условия, при которых наступает потеря их управляемости и обосновать меры, направленные на ее исключение. В связи с этим могут быть рассмотрены два следующих расчетных случая.

**С л у ч а й 1.** При заданной скорости движения судна и ветре наименее выгоднейшего направления требуется определить угол перекладки рулей  $\delta_{п0}$ , при котором судно может двигаться прямым курсом в заданном направлении. С этой целью может быть использован намеченный равенствами (8.9) и (8.10) путь решения систе-

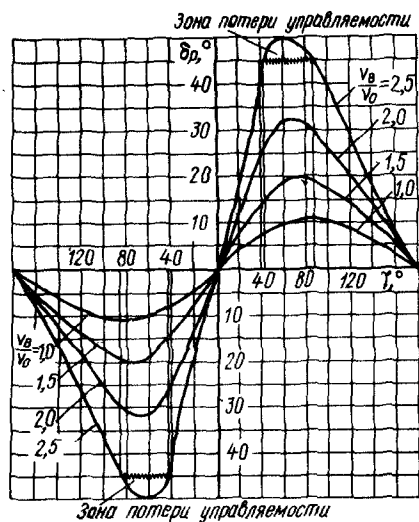


Рис. 8.4. Графическое определение зоны потери управляемости судна при ветровом дрейфе

мы уравнений (8.7). Из расчетных формул видно, что значение угла ветрового дрейфа зависит от отношения  $S_{\text{П}}/S_{\text{д}}$ . Чем больше это отношение, тем заметнее будет влияние ветра на судно, тем больше будет угол ветрового дрейфа и тем больше необходимый угол перекадки рулей.

Для одного и того же судна при разной его осадке угол ветрового дрейфа различен. Например, танкер в грузе имеет небольшой надводный борт и небольшую по сравнению с площадью  $S_{\text{д}}$  площадь парусности  $S_{\text{П}}$ . Поэтому отношение этих площадей невелико и влияние ветра на управляемость танкера незначительно. У того же танкера в порожнем состоянии площадь  $S_{\text{П}}$  значительна, а погруженная в воду площадь  $S_{\text{д}}$ , наоборот, невелика. Отношение этих площадей значительно, и влияние ветра на управляемость танкера резко увеличивается.

Из расчетных равенств видно также, что на значение необходимого или критического угла перекадки рулей и угла ветрового дрейфа определяющее влияние

оказывают скорость и направление ветра относительно ДП судна. Чем больше скорость ветра  $v_{\text{к}}$  по отношению к скорости движения судна  $v$ , тем сильнее влияние ветра на судно. Следовательно, с уменьшением скорости движения судна воздействие ветра на движение судна возрастает.

Угол  $\delta_{\text{р.в}}$ , как видно из равенства (8.10), может быть как положительным, так и отрицательным. Если  $\delta_{\text{р.в}} > 0$ , то рули перекадываются на наветренный борт (на ветер) и судно приводится к ветру. Примером таких судов могут служить пассажирские суда и грузовые теплоходы порожнем. Если  $\delta_{\text{р.в}} < 0$ , то рули судна перекадываются на подветренный борт и судно приводится от ветра. К ним можно отнести, например, грузовые теплоходы с развитой кормовой надстройкой в грузе-ном состоянии.

Если угол  $\delta_{\text{р.в}}$ , определенный по формуле (8.10), будет меньше допустимого угла перекадки рулей  $\delta_{\text{р.д}}$ , то прямолинейный курс движения судна сохраняется. Если же  $\delta_{\text{р.в}} > \delta_{\text{р.д}}$ , то судно уходит с прямого курса и теряет управляемость. Допустимый угол перекадки рулей  $\delta_{\text{р.д}}$  может быть определен по формуле

$$\delta_{\text{р.д}} = \delta_{\text{р.мах}} - \Delta\delta_{\text{р}} \quad (8.11)$$

в которой  $\Delta\delta_{\text{р}}$  — запас угла перекадки на необходимое выравнивание судна при рыскании на тихой воде и на волнении, который, по рекомендации Р. Я. Першица [64], принимается равным  $10^\circ$ . Для крупнотоннажных судов внутреннего плавания, имеющих достаточно хорошую эксплуатационную устойчивость на курсе, можно принять  $\Delta\delta_{\text{р}} = 0$ .

На рис. 8.4 приведены кривые углов перекадки рулей  $\delta_{\text{р.в}}$ , необходимых для удержания на курсе пассажирского дизель-электрохода „Ленин”, для нескольких скоростей действительного ветра  $v_{\text{в}}$  при ветре с ПБ (горизонтальная шкала справа от начала координат) и с ЛБ (горизонтальная шкала слева от начала координат). Вверх по оси ординат отложены углы перекадки рулей на ПБ ( $\delta_{\text{р}} > 0$ ), а вниз — на ЛБ ( $\delta_{\text{р}} < 0$ ). Максимальный угол перекадки рулей на дизель-электроходе

„Ленин”  $\delta_{\text{р.мах}} \approx 45^\circ$ . Примем  $\Delta\delta_{\text{р}} = 0$ . Проведем на рис. 8.4 горизонтальные прямые, соответствующие углам перекадки рулей, равным  $45^\circ$ , на ЛБ и ПБ. Точки пересечения этих прямых с кривой необходимых углов перекадки рулей для  $v_{\text{в}} = 2,5$  определяют зону первых углов направления кажущегося ветра  $\gamma_{\text{к1}}$ , при которых судно теряет управляемость. Из рисунка видно, что дизель-электроход в таких условиях теряет управляемость при углах направления ветра от  $\gamma_{\text{к1}} = 42^\circ$  до  $\gamma_{\text{к1}} = 89^\circ$ . Для меньших относительных скоростей ветра  $v_{\text{в}}$  потери управляемости судна не наблюдается при любых направлениях ветра. Для морских судов максимумы кривой необходимых углов перекадки рулей  $\delta_{\text{р.в}}$  смещаются в сторону больших (до  $130^\circ$ ) углов направления кажущегося ветра. Углы  $\gamma_{\text{к1}}$  называют первыми критическими углами управляемости при ветре.

Нужно отметить, что в соответствии с рис. 8.2 и зависимостями (8.4) при движении судна ПХ углы направления действительного ветра  $\gamma_{\text{в}}$  значительно меньше, чем углы  $\gamma_{\text{к}}$ .

**С л у ч а й 2.** Требуется оценить значение угла дрейфа  $\beta_{\text{в}}$ , с которым будет двигаться судно при определенных условиях в каналах, узкостях, при прохождении мостов. Решение этой задачи достигается на основе использования уравнения (8.9). Задавая скорость  $v_{\text{к}}$  и углом  $\gamma_{\text{к}}$ , с помощью этого уравнения можно построить семейство кривых  $\beta_{\text{в}} = f(v_{\text{к}}, \gamma_{\text{к}})$ . Для оценки наихудшего с точки зрения эксплуатации судна случая используем кривую  $\beta_{\text{в}} = f(v_{\text{к.мах}}, \gamma_{\text{к}})$  для максимально принятого значения скорости кажущегося ветра  $v_{\text{к.мах}}$ . В максимуме этой кривой находим направление кажущегося ветра  $\gamma_{\text{к2}}$ , при котором угол дрейфа  $\beta_{\text{в}}$  имеет наибольшее значение. Угол  $\gamma_{\text{к2}}$  назовем вторым критическим углом управляемости при ветре. Значения критических углов  $\gamma_{\text{к1}}$  и  $\gamma_{\text{к2}}$ , как правило, не совпадают. Обычно считают, что управляемость судна при ветре обеспечивается, если угол  $\gamma_{\text{к2}} < 30^\circ$ .

Чтобы избежать потери управляемости судна на прямом курсе, нужно изменить курсовой угол движения судна по отношению к ветру или, если это возможно, увеличить скорость движения судна и угол перекадки рулей.

**Потеря управляемости на криволинейной траектории.** Она возникает тогда, когда возможности управления движением судна не обеспечивают движение судна по траектории, выбранной судоводителем. Если судно совершает поворот в условиях ветра, то траектория движения судна отличается от той, которую оно описало бы при отсутствии ветра. Характер искажения траектории зависит от скорости и направления ветра. При циркуляции против ветра выдвиг судна уменьшается. Если же циркуляция совершается по ветру, то выдвиг увеличивается. При боковом ветре акватория циркуляции и ее тактический диаметр увеличиваются, если циркуляция совершается „под ветер”. Изменение циркуляции тем заметнее, чем сильнее ветер. Иногда при сильном ветре траектория движения судна настолько искажается, что становится мало похожей на характерную циркуляционную кривую. Особо сложным маневром является выполнение оборота судна в ограниченной акватории при ветре.

## 8.2. Управляемость судна на течении

**Снос судна на течении.** Влияние течения на маневренные качества судна отличаются своеобразием. Если судно выполняет равномерное прямолинейное движение на ровном, отличающемся постоянством скоро-

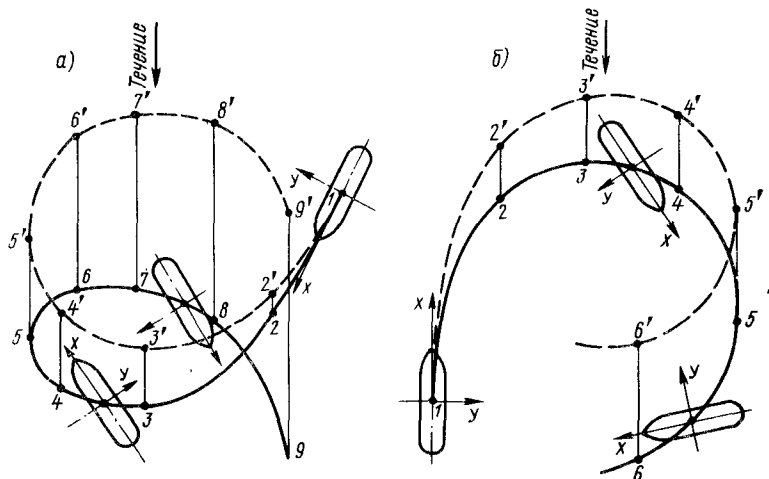


Рис. 8.5. Циркуляция судна на течении: а – по течению; б – против течения; — циркуляция при течении, полученная на натуральных испытаниях; ---- циркуляция при отсутствии течения

стей по всему объему текущей воды течением, то влияние течения проявляется как снос судна по течению с его скоростью  $v_T$ . Характеристики движения судна относительно воды остаются такими же, как и при движении на спокойной воде при отсутствии течения.

Типичные изменения траекторий ЦТ судна на циркуляции, выполняемой на ровном течении, показаны на рис. 8.5. Как видно из рисунка, при выполнении циркуляции по течению выдвиг судна увеличивается, а против течения – уменьшается.

Снос судна по течению необходимо учитывать при маневрировании судна. Во многих случаях судовождения снос судна по течению при невведенных в действие СУ используют для осуществления целенаправленного маневра судна: перехода от одного причала к другому, смене пролетов дебаркадера и т. д.

**Движение закрепленного судна на течении.** Если судно закреплено и не перемещается относительно берега, а на него натекает ровное течение со скоростью  $v_T$ , то на него будут действовать гидродинамические силы, главный вектор которых  $\vec{R}_{к.т}$  может быть разложен на продольную  $\vec{X}_{к.т}$  и поперечную  $\vec{Y}_{к.т}$  составляющие. Он создает момент  $\vec{M}_{к.т}$  относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ судна  $G$ . Эти составляющие могут рассматриваться как позиционные и определяться по формулам, аналогичным (3.21):

$$\left. \begin{aligned} X_{к.т} &= K_x \frac{\rho}{2} S_d v_T^2; & Y_{к.т} &= K_y \frac{\rho}{2} S_d v_T^2; \\ M_{к.т} &= K_m \frac{\rho}{2} S_d L v_T^2, \end{aligned} \right\} \quad (8.12)$$

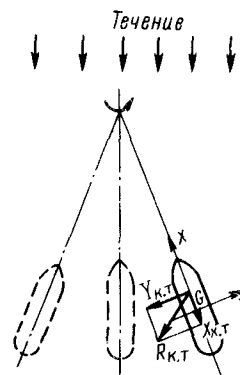


Рис. 8.6. Колебательные движения судна на течении

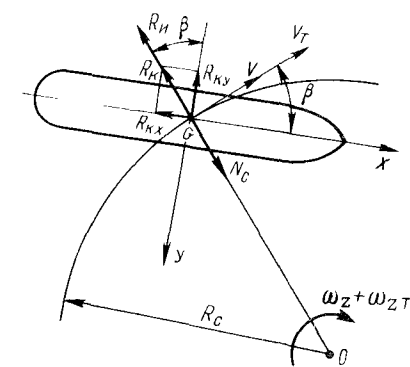


Рис. 8.7. Движение судна по круговой траектории на течении

где  $K_x$ ,  $K_y$  и  $K_m$  – коэффициенты, определяемые, согласно рекомендациям гл. 4, в зависимости от угла  $\beta_T$ , составляемого в обратном движении скоростью течения  $v_T$  и ДП судна.

На рис. 8.6 показано судно, поставленное на якорь под углом к течению. Под действием гидродинамических сил, обусловленных натеканием течения на судно, оно приобретает колебательное движение в горизонтальной плоскости, которое будет продолжаться до тех пор, пока ДП не совпадет с направлением течения. В необходимых случаях с целью прекращения этого колебательного движения отдается второй якорь.

**Влияние течения на движение судна на перекате.** Это влияние изучалось многими авторами (В. Г. Павленко, Г. И. Вагановым, О. И. Гордеевым, В. В. Вьюговым) с целью нормирования габаритов судов и составов при прохождении лимитирующих криволинейных участков речного фарватера. Для этого форму поворота реки имитировали формой кругового кольца.

На закруглении реки ЦТ судна движется по одной из линий тока воды, совпадающей с осью судового хода при равенстве радиуса течения  $R_T$  и радиуса траектории движения судна  $R_c$ . Движение судна принимается установившимся, что позволяет считать параметры как абсолютного движения, так и движения судна относительно воды не зависящими от времени. Гидродинамические силы, действующие на корпус судна и индуцируемые его СУ, определяют для относительного движения судна. При движении судна вниз по течению скорость течения  $v_T$  принимают положительной ( $v_T > 0$ ), при движении вверх – отрицательной ( $v_T < 0$ ). При этих предположениях, как показал Р. Я. Першиц [46], существенной особенностью движения судна по криволинейной траектории на течении является появление силы соскальзывания  $N_c$  под уклон к внутреннему борту (рис. 8.7), которая может быть вычислена по формуле

$$N_c = \rho V (v_T^2 / R_c). \quad (8.13)$$

Сила соскальзывания изменяет значение центробежной силы инерции  $R_{и}$ , действующей на судно в радиальном направлении. Если судно совершает циркуляцию радиуса  $R_c$  со скоростью  $v_{ц}$  на течении, имеющем скорость  $v_T > 0$ , то

$$R_{и} = \rho V (v_{ц} + v_T^2)^2 / R_c = \rho V (v_{ц}^2 / R_c + v_T^2 / R_c + 2v_{ц}v_T / R_c). \quad (8.14)$$

Первый член в скобках правой части этого равенства определяет значение центробежной силы, возникающей при движении судна относительно воды, второй – от переносного движения, а третий – силу инерции Кориолиса, связанную с криволинейностью траектории переносного движения.

Центробежная сила частиц воды, перемещающихся по круговой траектории со скоростью  $v_T$ , для объема воды, равного объемному водоизмещению судна, может быть определена по формуле

$$R_{и.в} = \rho V (v_T^2 / R_c). \quad (8.15)$$

Сравнивая выражения (8.13) и (8.14), видим, что сила соскальзывания  $N_c$  уравнивает центробежную силу инерции переносного движения и последнюю нужно исключить из равенства (8.14). Тогда оно примет вид

$$R_{и} = \rho V (v_{ц}^2 / R_c + 2v_{ц}v_T / R_c) = \rho V (v_{ц}^2 / R_c) + R_K, \quad (8.16)$$

где сила инерции Кориолиса

$$R_K = \rho V (2v_{ц}v_T / R_c). \quad (8.17)$$

Поскольку рассматривается установившееся движение судна по круговой траектории постоянного радиуса  $R_c$ , сила инерции  $R_K$  постоянна и не зависит от времени. Влиянием присоединенных масс на эту силу пренебрежем. Введем понятие о безразмерной скорости течения  $\bar{v}_T$  и безразмерной угловой скорости течения  $\bar{\omega}_T$ :

$$\bar{v}_T = v_T / v_{ц}; \quad \bar{\omega}_T = L / R_T. \quad (8.18)$$

Так как при движении судна по линии тока  $R_T = R_c$ , безразмерные угловые скорости судна  $\bar{\omega}_{z_{ц}}$  и течения  $\bar{\omega}_T$  оказываются одинаковыми:

$$\bar{\omega}_{z_{ц}} = \omega_z \frac{L}{v_{ц}} = \frac{v_{ц}}{R_c} \frac{L}{v_{ц}} = \frac{L}{R_c}; \quad \bar{\omega}_T = \omega_T \frac{L}{v_T} = \frac{v_T}{R_c} \frac{L}{v_T} = \frac{L}{R_c}. \quad (8.19)$$

Тогда сила инерции Кориолиса в безразмерном виде равна

$$K_T = \frac{2R_K}{\rho S_d v_{ц}^2} = \frac{4V}{S_d L} \bar{v}_T \bar{\omega}_T = \bar{v}_T \bar{\omega}_T \frac{4\delta}{\sigma_d} \frac{B}{L}. \quad (8.20)$$

Проецируя силу  $R_K$  на оси  $Gx$  и  $Gy$  и подставляя ее проекции в безразмерном виде в уравнения установившегося движения судна на циркуляции (6.7), запишем эти уравнения в таком виде:

$$\left. \begin{aligned} z_B (\bar{a}_{11} \bar{n}_{ц}^2 + \bar{b}_{11} \bar{n}_{ц} \bar{v}_{ц} + \bar{c}_{11} \bar{v}_{ц}^2) k_{10} - (k_{10} + k_{13} \beta_{ц}^2) \bar{v}_{ц}^2 - \\ - K_T \beta_{ц} + m_{22} \beta_{ц} \bar{\omega}_{z_{ц}} \bar{v}_{ц}^2 = 0; \\ \bar{v}_{ц}^2 (\bar{c}_{21} \beta_{ц} + \bar{c}_{22} \omega_{z_{ц}} + \bar{c}_{26} \beta_{ц}^3 + \bar{c}_{28} \beta_{ц} \bar{\omega}_{z_{ц}}^2) = \frac{m_p}{L_p} p_{n1} \bar{\delta}_p + K_T; \\ \bar{v}_{ц}^2 (\bar{c}_{31} \beta_{ц} + \bar{c}_{32} \omega_{z_{ц}} + \bar{c}_{36} \beta_{ц}^3 + \bar{c}_{37} \beta_{ц}^2 \omega_{z_{ц}}) = -m_p p_{n1} \bar{\delta}_p; \\ \bar{m}_{двi} - \bar{m}_{вi} - \bar{m}_{Тpi} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (8.21)$$

Уравнения (8.21) отличаются от уравнений (6.4) только наличием членов, содержащих  $K_T$ .

Анализ уравнений (8.21) позволяет сделать качественный анализ влияния силы Кориолиса на значения углов  $\beta_{ц}$  и  $\delta_p$  при движении судна вверх или вниз по течению на закруглении судового хода. Если судно движется вниз по течению ( $v_T > 0$ ), то  $K_T > 0$  и угол дрейфа  $\beta_{ц}$  возрастает по сравнению с его значением при отсутствии течения на циркуляции того же радиуса. Угол дрейфа  $\beta_{ц}$  оказывается тем больше, чем больше скорость течения  $v_T$ . Но увеличение  $\beta_{ц}$  при движении по течению вызывает уменьшение потребной рулевой силы на рулях судна и, следовательно, он может изменить знак. Если же судно движется против течения, то, наоборот, угол дрейфа уменьшается, а угол перекадки рулей растет. Из первого же из уравнений (8.21) видно, что при движении вниз по течению ( $v_T > 0$ ) скорость судна падает как за счет увеличения угла дрейфа  $\beta_{ц}$ , так и за счет влияния силы инерции Кориолиса. При движении вверх по течению уменьшение скорости судна меньше, поскольку угол дрейфа  $\beta_{ц}$  меньше, а  $K_T$  меняет знак. При движении вверх по течению судно может потерять управляемость на сильном течении, если расчетный угол перекадки рулей  $\delta_p$  окажется больше допустимого угла перекадки рулей  $\delta_{p,д}$ , определенного по формуле (8.11). Поэтому для поворотливости судна лимитирующим является его движение на повороте реки или канала по течению вверх. Движение судна вниз в этих же условиях требует большей ширины судовой траектории и является определяющим при оценке предельных габаритов крупнотоннажных судов и составов.



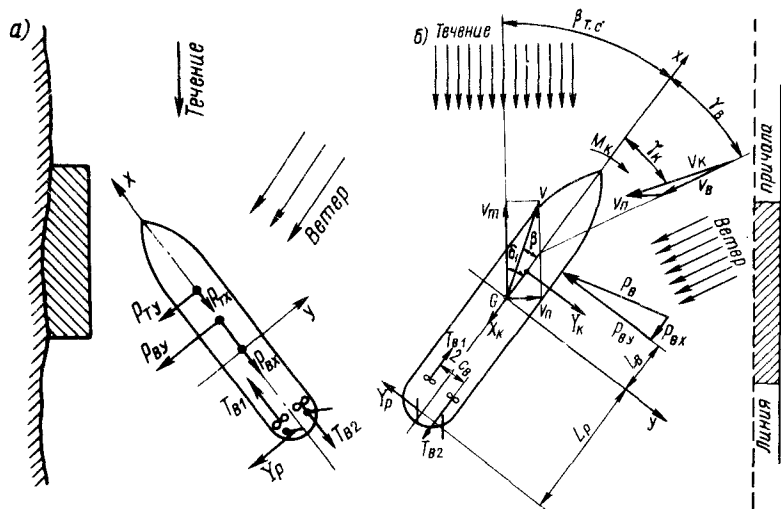


Рис. 8.8. Совместное воздействие на судно ветра и течения: а – с одного борта; б – с разных бортов

**Совместное влияние ветра и течения.** Маневрирование судов в условиях ветра на течении может выполняться при самых различных их скоростях и направлениях. Опытные судоводители умело используют взаимное влияние на судно течения и ветра с целью более успешного выполнения маневров. Рассмотрим два характерных случая.

**С л у ч а й 1.** Ветер и течение действуют на судно с одного борта (рис. 8.8, а). Судно подходит к причалу. Гребные винты работают в противоположные стороны. На ПБ судна одновременно воздействуют ветер и течение. Разложим равнодействующую сил давления воды на руль, расположенный за винтом, работающим на ПХ,  $R_p$  по осям связанной системы координат  $Gx$  и  $Gy$ . Найдем также проекции вектора скорости сноса судна по течению  $v_T$  на те же оси –  $v_{Tx}$  и  $v_{Ty}$ . Воздействие продольной силы  $P_{вх}$  и наличие продольной составляющей скорости течения  $v_{Tx}$  могут быть компенсированы изменением частоты вращения винтов. Поперечная сила  $P_{вy}$  вызывает ветровой дрейф судна в направлении оси  $Gy$ . В ту же сторону направлена и поперечная скорость сноса судна по течению. Они одновременно обуславливают перемещение судна в сторону ЛБ и вращение судна по часовой стрелке. Судоводитель находится в трудном положении. Судно может потерять управляемость.

**С л у ч а й 2.** Ветер и течение действуют на судно с разных бортов (рис. 8.8, б). Судно подходит к причалу таким образом, чтобы ветер действовал на судно с одного борта, а течение – с другого. И в этом случае изменением режима работы гребных винтов можно компенсировать воздействие на судно продольной составляющей сил давления ветра на надводную поверхность судна  $P_{вх}$  и компенсировать продольный снос

судна по течению со скоростью  $v_{Tx}$ . Ветровой дрейф и боковой снос судна по течению имеют противоположные знаки и в известной степени компенсируют друг друга. Если в полной мере этого не происходит, то полной компенсации можно добиться, маневрируя СУ. Такой выбор курса судна вразрез ветру и течению судоводители часто используют во время привалов судна к причалам при ветре на течении.

Само собой разумеется, что этими двумя случаями не исчерпывается все многообразие особенностей маневрирования судна в условиях течения и ветра. Правильное выполнение маневра судна в этих условиях во многом зависит от искусства судоводителя, от его умения обоснованно выбрать курс судна относительно ветра и течения и „заставить работать“ течение против ветра и ветер против течения, а в других случаях использовать их совместное воздействие с одного борта для ускорения выполнения маневра судна.

### 8.3. Влияние мелководья на маневренные качества судна

**Влияние мелководья на гидродинамические характеристики судна.** Ограниченная глубина воды существенно влияет на маневренные качества судна. Это влияние тем значительней, чем меньше относительная глубина воды  $H_\Phi/T$ . Это в первую очередь объясняется влиянием мелководья на гидродинамические характеристики корпуса судна, которое увеличивается с увеличением числа Фруда  $F_{гH} = v \sqrt{gH_\Phi}$ .

При движении на мелководье существенно возрастают как обобщенные присоединенные массы, так и гидродинамические коэффициенты вязкостных гидродинамических сил, действующих на корпус судна,  $K_x$ ,  $K_y$  и  $K_m$ . Существенно возрастает и степень их нелинейности. Влияние глубины воды связано и с изменением характера волнообразования на свободной поверхности жидкости и с непосредственным влиянием стеснения потока, обтекающего корпус судна, на характер его обтекания. Волнообразование на мелководье проявляется более интенсивно и в более сложной форме, чем на глубокой воде. Если судно движется прямым курсом, то при  $0 < F_{гH} < 0,6$  картина волнообразования сравнительно мало отличается от волнообразования на глубокой воде. Поскольку транспортные водоизмещающие суда обычно эксплуатируются в этом диапазоне скоростей, при решении задач управляемости судов этого типа влиянием волнообразования пренебрегают. Это подтверждается экспериментальными исследованиями В. И. Когана [10], согласно которым резкое возрастание коэффициентов поперечной неинерционной гидродинамической силы  $K_y$  и момента  $K_m$  наблюдается при  $F_{гH} > 0,6$  (рис. 8.9). При дальнейшем возрастании скорости графики  $K_y = f(\beta, F_{гH})$  и  $K_m = f(\beta, F_{гH})$  приобретают сложный характер и отражают кризисный характер обтекания корпуса судна при  $F_{гH} \geq 1$ .

Относительное увеличение обобщенных присоединенных масс на мелководье, как показали те же исследования В. И. Когана, слабо зависит

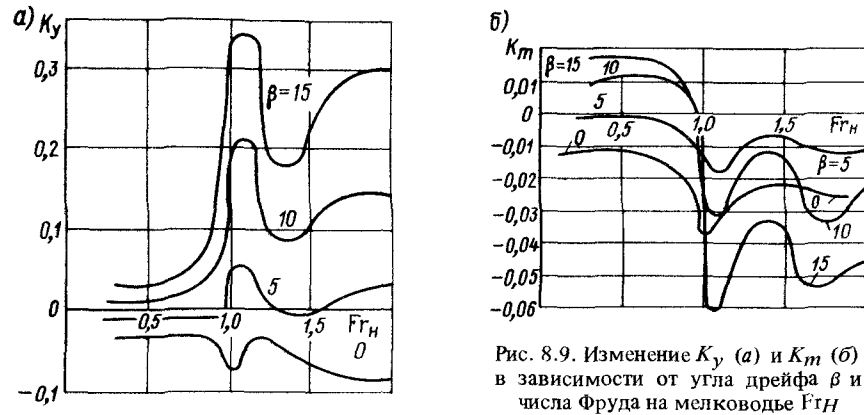


Рис. 8.9. Изменение  $K_y$  (а) и  $K_m$  (б) в зависимости от угла дрейфа  $\beta$  и числа Фруда на мелководье  $Fr_H$

от соотношения главных размерений судна, полноты и формы корпуса. Для оценки этого увеличения вводят коэффициенты

$$p_{11H} = \lambda_{11H} / \lambda_{11\infty}; \quad p_{22H} = \lambda_{22H} / \lambda_{22\infty}; \quad p_{66H} = \lambda_{66H} / \lambda_{66\infty},$$

где  $\lambda_{11\infty}$ ,  $\lambda_{21\infty}$ ,  $\lambda_{66\infty}$  и  $\lambda_{11H}$ ,  $\lambda_{22H}$ ,  $\lambda_{66H}$  — обобщенные присоединенные массы при движении судна на глубокой воде и на мелководье соответственно. Эти коэффициенты для любой полноты корпуса судна могут быть представлены следующими зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} p_{11H} &= \left[ 1 - 0,069 \left( \frac{T}{H_\Phi} \right) + 2,55 \left( \frac{T}{H_\Phi} \right)^2 \right] p_{11}; \\ p_{22H} &= \left[ 1 - 0,214 \left( \frac{T}{H_\Phi} \right) + 3,17 \left( \frac{T}{H_\Phi} \right)^2 \right] p_{22}; \\ p_{66H} &= \left[ 1 - 1,04 \left( \frac{T}{H_\Phi} \right) + 4,33 \left( \frac{T}{H_\Phi} \right)^2 \right] p_{66}. \end{aligned} \right\} (8.22)$$

Возрастание коэффициентов вязкостных гидродинамических сил  $K_x$ ,  $K_y$  и их момента  $K_m$  также может быть представлено коэффициентами, относящимися только к их линейным компонентам. В довольно-таки режимах для морских транспортных судов

$$\left. \begin{aligned} k_{21H} &= \left[ 1 - 0,2 \left( \frac{T}{H_\Phi} - 0,2 \right) + 4 \left( \frac{T}{H_\Phi} - 0,2 \right)^2 \right] k_{21}; \\ k_{22H} &= \left[ 1 - 0,1 \sin^2 \left( \frac{\pi}{2} - \frac{T/H_\Phi - 0,1}{0,62} \right) \right] k_{22}; \\ k_{31H} &= \left[ 1 + 0,23 \left( \frac{T}{H_\Phi} - 0,2 \right) + 10,3 \left( \frac{T}{H_\Phi} - 0,2 \right)^2 \right] k_{31}; \\ k_{32H} &= \left[ 1 - 0,083 \left( \frac{T}{H_\Phi} - 0,1 \right) + 0,83 \left( \frac{T}{H_\Phi} - 0,1 \right)^2 \right] k_{32}. \end{aligned} \right\} (8.23)$$

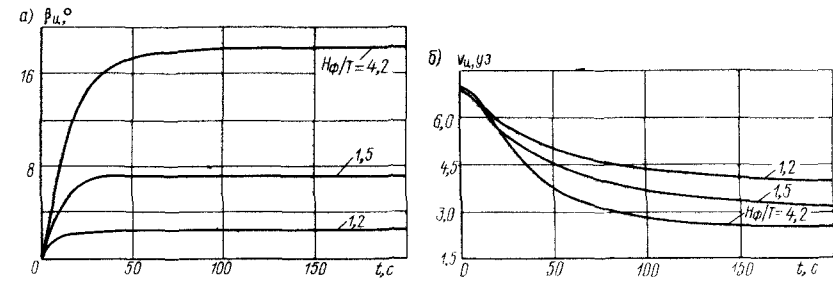


Рис. 8.10. Изменение угла дрейфа  $\beta_{ц}$  (а) и скорости движения ЦТ судна  $v_{ц}$  (б) на циркуляции на мелководье

Для судов внутреннего и смешанного плавания могут быть использованы следующие приближенные зависимости:

$$\left. \begin{aligned} k_{21H} &= \left[ 1 - 0,40 \left( \frac{T}{H_\Phi} - 0,10 \right) + 2,67 \left( \frac{T}{H_\Phi} - 0,10 \right)^2 \right] k_{21}; \\ k_{22H} &= 1,0; \\ k_{26H} &= \left[ 1 + 2,34 \left( \frac{T}{H_\Phi} - 0,1 \right) + 7,40 \left( \frac{T}{H_\Phi} - 0,10 \right)^2 \right] k_{26}; \\ k_{31H} &= \left\{ 1 + [0,10 - 11,7(\sigma_d - 1) - 417(\sigma_d - 1)^2] \frac{T}{H_\Phi} + \right. \\ &\quad \left. + (93,5 - 92,5\sigma_d) \left( \frac{T}{H_\Phi} \right)^2 \right\} k_{31}; \\ k_{32H} &= \left\{ 1 + [0,30 - 0,10 \left( \frac{B}{T} - 3 \right) + 0,20 \left( \frac{B}{T} - 3 \right)^2] \frac{T}{H_\Phi} + \right. \\ &\quad \left. + \left( -1,50 + 0,75 \frac{B}{T} \right) \left( \frac{T}{H_\Phi} \right)^2 \right\} k_{32} \end{aligned} \right\} (8.24)$$

**Влияние мелководья на поворотливость судна.** Поворотливость судна на мелководье ухудшается. Это связано с тем, что на ограниченной глубине воды резко уменьшается угол дрейфа  $\beta_{ц}$ . Из рис. 8.10, а видно, что для морского судна, выполняющего циркуляцию с относительным диаметром  $D_{ц}/L = 2$ , угол дрейфа на глубокой воде  $\beta_{ц} = 19,7^\circ$ , а на относительной глубине  $H_\Phi/T = 4,2$   $\times$   $\beta_{ц} = 4^\circ$ . С физической точки зрения это объясняется тем, что центробежная сила, действующая на судно, не зависит от глубины воды и на мелководье не изменяется. Для того чтобы уравновесить ее при возросших гидродинамических силах, действующих на корпус судна, требуется значительно меньший угол дрейфа.

Мелководье влияет и на другие характеристики циркуляционного движения, в частности уменьшается падение скорости судна (8.10, б).

Изменение гидродинамических характеристик судна на мелководье приводит к увеличению относительного радиуса установившейся цирку-

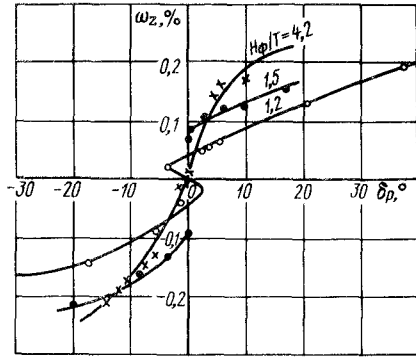


Рис. 8.11. Результаты натурных испытаний управляемости супертанкера на мелководье:

х ●, ○ — точки, полученные в процессе натурных испытаний

управляемости супертанкера на глубокой воде и на мелководье, устойчивость движения судна на прямом курсе на мелководье становится хуже (рис. 8.11) [63].

Неодинаковость глубин вызывает дополнительное ухудшение управляемости судна на мелководье. Так, при движении судна над наклонным дном у стенки появляются дополнительная подсосывающая поперечная сила, действующая на корпус судна и стремящаяся отодвинуть судно в сторону стенки, и момент, которой разворачивает нос судна в направлении уклона. Для того чтобы удержать судно на заданном курсе, переключают рули или насадки в сторону стенки, но это часто оказывается недостаточным. В меньшей степени для обеспечения намеченного судостроителем маневра судна опасно его отрывание от неровностей дна.

#### 8.4. Взаимодействие движущегося судна с другими судами и причалами

Каждое судно в процессе своей эксплуатации неизбежно проходит вблизи других судов на большем или меньшем расстоянии от них. Движение двух и более судов на близком расстоянии достаточно часто встречается в практике судовождения при расхождениях и обгонах, при передаче грузов с одного судна на другое по канатным или другого типа передачам. К наиболее распространенным маневрам судов внутреннего и смешанного плавания относятся привалы к причалам и пристаням и отвалы от них, в процессе которых между ними возникает не только меха-

лания при одном и том же угле переключки рулей  $\delta_p$ . В практическом расчете может быть применена следующая формула, вытекающая из рекомендаций А. Д. Гофмана [23]:

$$\left(\frac{R_{ц}}{L}\right)_M = \frac{1}{1 + 0,237(T/H_{\Phi}) - 1,156(T/H_{\Phi})^2} \times \left(\frac{R_{ц}}{L}\right)_{H_{\Phi} \rightarrow \infty} \quad (8.25)$$

**Влияние мелководья на устойчивость движения судна на курсе.** Устойчивость движения судна на курсе на ограниченной глубине воды также ухудшается. Как видно из сопоставления диаграмм управ-

ляемости супертанкера на глубокой воде и на мелководье, устойчивость движения судна на прямом курсе на мелководье становится хуже

ляемости судна на мелководье. Так, при движении судна над наклонным дном у стенки появляются дополнительная подсосывающая поперечная сила, действующая на корпус судна и стремящаяся отодвинуть судно в сторону стенки, и момент, которой разворачивает нос судна в направлении уклона. Для того чтобы удержать судно на заданном курсе, переключают рули или насадки в сторону стенки, но это часто оказывается недостаточным. В меньшей степени для обеспечения намеченного судостроителем маневра судна опасно его отрывание от неровностей дна.

ническое (через швартовный трос, автошвартовное устройство), но и гидродинамическое взаимодействие. Оно оказывает большое влияние на характер выполнения маневров судов и имеет свои особенности. Задача изучения этих особенностей весьма сложна и в полной мере еще не получила исчерпывающего решения. Ограничимся поэтому изучением гидродинамического взаимодействия судов, движущихся сходными курсами, а также особенностей взаимодействия швартуемого судна с причальной стенкой.

Гидродинамическое взаимодействие между судами, если расстояние между их бортами сравнительно невелико, возникает как при обгоне, так и при расхождении. При подходе носа обгоняющего судна к кормовой оконечности обгоняемого (рис. 8.12, а) вследствие сжатия потока между ними возникают силы присасывания  $P_{об1}$  и  $P_{об2}$ . Сила  $P_{об1}$  создает момент  $M_{об1}$ , который стремится повернуть обгоняемое судно по часовой стрелке и приблизить кормовую часть этого судна к носовой оконечности обгоняющего. С другой стороны, сила  $P_{об2}$ , действующая на носовую оконечность обгоняющего судна, создает момент  $M_{об2}$ , стремящийся приблизить носовую оконечность обгоняющего судна к кормовой оконечности обгоняемого. Тенденция к сближению оконечностей судов будет возрастать, пока мидель обгоняющего судна не пройдет корму обгоняемого. По мере дальнейшего продвижения обгоняющего судна силы гидродинамического взаимодействия  $P_{об1}$  и  $P_{об2}$  будут возрастать и достигнут максимальных значений тогда, когда мидель обгоняющего судна окажется на траверзе обгоняемого судна, но значения моментов  $M_{об1}$  и  $M_{об2}$  к этому моменту уменьшатся, а затем поменяют знак. Когда носовая оконечность обгоняющего судна обойдет носовую

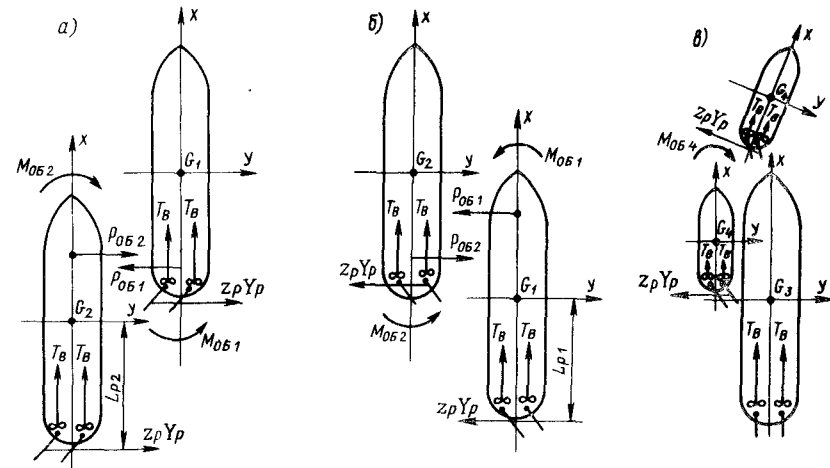


Рис. 8.12. Силы и моменты, действующие на судно при обгоне: а — в первый период; б — во второй период; в — в аварийной ситуации

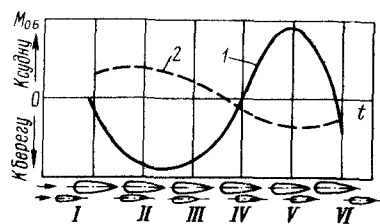


Рис. 8.13. Кривые моментов гидродинамических сил, действующих при обгоне на:

1 – обгоняемое судно; 2 – обгоняющее судно

оконечность обгоняемого, гидродинамические силы взаимодействия между судами  $P_{об1}$  и  $P_{об2}$  создают моменты  $M_{об1}$  и  $M_{об2}$  (рис. 8.12, б), стремящейся сблизить носовую оконечность обгоняемого судна и кормовую оконечность обгоняющего.

Характер изменения моментов сил гидродинамического взаимодействия  $M_{об}$ , возникающих при обгоне грузового теплохода типа „Волго-Дон“ пассажирским судном типа „Родина“, показан на рис. 8.13.

Если обгоняющее судно имеет значительно большее водоизмещение, мало отклонится от курса и по какой-то причине уменьшит скорость движения, то обгоняемое судно меньшего водоизмещения изменит курс и может столкнуться с кормовой оконечностью или бортом обгоняющего судна. С другой стороны, когда корма обгоняющего судна будет проходить носовую оконечность обгоняемого судна (рис. 8.12, в) значительно большего водоизмещения, нужно своевременно вернуть рули или насадки в положение, параллельное ДП, и увеличить его скорость. Если этого не будет сделано, то может произойти столкновение.

В первый период расхождения судов (рис. 8.14, а), когда носовая оконечность одного судна находится на траверзе носовой оконечности

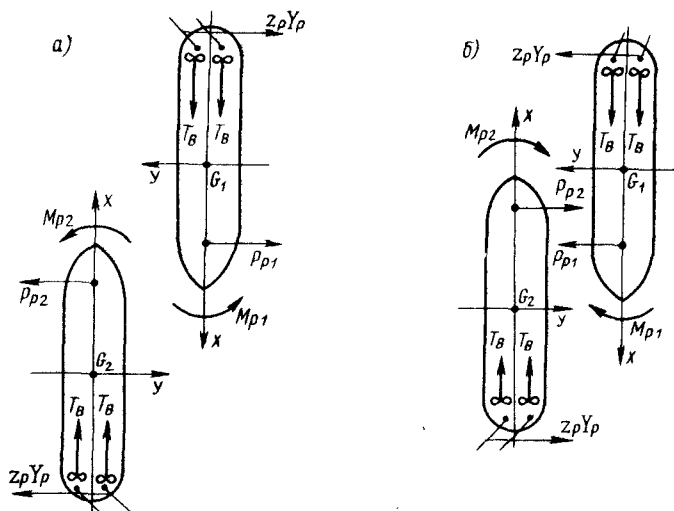


Рис. 8.14. Силы и моменты, действующие на суда при расхождении: а – в первый период; б – во второй период

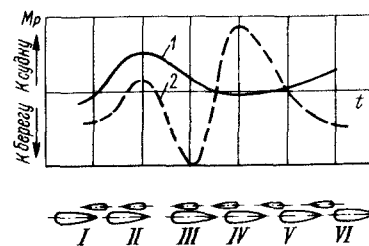


Рис. 8.15. Кривые моментов гидродинамических сил, действующих при расхождении на теплоходы:

1 – „Волго-Дон“; 2 – „Шестая пятилетка“

другого, возникают силы отталкивания  $P_{p1}$  и  $P_{p2}$ , а затем по мере приближения миделя одного судна к носовой оконечности другого картина обтекания судов меняется, гидродинамические моменты, действующие на судно, меняют знак и стремятся развернуть каждое из расходящихся судов в сторону встречного судна (рис. 8.14, б). Это наглядно видно и из рис. 8.15, на котором показаны кривые изменения моментов гидродинамических сил  $M_p$ , действующих на грузовые теплоходы при расхождении параллельными курсами. Особенно интенсивное уклонение обычно наблюдается у судна меньшего водоизмещения в сторону большего судна.

Отметим, что при осуществлении обгона и расхождения нужно стремиться к тому, чтобы суда при выполнении этих маневров двигались параллельными курсами на возможно большем расстоянии друг от друга. Если суда будут при этом двигаться под углом друг к другу, то при прочих равных условиях силы гидродинамического взаимодействия и связанная с ними опасность столкновения судов возрастают. Особенно рискованно движение судов под углом в канале при ветре.

В ряде случаев относительного движения судов на близком расстоянии друг от друга не удастся избежать их движения с углом дрейфа. Примером может служить совместное движение судов при траверзной передаче грузов с одного судна на другое. Переменное натяжение канатной дороги и влияние ветра могут ставить суда под значительными углами дрейфа. Значения сил и моментов гидродинамического взаимодействия между ними для этого случая могут быть определены по экспериментально-теоретическому методу Возной – Тумашика [ 46 ]. Нужно также иметь в виду, что при совместном движении судов на близком расстоянии возрастают и их обобщенные присоединенные массы.

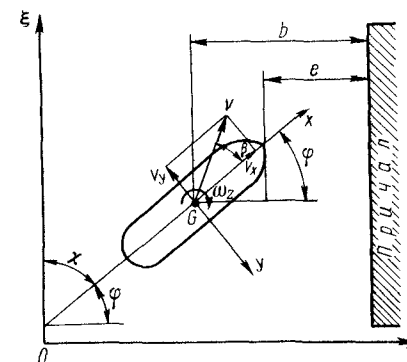


Рис. 8.16. Движение судна у причальной стенки

Рассмотрим теперь гидродинамическое взаимодействие движущегося судна с причальной стенкой. Гидродинамические силы такого взаимодействия подразделяются обычно на две основные категории: гидродинамические силы инерционной природы; гидродинамические силы неинерционной вязкостной природы.

Для определения гидродинамических сил первой категории ограничимся изложением только наиболее простого, но достаточно наглядного метода В. Ю. Мазура, в котором рассматривается двумерное движение судна, корпус которого имеет форму бесконечного цилиндра с вертикальной осью, в идеальной покоящейся жидкости. Использование методов конформных отображений в предположении о симметрии корпуса относительно ДП и при пренебрежении по малости членами, содержащими обобщенные присоединенные массы  $\lambda_{12}$ ,  $\lambda_{13}$  и  $\lambda_{23}$ , позволили В. Ю. Мазуру получить следующие выражения для проекций гидродинамических сил инерционной природы  $X_{к.и}$  и  $Y_{к.и}$  на оси  $Gx$  и  $Gy$  и их момента  $M_{к.и}$  относительно оси  $Gz$ :

$$\left. \begin{aligned} X_{к.и} &= -\lambda_{11}^0 \frac{dv_x}{dt} + \lambda_{22}^0 \omega_z v_y - \left( \frac{v_x^2}{2} \cos \varphi_1 - \right. \\ &\quad \left. - v_x \sin \varphi_1 \right) A_{11} + \frac{v_y^2}{2} A_{22} \cos \varphi_1; \\ Y_{к.и} &= -\lambda_{22}^0 \frac{dv_y}{dt} - \lambda_{11}^0 \omega_z v_x + \left( \frac{v_y^2}{2} \sin \varphi_1 - \right. \\ &\quad \left. - v_x v_y \cos \varphi_1 \right) A_{22} - \frac{v_x^2}{2} A_{11} \sin \varphi_1; \\ M_{к.и} &= -\lambda_{66}^0 \frac{d\omega_z}{dt} - \frac{1}{2} \omega_z A_{66} + v_x v_y (\lambda_{11}^0 - \lambda_{22}^0), \end{aligned} \right\} \quad (8.26)$$

в которых

$$\varphi_1 = \chi + \pi/2, \quad (8.27)$$

где  $\chi$  – угол курса судна (рис. 8.16).

При движении судна вблизи сплошной стенки обобщенные присоединенные массы  $\lambda_{11}^0$ ,  $\lambda_{22}^0$  и  $\lambda_{66}^0$  и их параметры

$$A_{11} = -\frac{\partial \lambda_{11}^0}{\partial b}; \quad A_{22} = -\frac{\partial \lambda_{22}^0}{\partial b}; \quad A_{66} = -\frac{\partial \lambda_{66}^0}{\partial b} \quad (8.28)$$

являются переменными, зависящими от угла  $\bar{\varphi}$  между ДП судна и перпендикуляром к линии причала, и могут быть выражены, согласно В. Ю. Мазуру [38], через присоединенные массы для неограниченной жидкости  $\lambda_{11}$ ,  $\lambda_{22}$ ,  $\lambda_{66}$ :

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{11}^0 &= \mu_1 \lambda_{11}; \quad \lambda_{22}^0 = \mu_1 \lambda_{22}; \quad \lambda_{66}^0 = \mu_3 \lambda_{66}; \\ A_{11} &= 2\lambda_{11} \bar{K}_1 / L; \quad A_{22} = 2\lambda_{22} \bar{K}_1 / L; \quad A_{66} = 2\lambda_{66} \bar{K}_3 / L. \end{aligned} \right\} \quad (8.29)$$

При движении судна на значительном расстоянии от причала ( $b \rightarrow \infty$ )  $\mu_1 = \mu_3 \rightarrow 1$ . Присоединенные массы  $\lambda_{11}$ ,  $\lambda_{22}$  и  $\lambda_{66}$  находят по известным методам, изложенным в гл. 3. Для расчета коэффициентов  $\mu_1$ ,  $\mu_3$ ,  $K_1$  и  $\bar{K}_3$ , входящих в выражения (8.29), В. Ю. Мазуром на основе теоретического исследования разработана специальная методика, позволяющая их определить в зависимости от отношения величины  $b$  к расстоянию  $e$  от оси,  $O\xi$  (см. рис. 8.16) до касательной к контуру корпуса судна, параллельной этой оси, от угла  $\varphi_1$  и соотношения главных размеров судна  $L/B$ . Ограниченная глубина воды у причала существенно увеличивает присоединенные массы воды, которые в этом случае удобно определять по аппроксимационным формулам В. Г. Павленко [43], по результатам работ Г. В. Симакова, Д. В. Марченко и К. П. Шхинека [51] или по данным О. Грима, согласно которым присоединенная масса воды при относительной глубине водоема  $H_\Phi/T$  равна

$$\lambda_{22}^0 (H_\Phi/T) = f(H_\Phi/T) \lambda_{22}, \quad (8.30)$$

где  $f(H_\Phi/T)$  – коэффициент увеличения присоединенной массы воды на мелководье, полученный Гримом экспериментальным путем. Этот коэффициент определяется по такой зависимости:

$$f(H_\Phi/T) = 1 - 1,12(T/H_\Phi) + 4,69(T/H_\Phi)^2. \quad (8.31)$$

Его можно использовать и для определения ориентировочных значений  $\lambda_{11}^0$  и  $\lambda_{66}^0$  на ограниченной глубине.

Выражения (8.26) используют при составлении дифференциальных уравнений движения судна вблизи стенки под мгновенным углом к ней  $\varphi_1$  со скоростью  $v$  и угловой скоростью  $\omega_z$ .

В. Ю. Мазур полагает, что влияние дополнительных сил вязкостной природы, обусловленных изменением характера обтекания корпуса судна при его движении вблизи стенки, мало и им можно пренебречь.

Обстоятельный анализ гидродинамических сил и моментов, действующих на корпус судна при его движении вблизи гидротехнических сооружений, проведен В. И. Зайковым [29]. Классификация привалов и отвалов, их характерные особенности, режимы работы судового комплекса при отсутствии и при наличии ветра и течения, вопросы оптимизации маневрирования судов у причальной стенки с учетом их взаимодействия, использование якорных и швартовых устройств рассмотрены С. А. Васильевым [17].

## 8.5. Устойчивость судна на курсе в условиях волнения

В настоящее время вопросы управляемости судов на волнении исследованы значительно меньше, чем проблемы управляемости судов на спокойной воде.

В работах А. Ш. Афремова, Д. М. Ананьева, Ю. М. Мاستушкина, Г. В. Соболева и др. основное внимание уделено изучению рыскания и курсовой устойчивости судна на волнении, рассмотрению вопроса о взаимосвязи рыскания и бортовой качки судов.

Одной из задач теории управляемости судна на волнении является изучение его устойчивости на прямом курсе. Под этой устойчивостью понимают такое движение судна, при котором оно сохраняет в среднем постоянное направление движения, совершая относительно него колебания в горизонтальной плоскости, вызванные действием волны, т. е. испытывая рыскание. Рассмотрим данную задачу, основываясь на работах Д. А. Ананьева. Ограничимся регулярным волнением. По-прежнему исследуем движение судна в горизонтальной плоскости, пренебрегая влиянием на него вертикальной, бортовой и килевой качек. Полагая, что воздействие волнения на неинерционные силы и моменты, а также на силы, развиваемые винтами и рулями, приведет к второстепенным поправкам, учтем действие волнения только в непосредственной форме, т. е. введя в уравнения движения возмущающие силы, приложенные к судну в горизонтальной плоскости. Как показали исследования в области управляемости судна на волнении, такой подход не приводит к крупным ошибкам.

Ограничиваясь исследованием устойчивости движения на прямом курсе, угол курса судна относительно направления распространения волн записываем в виде суммы его среднего значения  $\chi_B$  и малого угла рыскания  $\varphi_p$ :

$$\chi_B = \chi_{B0} + \varphi_p. \quad (8.32)$$

Положив малым рыскание, мы имеем право в такой же форме записать угол дрейфа:

$$\beta = \beta_0 + \Delta\beta, \quad (8.33)$$

( $\Delta\beta$  – малая величина), а проекцию вектора скорости судна  $v$  на его ось  $Gx$  положить постоянной и равной  $v_0$ .

Связь между неподвижной системой координат  $O\xi\eta\zeta$  и судовой  $Gxuz$  в предположении о пренебрежении вертикальными перемещениями выражается формулами

$$\begin{aligned} \xi &= x \cos \chi_B - y \sin \chi_B + v_0 t \cos \chi_B; \\ \eta &= y \cos \chi_B + x \sin \chi_B; \quad \zeta = z. \end{aligned} \quad (8.34)$$

Пусть регулярное волнение распространяется в направлении оси  $O\xi$  неподвижной системы координат  $O\xi\eta\zeta$ . Тогда его профиль можно определить таким выражением:

$$\zeta_w = r \cos(\sigma_0 t - k\xi), \quad (8.35)$$

где  $r$ ,  $\lambda$  – соответственно амплитуда (полувысота) и длина волны;  $\sigma_0$  – истинная частота;  $k = 2\pi/\lambda$  – волновое число.

Положив постоянной проекцию скорости судна на его продольную ось, мы тем самым отказались от исследования его продольно-горизонтальной качки, что допустимо, за исключением движения на попутном волнении со скоростью, близкой к скорости бега волн, когда может произойти так называемый „захват“ судна попутной волной. Вследствие принятого допущения нас не интересует продольная возмущающая сила и в дальнейшем ограничимся рассмотрением только поперечной возмущающей силы  $Y_f$  и возмущающего момента рыскания  $M_z f$ .

Давление в набегающей волне равно

$$p^* = p_0 - \rho g z - \rho g r \cos(\sigma t - k_1 x + k_2 y). \quad (8.36)$$

Здесь  $\sigma = \sigma_0 - k v_0 \cos \chi_{B0}$ ;  $k_1 = k \cos \chi_B$ ;  $k_2 = k \sin \chi_B$ . Интегрируя это давление по судовой поверхности  $S$ , мы получаем, как известно, главную часть возмущающих сил. Определяем главную часть поперечной силы и момента рыскания:

$$\left. \begin{aligned} Y^* &= - \iint_S (p^* - p_0) \cos(n, \hat{y}) dS; \\ M_z^* &= - \iint_S (p^* - p_0) [x \cos(n, \hat{y}) - y \cos(n, \hat{x})] dS. \end{aligned} \right\} \quad (8.37)$$

где  $\cos(n, \hat{x})$ ,  $\cos(n, \hat{y})$  – направляющие косинусы нормали к судовой поверхности. Применив формулу Гаусса–Остроградского и отбросив малые высших порядков, получим

$$\left. \begin{aligned} Y^* &= - \rho g a_0 (A_0 \sin \sigma t - B_0 \cos \sigma t) \sin \chi_B; \\ M_z^* &= \rho g a_0 (B_1 \cos \sigma t - A_1 \sin \sigma t) \sin \chi_B. \end{aligned} \right\} \quad (8.38)$$

Здесь  $a_0$  – угол волнового склона;

$$\left. \begin{aligned} A_n &= 2 \int_{L_K}^{L_H} \int_{T(x)}^0 x^n y_0 e^{kz} \cos k_1 x dx dz; \\ B_n &= 2 \int_{L_K}^{L_H} \int_{T(x)}^0 x^n y_0 e^{kz} \sin k_1 x dx dz, \end{aligned} \right\} \quad (8.39)$$

где  $L_H$ ,  $L_K$  – абсциссы носового и кормового перпендикуляров;  $T(x)$  – осадка;  $y_0$  – ордината судовой поверхности.

Кроме главной части на судно действуют компоненты возмущающих сил, обусловленные дифракцией волн, т. е. отражением волн от судна и огибанием его. Используя методы теории качки судов и полагая жидкость идеальной, можно получить дифракционные компоненты в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} Y_{\text{д}} &= -\rho g \alpha_0 \frac{\sigma}{\sigma_0} [(A'_0 - B''_0) \sin \sigma t - (B'_0 + A''_0) \cos \sigma t] \sin \chi_{\text{в}}; \\ M_{z \text{ д}} &= \rho g \alpha_0 \frac{\sigma}{\sigma_0} \left\{ [(B'_1 + A''_1 + \frac{\sigma}{\sigma_0} (A'_0 - B''_0))] \cos \sigma t - \right. \\ &\quad \left. - [A'_1 - B''_1 - \frac{\sigma}{\sigma_0} (B'_0 - A''_0)] \sin \sigma t \right\} \sin \chi_{\text{в}}. \end{aligned} \right\} (8.40)$$

Здесь

$$\left. \begin{aligned} A'_n &= \frac{1}{\rho} \int_{L_{\text{к}}}^{L_{\text{н}}} x^n \lambda_{22} \cos k_1 x dx; & B'_n &= \frac{1}{\rho} \int_{L_{\text{к}}}^{L_{\text{н}}} x^n \lambda_{22} \sin k_1 x dx; \\ A''_n &= \frac{1}{\rho \sigma_0} \int_{L_{\text{к}}}^{L_{\text{н}}} x^n \mu_{22} \cos k_1 x dx; & B''_n &= \frac{1}{\rho v_0} \int_{L_{\text{к}}}^{L_{\text{н}}} x^n \mu_{22} \sin k_1 x dx, \end{aligned} \right\} (8.41)$$

где  $\lambda_{22}$ ,  $\mu_{22}$  — присоединенная масса и коэффициент демпфирования шпангоута при поперечном обтекании, которые являются функциями от истинной частоты волн  $\sigma_0$  и определяются методами, изложенными в теории качки судов.

Формулы (8.40) были получены путем определения поперечной дифракционной нагрузки (силы, действующей на единицу длины судна) методами теории качки судов при пренебрежении вязкостью воды и последующем интегрировании этой нагрузки и ее момента по всей длине судна. Множитель  $\sigma/\sigma_0$  выражает влияние поступательной скорости; легко увидеть, что на попутном волнении дифракционные силы возрастают, а на встречном — убывают по сравнению с их значениями на стоянке ( $\sigma = \sigma_0$ ).

При движении судна на дифракционные силы оказывает влияние вязкость воды, которая, как известно, приводит к снижению гидродинамической нагрузки, определенной для идеальной жидкости, в области, где ширина судна в направлении огибающего его потока уменьшается, т. е. в корме. Это обстоятельство было отмечено и использовано К. К. Федяевским и Г. В. Соболевым в теории управляемости корабля. Был разработан прием, который заключался в интегрировании нагрузки, полученной в предположении об идеальности жидкости, не по всей длине судна, а от носового перпендикуляра до шпангоута с наибольшей площадью либо до сечения, где начинается резкое заострение корпуса судна (до начала дейдвуда). Таким способом были теоретически определены действующие на судно неинерционные силы. Использование этого приема для определения дифракционных компонентов возмущающих сил существенно изменяет учет влияния скорости судна. С тем чтобы не загромождать изложение сложными формулами, которые неплохо подтверждаются экспериментом, можно рекомендовать для расчетов, не претендующих на высокую точность, при малых и умеренных числах  $F_r$  замену в равенствах (8.40) множителя  $\sigma/\sigma_0$  на  $(1 + \sigma/\sigma_0)/2$ . Для главной части возмущающих сил не следует вводить учета вязкости, так как давление в набегающей волне является внешним по отношению

к области обтекающего судна потока (так же, как, например, гидростатическое давление). Демпфирующей частью дифракционного компонента в рассматриваемой задаче можно пренебречь, поскольку на длинных волнах он мал, а короткие волны не оказывают существенного влияния на управляемость судна. Но инерционными членами дифракционного компонента пренебрегать нельзя, так как он имеет одинаковый с главной частью поперечной возмущающей силы и возмущающего момента рыскания порядок. В этом заключается качественное отличие рассматриваемых силы и момента от возмущающих сил и моментов, вызывающих бортовую, килевую и вертикальную качки.

Для упрощения изложения отбросим в возмущающих силах обычно сравнительно небольшие члены, обусловленные асимметрией судна относительно мидель-шпангоута. Тогда с учетом высказанных выше замечаний запишем суммарные возмущающие силы в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} Y_f &= -\rho g \alpha_0 \sin \chi_{\text{в}} \left[ A_0 + \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{\sigma}{\sigma_0} \right) A'_0 \right] \sin \sigma t; \\ M_{z f} &= \rho g \alpha_0 \sin \chi_{\text{в}} \left[ B_1 + \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{\sigma}{\sigma_0} \right) B'_1 \right] \cos \sigma t. \end{aligned} \right\} (8.42)$$

Силу и момент, выраженные формулами (8.42), введем в соответствующие коэффициенты системы упрощенных линеаризованных уравнений движения судна (5.164), пренебрежем силами, волнового демпфирования и исследуем устойчивость режимов движения судна при перекладке рулей на постоянный угол. В результате найдем необходимый угол перекладки рулей и амплитуду первой гармоники установившегося рыскания.

При перекладке руля на угол  $\delta_r$  и выполнении условий устойчивости судно движется средним прямым курсом, характеризуемым углом  $\chi_{\text{в}0}$ , на регулярном волнении, испытывая при этом гармоническое рыскание. По гармоническому закону изменяется также угол дрейфа, среднее значение которого не равно нулю. При этом на волнении без ветра углы дрейфа малы, вследствие чего скорость судна можно полагать равной ее проекции на продольную ось судна.

В качестве иллюстрации приведем результаты расчетов по транспортному судну с соотношениями  $L/B=6,04$ ,  $B/T=2,86$ , коэффициентом полноты водоизмещения  $\delta=0,69$ , коэффициентом полноты КВЛ  $a=0,815$ , коэффициентом полноты мидель-шпангоута  $\beta_{\text{м}}=0,965$ . Длина волны принималась равной длине судна, крутизна ее составляла  $2r/\lambda=0,1$  и  $0,2$ , средние углы курса брались в пределах от  $0$  до  $90^\circ$ . Результаты расчетов [рис. 8.17] дают возможность прийти к выводу, что судно, которое неустойчиво на курсе в условиях спокойной воды, оказалось устойчивым на волнении в широком интервале курсов и чисел  $F_r$ . Это является общей закономерностью, причем особенно сильно стабилизируется судно на встречном волнении. На рис. 8.18 представлены результаты расчетов необходимого угла перекладки руля  $\delta_r$  при  $2r/\lambda=0,1$  и  $0,2$ .

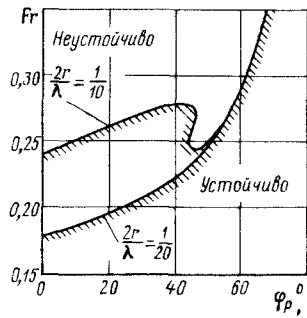


Рис. 8.17. Зоны устойчивости и неустойчивости судна

Подходы, изложенные в настоящем параграфе, позволили решить ряд более сложных задач: исследовать устойчивость на среднем прямом курсе при действии не только регулярного волнения, но и ветра постоянной силы; устойчивость на курсе при гармонической дерекладке руля, а также устойчивость на среднем прямом курсе при движении судна на нерегулярном волнении.

### 8.6. Поворотливость судна на волнении

С целью приближенного исследования поворотливости судов на волнении по методу Ю. В. Ремеза помимо общепринятых в теории управляемости введем еще следующие допущения.

1. Основные виды качки судна (вертикальная, бортовая и килевая) не влияют на движение в плоскости ватерлинии.

2. Изменения угла дрейфа и угловой скорости, происходящие за счет манипулирования средствами управления, имеют тот же порядок малости, что и угол дрейфа и угловая скорость, обусловленная набегавшими волнами.

3. Скорость движения судна при маневрировании на волнении такая же, как и при маневрировании на тихой воде.

4. Возмущающие силы, обусловленные волнением, возникающие на судовом корпусе, могут быть определены методами современной гидродинамической теории качки.

При слабых маневрах угловая скорость судна мала и обычно не превышает 0,04–0,05 1/с. В то же время частота регулярных волн в диапазоне длин 20–100 м лежит в пределах 0,8–1,25 1/с. Таким образом, в течение одного периода набегавших волн курсовой угол судна не успевает существенно измениться. Следовательно, параметры движения судна под действием средств управления являются медленно меняющимися

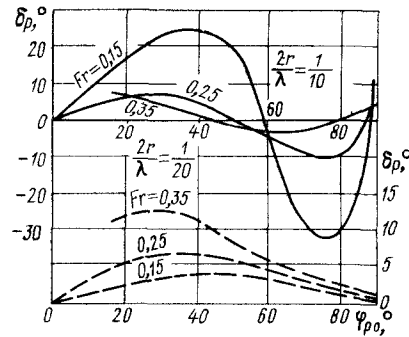


Рис. 8.18. Результаты расчетов необходимого угла перекладки рулей литуды рыскания

функциями времени по сравнению с параметрами движения, обусловленного набегавшими волнами. В дальнейшем под термином „медленные” движения (параметры) будет понимать параметры осредненного движения судна, а под термином „быстрые” – параметры качки судна.

Для расчетов кинематических параметров криволинейного движения судна по взволнованной поверхности моря необходимо проинтегрировать уравнения (5.164) с учетом сил, обусловленных волнением, т. е. возмущающих сил.

Возмущающие поперечную силу  $Y_f$  и горизонтальный момент  $M_{zf}$  определим из соотношений

$$\bar{Y}_f = a_{2c} \cos \sigma t + a_{2s} \sin \sigma t; \quad \bar{M}_{zf} = a_{6c} \cos \sigma t + a_{6s} \sin \sigma t. \quad (8.43)$$

В формулах (8.43) коэффициенты  $a_{jc}$  и  $a_{js}$  представляют собой амплитудные значения возмущающих сил и зависят от частот  $\sigma_0$ ,  $\sigma$  и курсового угла  $\chi_B$ . Если судно движется прямолинейным курсом, то  $\sigma = \text{const}$  и  $a_j = \text{const}$ . Если же судно маневрирует на волнении, то и амплитудные части, и кажущаяся частота являются медленноменяющимися функциями времени в виду того, что изменяется курсовой угол  $\chi_B$ . Обозначив фазу возмущающих сил через  $\zeta_B$ , можем в этом случае записать

$$\left. \begin{aligned} Y_f &= a_{2c} \cos \zeta_B + a_{2s} \sin \zeta_B; \\ M_{zf} &= a_{6c} \cos \zeta_B + a_{6s} \sin \zeta_B, \end{aligned} \right\} \quad (8.44)$$

причем фаза должна определяться в результате интегрирования следующего дифференциального уравнения:

$$\frac{d\zeta_B}{dt} = \sigma = \sigma_0 - k v_0 \cos \chi_B.$$

Приведем последнее уравнение к безразмерному виду:  $\frac{d\zeta_B}{d\tau} = \bar{\sigma}_0 -$

$-\bar{k} \cos \chi_B$ , где  $\bar{\sigma}_0 = \sigma_0 L / v$ ,  $\bar{k} = kL / v_0$ . Как и ранее, дифференцирование проводим по безразмерному времени  $\tau = vt / L$ .

Маневрирование судна на регулярном волнении опишем следующей приближенной системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} -m_{22} \frac{d\beta}{d\tau} + m_{11} \bar{\omega}_z + m_{26} \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} &= \bar{c}_{21} \beta + \bar{c}_{22} \bar{\omega}_z - \\ - (m_p / L_p) p_{n1} \bar{\delta}_p + a_{2c} \cos \zeta_B + a_{2s} \sin \zeta_B; \\ m_{66} \frac{d\bar{\omega}_z}{d\tau} - m_{26} \frac{d\beta}{d\tau} + m_{26} \bar{\omega}_z &= \bar{c}_{31} \beta + \bar{c}_{32} \bar{\omega}_z + \\ + m_p p_{n1} \bar{\delta}_p + a_{6c} \cos \zeta_B + a_{6s} \sin \zeta_B; \\ \frac{d\chi_B}{d\tau} &= \bar{\omega}_z; \quad \frac{d\zeta_B}{d\tau} = \bar{\sigma}_0 - \bar{k} \cos (\chi_B + \chi_{B0}), \end{aligned} \right\} \quad (8.45)$$



где  $\chi_{B0}$  — курсовой угол набегающих волн в начальный момент времени.

Введем новое время  $\tau_1 = \tau/\epsilon$ , где  $\epsilon = \bar{\omega}_{z0}/\bar{\sigma}_0$  — малый параметр. Через  $\bar{\omega}_{z0}$  обозначена безразмерная угловая скорость маневрирования корабля в некоторый фиксированный момент времени. Конкретное значение  $\bar{\omega}_{z0}$  роли не играет, и, не нарушая общности, можно положить  $\bar{\omega}_{z0} = 1$ . Для правильности дальнейших выводов необходимо лишь выполнение условия  $\bar{\omega}_{z0} \ll \bar{\sigma}_0$ , которое, как было указано выше, всегда справедливо при осуществлении судном слабых маневров.

Обозначая дифференцирование по новому времени  $\tau_1$  точкой, получаем на основании (8.45) систему

$$\left. \begin{aligned} -m_{22}\dot{\beta} &= \epsilon \bar{c}_{21}\beta + \epsilon \bar{c}_{22}\bar{\omega}_z - \epsilon m_{11}\bar{\omega}_z - \epsilon (m_p/\bar{L}_p)p_{n1}\bar{\delta}_p + \\ &+ \epsilon d_{2c} \cos \zeta_B + \epsilon a_{2s} \sin \zeta_B; \\ m_{66}\dot{\bar{\omega}}_z &= \epsilon \bar{c}_{31}\beta + \epsilon \bar{c}_{32}\bar{\omega}_z + \epsilon m_p p_{n1}\bar{\delta}_p + \\ &+ \epsilon a_{6c} \cos \zeta_B + \epsilon a_{6s} \sin \zeta_B; \\ \dot{\chi}_B &= \epsilon \bar{\omega}_z; \\ \dot{\zeta}_B &= 1 - \epsilon \bar{k} \cos(\chi_B + \chi_{B0}). \end{aligned} \right\} \quad (8.46)$$

Как видно из последних уравнений, производные  $\dot{\beta}$ ,  $\dot{\bar{\omega}}_z$  и  $\dot{\chi}_B$  пропорциональны малому параметру  $\epsilon$ , в то время как производная  $\dot{\zeta}_B$  конечна. Таким образом, переменные  $\beta$ ,  $\bar{\omega}_z$  и  $\chi_B$  являются медленно-, а  $\zeta_B$  — быстроменяющимися функциями времени. Системы, описываемые уравнениями, аналогичными уравнениям (8.46), принято называть системами с быстровращающейся фазой. Для интегрирования уравнений, описывающих динамику систем с быстровращающейся фазой, существуют достаточно хорошо разработанные асимптотические методы. Будем использовать один из таких методов, предложенный В. М. Волосовым.

Перепишем систему уравнений (8.46) следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} m_{ij}x_j &= \epsilon n_{j1}x_2 + \epsilon n_{j2}x_6 + \epsilon n_j^{\delta p} \delta_p + \epsilon a_{jc} \cos \zeta_B + \epsilon a_{js} \zeta_B; \\ \chi_B &= \epsilon x_6; \\ \zeta_B &= 1 - \epsilon \bar{k} \cos(\chi_B + \chi_{B0}) \quad (j=2, \dots, 6), \end{aligned} \right\} \quad (8.47)$$

где  $x_2 = \beta$ ;  $x_6 = \bar{\omega}_z$ ;  $n_{21} = c_{21}$ ;  $n_{62} = c_{31}$ ;  $n_{22} = c_{22} - m_{11}$ ;  $n_{62} = c_{32}$ ,  $n_2^{\delta p} = (m_p/\bar{L}_p)p_{n1}$ ;  $n_6^{\delta p} = m_p p_{n1}$ . Будем искать кинематические параметры  $x_j$ ,  $\chi_B$  и  $\zeta_B$  в виде:

$$x_j = \bar{x}_j + \epsilon x_j^*; \quad \chi_B = \bar{\chi}_B + \epsilon \chi_B^*; \quad \zeta_B = \bar{\zeta}_B + \epsilon \zeta_B^*. \quad (8.48)$$

При таком представлении функции с черточками соответствуют медленным переменным, а со звездочками — быстрым. Отметим, что согласно со-

временным представлениям линейной гидродинамической теории качки силы, действующие на судовой корпус, вычисляются в движущейся, но не вращающейся системе координат. Таким образом,

$$a_{jc} = a_{jc}(\bar{\chi}_B); \quad a_{js} = a_{js}(\bar{\chi}_B); \quad \dot{\zeta} = 1 - \epsilon \bar{k} \cos(\bar{\chi}_B + \chi_{B0}) \quad (8.49)$$

Следовательно,  $\zeta_B \equiv \bar{\zeta}_B$ .

Потребуем, чтобы медленные переменные определялись решением следующей системы дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\bar{x}} &= \epsilon A_{1j}(\bar{\chi}_B) + \epsilon^2 A_{2j}(\bar{\chi}_B) + \epsilon^3 A_{3j}(\bar{\chi}_B) + \dots; \\ \dot{\bar{\chi}} &= \epsilon B_1(\bar{\chi}_B) + \epsilon^2 B_2(\bar{\chi}_B) + \epsilon^3 B_3(\bar{\chi}_B) + \dots; \\ \bar{\zeta}_B &= 1 - \epsilon \bar{k} \cos(\bar{\chi}_B + \chi_{B0}) \quad (j=2, \dots, 6). \end{aligned} \right\} \quad (8.50)$$

Для быстрых переменных попытаемся построить формулы вида

$$\left. \begin{aligned} x_j^* &= U_{1j}(\bar{\chi}_B, \bar{\zeta}) + \epsilon U_{2j}(\bar{\chi}_B, \bar{\zeta}) + \epsilon^2 U_{3j}(\bar{\chi}_B, \bar{\zeta}) + \dots \\ \chi_B^* &= V_1(\bar{\chi}_B, \bar{\zeta}) + \epsilon V_2(\bar{\chi}_B, \bar{\zeta}) + \epsilon^2 V_3(\bar{\chi}_B, \bar{\zeta}) + \dots \quad (j=2, \dots, 6). \end{aligned} \right\} \quad (8.51)$$

Итак, для полного решения поставленной задачи необходимо определить все вновь введенные функции, а именно  $A_{kj}$ ,  $B_k$ ,  $U_{kj}$ ,  $V_k$ . Найдем производные, входящие в левые части уравнений (8.45). При этом примем во внимание соотношения (8.46)–(8.49). Приведем для примера вычисление производной  $\dot{x}_j$ :

$$\begin{aligned} \dot{x}_j &= \dot{\bar{x}}_j + \epsilon \dot{x}_j^* = \epsilon A_{1j} + \epsilon^2 A_{2j} + \dots + \epsilon \left( \frac{\partial U_{1j}}{\partial \bar{\chi}} \dot{\bar{\chi}} + \right. \\ &+ \left. \frac{\partial U_{1j}}{\partial \bar{\zeta}_B} \dot{\bar{\zeta}}_B + \epsilon \frac{\partial^2 U_{2j}}{\partial \bar{\zeta}_B^2} \dot{\bar{\zeta}}_B + \dots \right) = \epsilon \left( A_{1j} + \frac{\partial U_{1j}}{\partial \bar{\zeta}_B} \right) + \epsilon^2 \left( A_{2j} + \right. \\ &+ \left. B_1 \frac{\partial U_{1j}}{\partial \bar{\chi}_B} - k \cos(\bar{\chi}_B + \chi_{B0}) \frac{\partial U_{1j}}{\partial \bar{\zeta}_B} + \frac{\partial U_{2j}}{\partial \bar{\zeta}_B} + \dots \right) \quad (8.52) \end{aligned}$$

Подставив выражения (8.43)–(8.52) в уравнение (8.47) и приравняв множители при одинаковых степенях  $\epsilon$ , в первом приближении получим

$$\left. \begin{aligned} m_{ij} \left( A_{1j} + \frac{\partial U_{1j}}{\partial \bar{\zeta}_B} \right) &= n_{j1} \bar{x}_2 + n_{j2} \bar{x}_6 + n_j^{\delta p} \delta_p + \\ &+ a_{jc} \cos \bar{\zeta}_B + a_{js} \sin \bar{\zeta}_B; \\ B_1 + \frac{\partial V_1}{\partial \bar{\zeta}_B} &= \bar{x}_6. \end{aligned} \right\} \quad (8.53)$$

Рассмотрим первое уравнение. Очевидно, что это обыкновенное дифференциальное уравнение относительно функции  $U_{1j}$ . Интегрируя его, найдем

$$U_{1j}(\bar{\chi}, \bar{\zeta}_B) = \int_{\bar{\zeta}_{B0}}^{\bar{\zeta}_B} \left( \Psi_{1j} + \frac{a_{js}}{m_{jj}} \cos \bar{\zeta}_B + \frac{a_{js}}{m_{jj}} \sin \bar{\zeta}_B - A_{1j} \right) d\bar{\zeta}_B + f_{1j}(\bar{\zeta}_B) \quad (j=2, \dots, 6), \quad (8.54)$$

где

$$\Psi_{1j} = \frac{1}{m_{jj}} (n_{j1}\bar{x}_2 + n_{j2}\bar{x}_6 + n_j^{\delta p} \delta_p);$$

$f_{1j}(\bar{\zeta}_B)$  — произвольная функция  $\bar{\zeta}_B$ . Функция  $U_{1j}$  является первым членом в разложении  $j$ -го компонента скорости качки. Таким образом, эта функция ограничена по  $\bar{\zeta}_B$ , т. е.

$$\lim_{\bar{\zeta}_B \rightarrow \infty} |U_{1j}(\bar{\chi}_B, \bar{\zeta}_B)| < \infty. \quad (8.55)$$

Под знаком интеграла в формуле (8.54) стоит периодическая функция переменной  $\bar{\zeta}_B$ , поскольку  $A_{1j}$  и  $\Psi_{1j}$  от этой переменной не зависят. Период подынтегральной функции равен  $2\pi$ . Пусть интеграл

$$\int_{\bar{\zeta}_{B0}}^{\bar{\zeta}_B + 2\pi} \left( \Psi_{1j} + \frac{a_{jc}}{m_{jj}} \cos \bar{\zeta}_B + \frac{a_{js}}{m_{jj}} \sin \bar{\zeta}_B - A_{1j} \right) d\bar{\zeta}_B = C(\bar{x}_2, \bar{x}_6, \bar{\chi}_B) \neq 0. \quad (8.56)$$

Тогда  $\lim_{\bar{\zeta}_B \rightarrow \infty} U_{1j}(\bar{\chi}, \bar{\zeta}_B) = \lim_{k \rightarrow \infty} U_{1j}(\bar{\chi}, \bar{\zeta}_{B0} + 2k\pi) = \lim_{k \rightarrow \infty} kC(\bar{x}_2, \bar{x}_6, \bar{\chi}_B) = \pm \infty$ .

Выбор знака плюс или минус зависит от знака  $C(\bar{x}_2, \bar{x}_6, \bar{\chi}_B)$ . Итак, для выполнения условия (8.55) ограниченности функции  $U_{1j}$  необходимо, чтобы  $C(\bar{x}_2, \bar{x}_6, \bar{\chi}_B) \equiv 0$  для всех значений  $\bar{x}_2$ ,  $\bar{x}_6$  и  $\bar{\chi}_B$ . Этого условия достаточно для определения функции  $A_{1j}$ . Действительно, интеграл в формуле (8.56) может быть равен нулю при условии

$$A_{1j} = \Psi_{1j} = \frac{1}{m_{jj}} (n_{j1}\bar{x}_2 + n_{j2}\bar{x}_6 + n_j^{\delta p} \delta_p) \quad (j=1, \dots, 6). \quad (8.57)$$

Подставляя полученный результат в равенство (8.54) находим

$$U_{1j}(\bar{\chi}, \bar{\zeta}_B) = \frac{a_{jc}(\bar{\chi}_B)}{m_{jj}} \sin \bar{\zeta}_B - \frac{a_{jc}(\bar{\chi}_B)}{m_{jj}} \sin \bar{\zeta}_{B0} - \frac{a_{js}(\bar{\chi}_B)}{m_{jj}} \cos \bar{\zeta}_B + \frac{a_{js}(\bar{\chi}_B)}{m_{jj}} \cos \bar{\zeta}_{B0} + f_{1j}(\bar{\chi}_B) \quad (8.58)$$

Очевидно, что в начальный момент времени  $\tau_1 = \tau_0$ , фаза  $\bar{\zeta}_B = \bar{\zeta}_{B0}$  и курсовой угол  $\bar{\chi}_B = \bar{\chi}_{B0}$ , т. е.

$$U_{1j}(\bar{\chi}, \bar{\zeta}_{B0}) = f_{1j}(\bar{\chi}_B). \quad (8.59)$$

Произвольная функция  $f_{1j}(\bar{\chi}_B)$  не зависит от переменной  $\bar{\zeta}_B$  и, следовательно, является непериодической. Ясно, что при движении судна прямолинейным курсом, т. е. при  $\bar{\chi}_B = \bar{\chi}_{B0}$  качка должна носить строго периодический характер. Тогда, обозначая  $\zeta_B = \sigma t$ , можем написать

$$U_{1j}(\bar{\chi}_{B0}, \bar{\zeta}_B) = \frac{a_{jc}(\bar{\chi}_{B0})}{m_{jj}} \sin \bar{\zeta}_B - \frac{a_{js}(\bar{\chi}_{B0})}{m_{jj}} \cos \bar{\zeta}_B. \quad (8.60)$$

Следовательно,

$$f_{1j}(\bar{\chi}_{B0}) = -\frac{a_{js}(\bar{\chi}_{B0})}{m_{jj}} \cos \bar{\zeta}_{B0} + \frac{a_{jc}(\bar{\chi}_{B0})}{m_{jj}} \sin \bar{\zeta}_{B0} \quad (8.61)$$

Таким образом,

$$U_{1j}(\bar{\chi}, \bar{\zeta}_B) = \frac{a_{jc}(\bar{\chi}_B)}{m_{jj}} \sin \bar{\zeta}_B - \frac{a_{js}(\bar{\chi})}{m_{jj}} \cos \bar{\zeta}_B + \frac{a_{js}(\bar{\chi}_B) - a_{js}(\bar{\chi}_{B0})}{m_{jj}} \cos \bar{\zeta}_{B0} - \frac{a_{jc}(\bar{\chi}_B) - a_{jc}(\bar{\chi}_{B0})}{m_{jj}} \sin \bar{\zeta}_{B0}. \quad (8.62)$$

При помощи аналогичных рассуждений находим

$$B_1 = \bar{x}_6; \quad V_1(\bar{\chi}_B, \bar{\zeta}_B) = 0. \quad (8.63)$$

Для проведения вычислений функций второго приближения в (8.52)

надо определить слагаемое  $B_1 \frac{\partial U_{1j}}{\partial \bar{\chi}_B}$ . Нетрудно видеть, что этот член

имеет второй порядок малости по отношению к кинематическим параметрам маневрирования. В самом деле функция  $B_1$  представляет собой значение угловой скорости и является малой первого порядка. Функции  $U_{1j}$  определяются через амплитудные значения возмущающих сил  $a_{jc}$  и  $a_{js}$ , которые пропорциональны полувысоте волны, т. е. тоже являются малыми первого порядка. Поскольку значение курсового угла  $\bar{\chi}_B$  конечно, производная  $\frac{\partial U_{1j}}{\partial \bar{\chi}_B}$  — малая первого порядка. Итак, рассматриваемым произведением можно пренебречь как величиной, имеющей более высокий порядок малости.

Воспользовавшись изложенной схемой, можно определить все функции, входящие в соотношения (8.50) и (8.51). Для примера приведем выражения для функций второго приближения:

1. Расскажите об особенностях влияния ветра на путь и управляемость судна.
2. Как влияет течение на управляемость судна?
3. Вспомните, как влияет на поворотливость и устойчивость движения судна мелководье?
4. Изложите особенности гидродинамического взаимодействия судов при расхождении и обгонах.
5. Как рассчитать движение судна у стенки?
6. Каковы особенности рыскания судна на волнении?
7. Охарактеризуйте поворотливость судна при движении его в условиях волнения.

Глава 9

**ОСОБЕННОСТИ УПРАВЛЯЕМОСТИ СУДОВ  
РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ**

**9.1. Управляемость катамарана**

Суда катамаранного типа получают все более широкое распространение. В нашей стране и за рубежом строят пассажирские, грузовые, научно-исследовательские двухкорпусные суда. Высокая управляемость двухкорпусных судов является одной из необходимых предпосылок для их эффективной эксплуатации.

С точки зрения управляемости суда-катамараны имеют свои специфические особенности, обусловленные резко отличающейся от традиционной для однокорпусных судов формой подводных поверхностей корпусов, разнесенных на расстояние, называемое его *клиренсом*  $h_B$ , (рис. 9.1). Специфические особенности имеют и форма корпусов катамарана, а также гидродинамическое взаимодействие корпусов при криволинейном движении. Поэтому его гидродинамические характеристики существенно отличаются от гидродинамических характеристик корпусов однокорпусных судов. Первоначально их определяли по существующим методам для однокорпусных судов с поправками на катамаранность конструкции. Такой метод был разработан А. В. Васильевым. Ю. М. Мастишкин [39] предложил рассчитывать на основе модельных испытаний гидродинамические коэффициенты поперечной силы  $K_{yK}$  и момента  $K_{mK}$  относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ всего катамарана, по таким формулам:

$$K_{yK} = k_y K_y; \quad K_{mK} = k_m K_m, \quad (9.1)$$

$$\left. \begin{aligned} A_{2j} &= \frac{m_{66} k_{31} (a_{2s} - a_{2s0}) + m_{22} k_{22} (a_{6s} - a_{6s0})}{m_{22} m_{jj} m_{66}} \cos \bar{\xi}_{B0} - \\ &- \frac{m_{66} k_{31} (a_{2c} - a_{2c0}) + m_{22} k_{22} (a_{6c} - a_{6c0})}{m_{22} m_{jj} m_{66}} \sin \bar{\xi}_{B0}; \\ B_2 &= \frac{a_{6s} - a_{6s0}}{m_{66}} \cos \bar{\xi}_{B0} - \frac{a_{6c} - a_{6c0}}{m_{66}} \sin \bar{\xi}_{B0}; \\ U_{2j} &= -T_{jc} \cos \bar{\xi}_B - T_{js} \sin \bar{\xi}_B + (T_{jc} - T_{jc0}) \cos \bar{\xi}_{B0} + \\ &+ (T_{js} - T_{js0}) \sin \bar{\xi}_{B0}; \\ V_2 &= -\frac{a_{6c}}{m_{66}} \cos \bar{\xi}_B - \frac{a_{6s}}{m_{66}} \sin \bar{\xi}_B + (a_{6c} - a_{6c0}) \cos \bar{\xi}_{B0} + \\ &+ (a_{6s} - a_{6s0}) \sin \bar{\xi}_{B0}, \end{aligned} \right\} (8.64)$$

где  $T_{jc} = \frac{m_{66} k_{31} a_{2c} + m_{22} k_{22} a_{6c} + a_{js} k \cos(\bar{\chi}_B + \bar{\chi}_{B0})}{m_{22} m_{jj} m_{66}}$ .

Функция  $T_{js}$  получается из функции  $T_{jc}$  путем замены всех нижних индексов  $c$  на  $s$ , и наоборот. Кроме того, в последних формулах нижний индекс 0 свидетельствует о том, что значение функции должно быть взято при  $\bar{\chi} = \bar{\chi}_{B0}$ .

Таким образом можно определить правые части уравнений (8.45) и, проинтегрировав эти уравнения, найти медленные переменные. После этого фаза  $\bar{\xi}_B$  определяется квадратурой:

$$\bar{\xi}_B = \tau_1 - \epsilon \bar{k} \int_{\tau_0}^{\tau_1} \cos(\bar{\chi}_B + \chi_{B0}) d\tau_1. \quad (8.65)$$

Нетрудно заметить, что при удержании в уравнениях (8.45) только членов порядка  $O(\epsilon)$ , определяемых по формулам (8.57) и (8.63), получаются обычные уравнения теории управляемости на тихой воде. Это свидетельствует о том, что в первом приближении волнение не оказывает влияния на кинематические параметры маневрирования. Такой вывод справедлив только для одного периода набегающих волн. Чтобы получить результаты, справедливые для больших интервалов времени, необходимо удерживать в правых частях уравнений (8.92) большее количество членов. Начиная со второго приближения, т. е. с членов порядка  $O(\epsilon^2)$ , функции  $A_{kj}$  и  $B$  выражаются через амплитудные значения возмущающих сил, которые имеют тот же порядок, что и неинерционные компоненты гидродинамических сил на судовом корпусе. Итак, можно сделать вывод о существенном влиянии волнения на кинематические параметры криволинейного движения судна в плоскости ватерлинии. Такой подход к изучению движения судов на волнении позволяет построить теорию поворотливости судна на волнении с шестью степенями свободы.

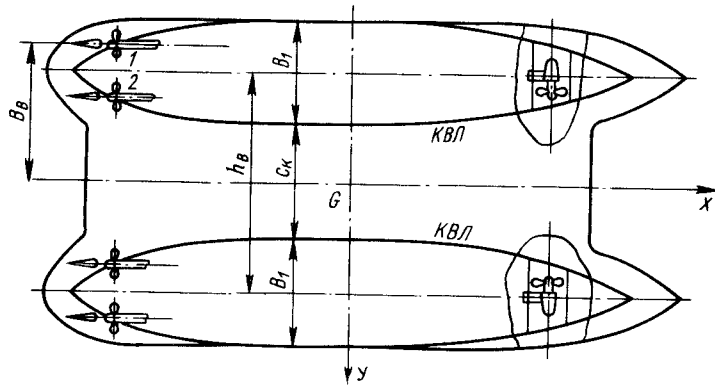


Рис. 9.1. Основные характеристики катамарана

где  $K_y$ ,  $K_m$  — коэффициенты поперечной силы и момента одного изолированного корпуса, которые находятся по общепринятым методикам для однокорпусных судов,  $k_y$ ,  $k_m$  — поправочные коэффициенты, которые Ю. М. Мастушкин рекомендует определять в зависимости от относительного горизонтального клиренса  $\bar{c}_K = c_K/B_1$  ( $c_K$  — расстояние между внутренними бортами катамарана;  $B_1$  — ширина одного его корпуса) из таких зависимостей:

$$k_y = 2 - 0,50 e^{2\bar{c}_K}; \quad k_m = 2 - 0,65 e^{-2\bar{c}_K}. \quad (9.2)$$

А. Б. Вагановым проведены систематические экспериментальные исследования управляемости двухкорпусного судна на крупномасштабной самоходной модели и на ротативной установке [11]. Анализ результатов этих испытаний позволил ему использовать структурные зависимости (4.8) и (4.9) при малых  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$  ( $\beta \leq 0,5$ ,  $\bar{\omega}_z \leq 0,8$ ) в такой форме:

$$\left. \begin{aligned} K_{xK} &= k_{10K} + k_{13K} \beta^2; \\ K_{yK} &= k_{21K} \beta + k_{22K} \bar{\omega}_z + k_{26K} \beta^3 + k_{28K} \beta \bar{\omega}_z^2; \\ K_{mK} &= k_{31K} \beta + k_{32K} \bar{\omega}_z + k_{36K} \beta^3 + k_{37K} \beta^2 \bar{\omega}_z + k_{39K} \bar{\omega}_z^3. \end{aligned} \right\} \quad (9.3)$$

Гидродинамические коэффициенты корпуса судна  $k_{ijk}$  для катамарана находятся в зависимости от соотношений главных размеров его корпусов  $L/B_1$  и  $B_1/T$ , относительного клиренса  $\bar{h}_B = h_B/B_1$ , полноты обводов в корме  $\sigma_d$  по формуле

$$k_{ijk} = k_{ijK}^0 s_{ij1}(L/B_1) s_{ij2}(B_1/T) + \Delta k_{ijK}(\sigma_d), \quad (9.4)$$

где  $k_{ijK}^0$  — гидродинамические коэффициенты базовой модели, отличающейся следующими характеристиками:  $L/B_1 = 7,25$ ,  $B_1/T = 4,90$ ,

$\bar{h}_B = 1,4 \div 2,6$ ,  $\sigma_d = 0,95$ ;  $s_1(L/B_1)$  и  $s_2(B_1/T)$  — коэффициенты, учитывающие влияние соотношений  $L/B_1$  и  $B_1/T$ ;  $\Delta k_{ijK}(\sigma_d)$  — поправка на полноту площади диаметрального батокса. Зависимости гидродинамических коэффициентов  $k_{ijK}$  от относительного клиренса  $\bar{h}_B$  получены А. Б. Вагановым в форме графиков, которые могут быть аппроксимированы следующими выражениями:

$$\left. \begin{aligned} k_{21K} &= -0,069 \bar{h}_B^2 + 0,353 \bar{h}_B - 0,238; \\ k_{26K} &= -0,139 \bar{h}_B^2 + 0,722 \bar{h}_B - 0,589; \\ k_{28K} &= -0,083 \bar{h}_B^2 + 0,450 \bar{h}_B - 0,027; \\ k_{31K} &= 0,0014 \bar{h}_B^2 - 0,0081 \bar{h}_B - 0,0084; \\ k_{36K} &= -0,017 \bar{h}_B^2 + 0,097 \bar{h}_B - 0,059; \\ k_{37K} &= 0,014 \bar{h}_B^2 - 0,0989 \bar{h}_B + 0,022; \\ k_{39K} &= 0,0069 \bar{h}_B^2 - 0,042 \bar{h}_B + 0,0081. \end{aligned} \right\} \quad (9.5)$$

Гидродинамические коэффициенты  $k_{22K}$  и  $k_{32K}$  практически не зависят от относительного клиренса  $\bar{h}_B$  и могут быть приняты равными  $k_{22K} = 0,405$ , а  $k_{32K} = -0,075$ . Аналогично графические зависимости для коэффициентов  $s_1(L/B_1)$  и  $s_2(B_1/T)$  могут быть аппроксимированы такими формулами:

$$\left. \begin{aligned} s_{211K} &= 0,04(L/B_1)^2 - 0,131(L/B_1) + 1,76; \\ s_{212K} &= 0,026(B_1/T)^2 - 0,372(B_1/T) + 2,19; \\ s_{221K} &= -0,008(L/B_1)^2 + 0,193(L/B_1) + 0,04; \\ s_{222K} &= 0,003(B_1/T)^2 - 0,040(B_1/T) + 1,14; \\ s_{261K} &= 0,081(L/B_1)^2 - 0,887(L/B_1) + 1,80; \\ s_{262K} &= 0,156(B_1/T)^2 - 1,79(B_1/T) + 5,92; \\ s_{281K} &= -0,012(L/B_1)^2 - 0,100(L/B_1) + 2,39; \\ s_{282K} &= -0,05(B_1/T)^2 + 0,72(B_1/T) - 1,35; \\ s_{311K} &= 0,109(L/B_1)^2 - 0,879(L/B_1) + 1,64; \\ s_{312K} &= 0,487(B_1/T)^2 - 6,53(B_1/T) + 21,0; \end{aligned} \right\} \quad (9.6)$$

$$\left. \begin{aligned} s_{321\text{к}} &= -0,005 (L/B_1)^2 - 0,040 (L/B_1) + 1,54; \\ s_{322\text{к}} &= 0,030 (B_1/T)^2 - 0,365 (B_1/T) + 2,06; \\ s_{361\text{к}} &= -0,006 (L/B_1)^2 - 0,063 (L/B_1) + 1,80; \\ s_{371\text{к}} &= -0,019 (L/B_1)^2 + 0,460 (L/B_1) - 1,33; \\ s_{372\text{к}} &= -0,014 (B_1/T)^2 + 0,187 (B_1/T) + 0,419; \\ s_{392\text{к}} &= -0,044 (B_1/T)^2 + 0,162 (B_1/T) + 1,25. \end{aligned} \right\}$$

Коэффициенты  $s_{362} (B_1/T)$  и  $s_{391} (L/B)$  могут быть приняты равными единице. Влияние коэффициента полноты диаметрального батокса  $\sigma_d$  заметно сказывается только на гидродинамических коэффициентах  $k_{31\text{к}}$ ,  $k_{32\text{к}}$  и  $k_{37\text{к}}$ , поправки к которым  $\Delta k_{31}(\sigma_d)$ ,  $\Delta k_{32}(\sigma_d)$  и  $\Delta k_{37}(\sigma_d)$  могут быть найдены по таким аппроксимационным зависимостям:

$$\left. \begin{aligned} \Delta k_{31\text{к}}(\sigma_d) &= -2,92\sigma_d^2 + 4,73\sigma_d - 1,87; \\ \Delta k_{32\text{к}}(\sigma_d) &= 3,96\sigma_d^2 - 7,32\sigma_d + 3,42; \\ \Delta k_{37\text{к}}(\sigma_d) &= -3,13\sigma_d^2 + 5,35\sigma_d - 2,26. \end{aligned} \right\} \quad (9.7)$$

На основании результатов, полученных Ю. М. Мاستушкиным, А. Б. Вагановым, построены графики для относительных коэффициентов присоединенных масс катамарана  $\lambda_{11\text{к}}$ ,  $\lambda_{22\text{к}}$ ,  $\lambda_{66\text{к}}$ , равных

$$f_{11\text{к}} = \frac{\lambda_{11\text{к}}}{2\lambda_{111}}; \quad f_{22\text{к}} = \frac{\lambda_{22\text{к}}}{2\lambda_{221}}; \quad f_{66} = \frac{\lambda_{66\text{к}}}{2[\lambda_{661} + \lambda_{111}(\bar{h}_B/2)^3]}, \quad (9.8)$$

в которых  $\lambda_{111}$ ,  $\lambda_{221}$ ,  $\lambda_{661}$  – присоединенные массы одного корпуса катамарана, определяемые по существующим методам. Эти графики могут быть аппроксимированы следующими формулами:

$$\left. \begin{aligned} f_{11\text{к}} &= 1; \quad f_{22\text{к}} = -0,097\bar{h}_B^2 + 0,650\bar{h}_B - 0,053; \\ f_{66\text{к}} &= -0,047\bar{h}_B^2 + 0,340\bar{h}_B + 0,387. \end{aligned} \right\} \quad (9.9)$$

Для расчета маневрирования катамарана, характеризующегося большими  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ , А. Б. Ваганов использует равенства (4.40)–(4.43), в которых  $k_{28} = k_{37} = 0$ , а  $K_x = k_{10} \cos^3 \beta + k_{13\text{к}} \sin^2 \beta \cos \beta$ .

Другой особенностью катамарана является значительное разнесение винтов разных его корпусов по ширине. Это, с одной стороны, увеличивает поворачивающий момент, создаваемый при работе винтов, расположенных в разных корпусах, в противоположные стороны и существенно

улучшает поворотливость судна в ограниченной акватории, а с другой стороны, существенно изменяет скорость  $v_c$  и угол скоса потока, натекающего на гребной винт,  $\beta_c$ , которые могут быть определены по формулам

$$v_c = \kappa_c \sqrt{v^2 + \omega_z (L_p^2 + B_B^2) + 2v\omega_z (L_p \sin \beta - B_B \cos \beta)}; \quad (9.10)$$

$$\beta_c = \kappa_c \left[ \beta + \arcsin \frac{\omega_z (L_p \cos \beta + B_B \sin \beta)}{v_c} \right]. \quad (9.11)$$

Здесь  $B_B$  – поперечная координата гребного винта. Аналогичным образом с учетом  $B_B$  определяется и скорость  $v_p$  и угол  $\beta_p$  натекания воды на рули. Заметим, что при криволинейном движении  $v_c$  и  $\beta_c$ ,  $v_p$  и  $\beta_p$  для ДРК разных корпусов катамаранов существенно различны. Это различие тем значительнее, чем больше клиренс катамарана.

На основании модельных испытаний на ротативной установке НИИВТА В. М. Бондарчик разработал методику расчета гидродинамических характеристик катамаранов с учетом влияния числа  $Fr = v/\sqrt{gL}$ . Согласно этой методике, коэффициенты  $K_{y\text{к}}$  и  $K_{m\text{к}}$  аппроксимируются структурными выражениями (4.19), в которых гидродинамические коэффициенты  $k_{2i\text{к}}$  и  $k_{3i\text{к}}$  равны

$$\left. \begin{aligned} k_{21\text{к}} &= 1,78 \bar{m}_\text{к} (T/B_1) (1 + 1,88\bar{S}_\text{к}); \\ k_{22\text{к}} &= - \left[ \frac{0,0824}{\sigma_\text{к}} + 0,103Fr \right] (1 - 2\bar{S}_\text{к}); \\ k_{23\text{к}} &= [(7,34 + 2,31(T/B_1))(0,828 + 0,148\bar{h}_B) + \\ &+ 310Fr^3] \times (1 + 2,4\bar{S}_\text{к})\bar{m}_\text{к}; \\ k_{24\text{к}} &= 4,02 \bar{m}_\text{к} (1 + 24,2\bar{S}_\text{к}) + 130\bar{S}_\text{к}Fr^2 - \\ &- 19,2(0,0613 - \bar{S}_\text{к})Fr, \\ k_{31\text{к}} &= [(0,520 + 0,027(T/B_1))(1 - 13,8\bar{S}_\text{к}) + \\ &+ 0,713(1 - 12,8\bar{S}_\text{к})Fr] (0,5 - \bar{x}_c); \\ k_{32\text{к}} &= - (0,0025 + 0,103Fr) (0,5 - \bar{x}_c) (1 + 9,2\bar{S}_\text{к}); \\ k_{33\text{к}} &= - 0,570\sigma_\text{к} + \frac{0,0019}{\sigma_\text{к}} - 0,264Fr) (0,5 - \bar{x}_c) (1 + 0,96\bar{S}_\text{к}); \\ k_{34\text{к}} &= - (0,488 + 14,6Fr^3) (1 + 0,74\bar{S}_\text{к}). \end{aligned} \right\} \quad (9.12)$$

Здесь  $\bar{m}_\text{к} = 2m/(\rho L^2 T)$  – относительная масса судна;  $\bar{S}_\text{к} = S_\text{к}/(LT)$  – относительная площадь кормового стабилизатора;  $\bar{x}_c = x_c/L$  – относительная абсцисса центра величины.

Для учета мелководья гидродинамические коэффициенты  $k_{2iк}$  и  $k_{3iк}$ , определяемые равенствами (9.12), должны быть умножены на соответствующие коэффициенты  $\bar{c}_{2iк}$  и  $\bar{c}_{3iк}$ , зависящие от обратной величины относительной глубины фарватера  $t_H = T/H_\Phi$  и определяемые по формулам

$$\left. \begin{aligned} \bar{c}_{21к} &= 1 + [2,20(\sigma_k - 0,60)] t_H; \\ \bar{c}_{22к} &= 1 + [260(\sigma_k - 0,85)^2 - 1] t_H^2; \\ \bar{c}_{23к} &= 1 + 3,30 t_H^2; \quad \bar{c}_{24к} = 1 + (63\sigma_k - 34) t_H^3; \\ \bar{c}_{31к} &= 1 + [0,5 + 49(1 - \sigma_k) - 189(1 - \sigma_k^2)] t_H^2; \\ \bar{c}_{32к} &= 1 + 0,016 \left( \frac{B_1}{T} - 1,03 \right)^3 t_H + 1,17 [0,9 + 0,196 \left( \frac{B_1}{T} - 3,04 \right)^2] t_H^3; \\ \bar{c}_{33к} &= 1 - 0,21 t_H^2; \quad \bar{c}_{34к} = 1 + 1,18 t_H - 1,8 t_H^2. \end{aligned} \right\} (9.13)$$

Пределы применимости формул (9.12) и (9.13) следующие:  $\beta \leq 0,4$ ,  $\bar{\omega}_z \leq 0,8$ ,  $\bar{s}_k \leq 0,1$ ,  $Fr \leq 0,4$ ,  $\bar{h}_B \leq 0,7$ ,  $0,25 \leq T/B_1 \leq 0,50$ . Пересчет этих зависимостей на зависимости (4.38) или (9.4) производят так же, как и для однокорпусных судов.

В. М. Бондарчик провел круговые обдувки надводных частей катамаранов, дублированных относительно ватерлинии, в аэродинамической трубе. Объектами испытаний являлись модели грузового катамарана при трех значениях осадки и пассажирского катамарана. В результате обработки результатов испытаний получены следующие формулы для определения коэффициентов продольной  $C_{вх}$  и поперечной  $C_{вy}$  сил и момента аэродинамических сил  $C_{mв}$ , входящих в структурные формулы (8.11):

$$\left. \begin{aligned} C_{вх} &= b_{a1} \cos \gamma_k - b_{a3} \cos 3\gamma_k - b_{a5} \cos 5\gamma_k; \\ C_{вy} &= c_{a1} \sin \gamma_k + c_{a3} \sin 3\gamma_k; \\ C_{mв} &= d_{a1} \sin \gamma_k + d_{a2} \sin 2\gamma_k + d_{a3} \sin 3\gamma_k, \end{aligned} \right\} (9.14)$$

где постоянные коэффициенты определяются из следующих выражений:

$$\left. \begin{aligned} b_{a1} &= 0,0937 - 0,489 \bar{H}_{пр} + 0,777 \bar{H}_{пр}^2; \\ b_{a3} &= 0,00768 - 0,0814 \bar{H}_{пр} + 0,105 \bar{H}_{пр}^2; \\ b_{a5} &= 0,0122 - 0,0282 \bar{H}_{пр} + 0,0708 \bar{H}_{пр}^2; \\ c_{a1} &= 0,122 + 0,382 \bar{H}_{пр}; \end{aligned} \right\} (9.15)$$

$$\left. \begin{aligned} c_{a3} &= 0,00172 + 0,0054 \bar{H}_{пр}; \\ d_{a1} &= 0,06 \bar{H}_{пр} - (0,1 + 0,4 \bar{H}_{пр}) \bar{x}_п - 0,0226; \\ d_{a2} &= 0,01 + 0,014 \bar{H}_{пр}; \\ d_{a3} &= (0,0016 + 0,05 \bar{H}_{пр}) x_п, \end{aligned} \right\}$$

в которых

$$\bar{H}_{пр} = S_п / (2B_1 + c_k) \quad (9.16)$$

— относительная приведенная высота центра парусности;  $x_п$  — относительная абсцисса центра парусности. Формулы (9.14) справедливы при  $0,2 \leq \bar{H}_{пр} \leq 0,5$ .

Коэффициенты влияния корпуса на основании специально поставленных экспериментов определяют по следующим выражениям: для ДРК наружного по отношению к циркуляции борта

$$\kappa_{к.н} = 0,980 - 0,0349 \bar{c}_k + 3,34 \bar{c}_k \bar{s}_k - 8,65 \bar{s}_k, \quad (9.17)$$

для ДРК внутреннего борта

$$\kappa_{к.в} = 1,20 + 0,04 \bar{c}_k + 1,31 \bar{c}_k \bar{s}_k - 8,73 \bar{s}_k. \quad (9.18)$$

Для относительной скорости движения ЦТ катамарана на установившейся циркуляции В. М. Бондарчик получил следующую эмпирическую формулу:

$$\bar{v}_ц = 1 / \left( 1 + \frac{85}{1 - \bar{c}_k} \beta_{ц}^{2,7} \right) \quad (9.19)$$

Для катамарана разработана программа расчета управляемости на ЭВМ [11]. Расчет управляемости катамарана на ЭВМ производится теми же методами, что и расчет управляемости однокорпусного судна, с учетом как гидродинамических сил, возникающих на корпусе судна и определяемых по формулам (9.1)–(9.20), так и других сил, связанных с особенностями катамарана.

Нормирование управляемости, расчет оптимальных характеристик его ДРК проводятся так же, как и для однокорпусного судна (см. гл. 10).

## 9.2. Управляемость водометных судов

**Сила Кориолиса.** Изучение управляемости водометных судов может проводиться на основе системы дифференциальных уравнений динамики судового комплекса (см. гл. 5), но в них должны быть учтены

дополнительные силы и моменты, которые связаны со специфическими особенностями судов этого типа.

Одной из таких дополнительных сил является сила Кориолиса, связанная с тем, что скорость перемещения масс воды, вызванная вращением рабочего колеса, отличается от скорости движения судна. При криволинейном движении водометного судна это приводит к появлению ускорения Кориолиса. С. И. Девнин считает, что его значение при вращательном движении судна с угловой скоростью  $\omega_z$  относительно вертикальной оси  $Gz$  и при средней скорости протекания воды через трубу водомета, равной  $v_s$ , может быть принято равным  $2\omega_z v_s$ . Обусловленная этим ускорением сила инерции Кориолиса будет восприниматься как реакция протекающей через трубу струи воды на стенки трубы и может быть определена по формуле, известной из курса теоретической механики,

$$Y_{K.c} = 2 m_B v_s \omega_z, \quad (9.20)$$

где  $m_B$  – масса воды, протекающей в каждый момент времени через трубу водомета, которую при круглом сечении трубы можно вычислить так:

$$m_B = \frac{1}{4} \rho \pi D_{\text{тр}}^2 l_{\text{тр}}, \quad (9.21)$$

причем  $D_{\text{тр}}$ ,  $l_{\text{тр}}$  – диаметр и длина трубы соответственно. Подставляя формулу (9.21) в равенство (9.20), получаем следующее выражение для силы инерции Кориолиса

$$Y_{K.c} = \frac{1}{2} \rho \pi D_{\text{тр}}^2 l_{\text{тр}} v_s \omega_z. \quad (9.22)$$

Согласно А. М. Басину, приближенно примем, что эта сила направлена перпендикулярно ДП судна, ЦТ судна расположен на миделе, а точка приложения силы Кориолиса – посередине трубы. Тогда создаваемый этой силой момент относительно оси  $Gz$  равен

$$M_{K.c} = \frac{1}{2} Y_{K.c} (L - l_{\text{тр}}) = \frac{1}{4} \rho \pi D_{\text{тр}}^2 l_{\text{тр}} (L - l_{\text{тр}}) v_s \omega_z. \quad (9.23)$$

Силы и моменты, обусловленные ускорением Кориолиса, оказывают на движение судна стабилизирующее воздействие.

**Поперечная реакция протекающей струи.** В. Г. Белинский [8] установил, что вода, засасываемая в трубу при работающем водометном двигателе, при движении судна с углом дрейфа имеет не только продольную, но и поперечную составляющую, которая на входе в трубу создает поперечную реакцию протекающей струи. Значение этой реакции может быть определено из такой зависимости [8]:

$$Y_{B.c} = \rho v_s v_y \frac{\pi D_B^2}{4} \eta_{K.T}, \quad (9.24)$$

где  $v_y$  – поперечная составляющая скорости во входном сечении трубы;  $\eta_{K.T}$  – постоянный коэффициент, который учитывает условия входа

воды в трубу, связан с влиянием формы корпуса судна в районе входного отверстия трубы, формы этого отверстия и других факторов и может быть принят равным при полных кормовых образованиях  $\eta_{K.T} = 0,8$ , а при боковом их подрезе  $\eta_{K.T} = 0,9$ .

Положим, что поперечная реакция протекающей струи  $Y_{B.c}$  перпендикулярна ДП судна и создает вращающий момент  $M_{B.c}$  относительно оси  $Gz$ . Значение этого момента при предположении, что точка приложения силы  $Y_{B.c}$  расположена вблизи приемного отверстия и не зависит от длины трубы, может быть вычислена по формуле

$$M_{B.c} = \rho v_s v_y \frac{\pi D_B^2}{4} \eta_{K.T} l_{Bx}, \quad (9.25)$$

где  $l_{Bx}$  – расстояние от входа в трубу до миделя.

Расчеты показывают, что поперечная реакция  $Y_{B.c}$  может создавать вращающий момент  $M_{B.c}$ , значительно превышающий момент от силы Кориолиса.

Поперечные силы  $Y_{K.c}$  и  $Y_{B.c}$  и создаваемые ими моменты  $M_{K.c}$  и  $M_{B.c}$  нужно включить в правые части второго и третьего уравнений (5.164) динамики судового комплекса судна. Они оказывают стабилизирующее влияние на устойчивость движения судов этого типа на курсе.

### 9.3. Управляемость промысловых судов

К маневренным качествам добывающих и рыбоперерабатывающих судов предъявляют повышенные требования в связи со сложными условиями их эксплуатации. Постоянное маневрирование этих судов с орудиями лова, частые швартовки судов в открытом море при различных путевых и метеорологических условиях, необходимость маневрировать в непосредственной близости от других судов в районах интенсивного промысла и, наконец, специфические формы корпусов промысловых судов – все это заставило выработать особый подход к изучению их управляемости, отличный от подхода к исследованию управляемости транспортных судов.

В нашей стране особенности управляемости промысловых судов изучены Ю. М. Мاستушкиным [39]. Он провел расчетный анализ поворотливости и устойчивости судов этого типа на курсе, выделил и изучил основные их характерные маневры на режиме свободного хода и в различных навигационных условиях, при движении с буксируемыми объектами и орудиями лова. Исследование маневренных качеств промысловых судов Ю. М. Мастушкин осуществлял на основе общих методов

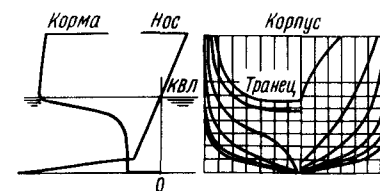


Рис. 9.2. Теоретический чертеж промыслового судна

теории управляемости судов, но с учетом особенностей конструкции и эксплуатации судов промыслового флота. Присоединенные массы  $\lambda_{22}$  и  $\lambda_{66}$  он определял по формулам метода плоских сечений (3.2), но с введением в них в виде множителей поправочных коэффициентов  $\delta_{22}$  и  $\delta_{66}$  на объемное растекание жидкости в оконечностях, которые определяются по аппроксимационным формулам

$$\left. \begin{aligned} \delta_{22} &= [-0,054 + 0,0385 (B/T) - 0,078 (B/T)^2] (L/B)^2 + \\ &+ [0,639 - 0,445 (B/T) + 0,09 (B/T)^2] (L/B) + [-1,38 + \\ &+ 1,54 (B/T) - 0,295 (B/T)^2]; \\ \delta_{66} &= [-0,428 + 0,252 (B/T) - 0,042 (B/T)^2] + 0,239 (L/B) - \\ &- 0,0166 (L/B)^2. \end{aligned} \right\} (9.26)$$

Как показали серийные испытания на ротативной установке моделей, характер теоретического чертежа которых показан на рис. 9.2, коэффициенты поперечной неинерционной гидродинамической силы  $K_y$  и момента  $K_m$  можно найти по формулам

$$\left. \begin{aligned} K_x &= k_{10} + 0,25 (L/B - 2) \beta^3; \\ K_y &= k_{21} \beta + k_{23} \beta^2 + k_{22} \bar{\omega}_z; \\ K_m &= k_{31} \beta + k_{32} \bar{\omega}_z + k_{37} \beta^2 \bar{\omega}_z, \end{aligned} \right\} (9.27)$$

в которых гидродинамические коэффициенты  $k_{ij}$  равны

$$\left. \begin{aligned} k_{21} &= (11,7 - 26,8 \sigma_d + 16,7 \sigma_d^2) [0,085 - 0,22 (B/T) + \\ &+ 0,02 (B/T)^2 - 0,135 (L/B) + 0,075 (L/B)^2]; \\ k_{22} &= 0,06 (-21,8 + 46,7 \sigma_d - 23,3 \sigma_d^2); \\ k_{23} &= 1,14 - 0,04 (B/T) - 0,06 (B/T)^2 + 0,044 (L/B); \\ k_{31} &= (1 - \psi_k) (22,0 - 43,8 \sigma_d + 22,5 \sigma_d^2) [0,841 - 0,26 (B/T) + \\ &+ 0,04 (B/T)^2 - 0,0944 (L/B) + 0,0666 (L/B)^2]; \\ k_{32} &= -(-1,81 + 3,33 \sigma_d) [0,245 - 0,11 (B/T) + 0,02 (B/T)^2 - 0,005 (L/B)]; \\ k_{37} &= -(1,0 + 0,08 \psi_k + 0,04 \psi_k^2) (26,4 - 64 \sigma_d + 40 \sigma_d^2) \times \\ &\times [0,875 - 0,31 (B/T) + 0,04 (B/T)^2 - 0,03 (L/B)]. \end{aligned} \right\} (9.28)$$

Для судов с носовым бульбом некоторые из этих коэффициентов несколько иные:

$$k_{21\delta} = 1,08 k_{21}; \quad k_{23\delta} = 1,08 k_{23}; \quad k_{31\delta} = 1,12 k_{31}. \quad (9.29)$$

Эффективность рулей для промысловых судов определяют по формуле

$$E_p = c_{p0} \frac{S_p}{S_d} [1 - \psi_p(\beta_k)]^2 [1 + \sigma_p \frac{S_{p1}}{S_p}], \quad (9.30)$$

отличительной особенностью которой является зависимость коэффициента попутного потока для руля  $\psi_p$  от поперечного угла атаки руля по кормовой оконечности судна  $\beta_k$ , которая имеет такой вид:

$$\psi_p(\beta_k) = (1 - \beta_k) \psi_p. \quad (9.31)$$

Для промысловых судов коэффициент  $\kappa_k$  Ю. М. Мاستушкин называет приведенным коэффициентом влияния спрямляющего действия корпуса и гребного винта и представляет в форме произведения:

$$\kappa_k = \kappa_{k.c} \kappa_{в.с}, \quad (9.32)$$

где  $\kappa_{k.c}$  — коэффициент спрямляющего действия корпуса судна;  $\kappa_{в.с}$  — коэффициент спрямляющего действия винта, причем

$$\kappa_{k.c} = (1,50 - 0,105 (L/B) (1 - 0,5 \beta)); \quad (9.33)$$

$$\kappa_{в.с} = \frac{S_p + S_{p1} (\sqrt{1 + \sigma_p} - 1)}{S_p - S_{p1} \sigma_p}. \quad (9.34)$$

Математическая модель управляемости промыслового судна может быть получена путем использования равенств (9.27)–(9.34) при решении системы дифференциальных уравнений (5.164). Такое решение имеет основной целью построение диаграммы управляемости судна как обобщающей характеристики поворотливости и устойчивости на курсе промысловых судов.

Определяющим для промысловых судов считается движение на ПХ. При движении с тралом судоводители должны иметь возможность осуществить экстренный отворот с первоначального прямого курса. Промысловые суда должны сохранять эксплуатационную устойчивость движения в заданном направлении при ветре силой 8–9 баллов на открытых морских акваториях и при ветре силой до 5–6 баллов на закрытых акваториях и в каналах. Математическая модель, по мнению автора, обеспечивает изучение и нормирование управляемости судов, расходящихся на малых траверзных расстояниях. В необходимых случаях используют режим работы гребных винтов в противоположные стороны и САУ. Выполнение



характерных маневров промысловых судов считается обеспеченным, если диаграмма управляемости отвечает определенным требованиям. Относительная кривизна траектории при переключке рулей на угол  $\delta_p = 35^\circ$  должна удовлетворять неравенству  $\bar{\omega}_z \leq 0,5$ , т. е. радиус циркуляции не должен превышать двух длин судна, а относительный радиус циркуляции  $\bar{R}_{Ц0}$  при непереключенном руле должен быть не меньше 7. Критические углы переключки рулей промысловых судов не должны превышать  $3^\circ$ .

Основные критерии управляемости добывающих и рыбообрабатывающих судов позволяют определить значение минимально необходимой эффективности рулей  $E_{p1}$  из рис. 10.5. Эксплуатационные критерии управляемости судов промыслового флота сводятся, во-первых, к условиям движения судна прямым курсом при сильном ветре скоростью до  $v_B = 25$  м/с. Необходимая для этого эффективность рулей равна

$$E_{p2} = \frac{2,55 \bar{S}_{\Pi}}{v^2} \left[ 1 - \frac{\bar{S}_{\Pi}}{10} \right] \left\{ 1 + [0,33 + 0,015(v_s - 7,5)] (\lambda_p - 1) - 5 \bar{x}_{\Pi} \right\}. \quad (9.35)$$

Если судно в процессе эксплуатации может плавать с недогрузом, то относительная площадь парусности  $\bar{S}_{\Pi} = S_{\Pi} / S_d$ . Коэффициент поперечной аэродинамической силы  $C_{By}$  может быть определен в зависимости от угла кажущегося ветра  $\gamma_K$  и относительного размаха надводной поверхности корпуса судна  $\lambda_{н.п} = 2H/L$  ( $H$  – высота борта) по следующей формуле:

$$C_{By} = (1,31 - 3,67\gamma_K + 2,97\gamma_K^2) + (-38,4 + 119\gamma_K - 73,6\gamma_K^2)\lambda_{н.п}. \quad (9.36)$$

Коэффициент момента аэродинамических сил для промысловых судов рассчитывают по формуле (8.4). Инерционные характеристики движения этих судов при разгоне, подтормаживании и торможении определяют из уравнений, рассмотренных в гл. 7.

Одним из наиболее сложных маневров промысловых судов является швартовка их бортами и дальнейшее совместное движение двух зашвартованных судов на прямом курсе (рис. 9.3). Основным требованием к управляемости такой системы является надежная управляемость

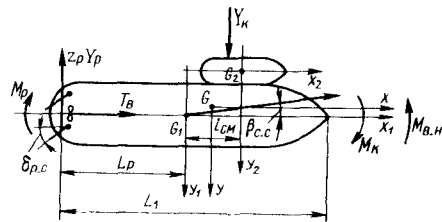


Рис. 9.3. Совместное движение двух зашвартованных судов

ведущего судна, в качестве которого обычно выступает плавучая база. Для расчета мореходных качеств системы необходимо знать ее гидродинамические характеристики. Они зависят от относительного расстояния между плоскостями мидель-шпангоутов судов  $l_{CM} = l_{CM} / L_1$ . Если ЦТ меньшего судна (траулера)

$G_2$  смещен в нос от ЦТ ведущего судна  $G_1$ , то относительное смещение считается положительным, если в корму, то отрицательным. Экспериментальное изучение гидродинамических характеристик системы двух судов показывает, что при относительном смещении ведомого судна в нос или в корму  $-0,5 \leq \bar{l}_{CM} \leq 0,5$  коэффициент поперечной силы системы изменяется мало и сохраняет такой же нелинейный характер, как и у коэффициента поперечной силы изолированного корпуса ведущего судна. Коэффициент же момента этой системы зависит от  $\bar{l}_{CM}$  в большей степени и стремится ввести систему в циркуляцию. Если ведущее судно расположено слева и смещено в нос ведомого судна, то система двух судов будет входить в самопроизвольную циркуляцию ЛБ. Для того чтобы эта система двигалась прямолинейным курсом, необходимо переложить рули на определенный угол на ПБ. Значения угла дрейфа  $\beta_{c.c}$  и необходимого угла переключки рулей  $\delta_{p.c}$  при установившемся движении системы на заданном курсе при отсутствии ветра, течения и волнения находят из приближенных уравнений

$$Y_{K.c} - z_p Y_p = 0; \quad M_{K.c} + z_p M_p - M_{B.c} = 0, \quad (9.37)$$

в которых  $Y_{K.c}$  и  $M_{K.c}$  – поперечные составляющие и момент гидродинамических сил вязкостной природы для всей системы;  $Y_p$  и  $M_p$  – рулевая сила и ее момент;  $M_{B.c}$  – момент, создаваемый силой упоров винтов ведущего судна относительно продольной оси, проходящей через ЦТ системы.

Полагая  $M_{B.c} = C_{mc} \frac{\rho}{2} S_{d1} L_1 v^2$  и вычисляя  $Y_{K.c}$  и  $M_{K.c}$ ,  $Y_p$  и  $M_p$  по общим для них формулам (см. гл. 5), перепишем систему уравнений (9.37) в таком виде:

$$\left. \begin{aligned} \bar{c}_{21} \beta_{c.c} + \bar{c}_{26} \beta_{c.c}^3 - C_{yK}^0 &= \frac{m_p}{\bar{L}_p} p_{n1} \bar{\delta}_{p.c.m}; \\ \bar{c}_{31} \beta_{c.c} + \bar{c}_{36} \beta_{c.c}^3 - (C_{mK}^0 + C_{mc}) &= -m_p p_{n1} \bar{\delta}_{p.c.m}, \end{aligned} \right\} \quad (9.38)$$

где  $C_{yK}^0$ ,  $C_{mK}^0$  – коэффициенты  $K_y$  и  $K_m$  при  $\beta_{c.c} = 0$ .

Для определения угла дрейфа  $\beta_{c.c}$  приводим систему уравнений (9.38) к кубическому алгебраическому уравнению

$$\beta_{c.c}^3 + 3p_{CM} \beta_{c.c} + 2q_{CM} = 0, \quad (9.39)$$

где

$$3p_{CM} = \frac{\bar{c}_{21} \bar{L}_p + c_{31}}{\bar{c}_{26} \bar{L}_p + c_{36}}; \quad 2q_{CM} = \frac{C_{yK}^0 \bar{L}_p + C_{mK}^0 + C_{mc}}{\bar{c}_{26} \bar{L}_p + c_{36}}. \quad (9.40)$$

Решая уравнение (9.40) с помощью номограммы, приведенной на рис. 6.4, находим  $\beta_{c.c}$ . Тогда из второго уравнения (9.38) определяем необходимый для прямолинейного движения системы из двух судов угол переключки рулей ведущего судна

$$\bar{\delta}_{p,cm} = - \frac{c_{31}\beta_{c,c} + c_{36}\beta_{c,c}^3 - (C_{mk}^0 + C_{mbo})}{m_p p_{n1}} \quad (9.41)$$

Движение системы зашвартованных судов обычно осуществляют, используя режим работы гребных винтов на средний или малый ход, который учитывается в уравнениях (9.39) множителем  $p_{n1}$ . При движении этой системы в условиях ветра частоту вращения винтов приходится изменять. Практика эксплуатации судов и проведенные расчеты показывают, что при отсутствии ветра управляемость системы зашвартованных судов обеспечивается практически всегда, а в условиях ветра зависит от скорости и направления ветра.

#### 9.4. Управляемость толкаемых и секционных составов

Управляемость толкаемых и секционных составов, отличающихся большими габаритами, имеет очень большое значение для их эффективной эксплуатации на внутренних водных путях. Действительно, при длине состава порой в несколько сотен метров его прохождение через узкости и крутые повороты судового хода даже на достаточно крупных реках затруднительно. Поэтому с самого начала широкого внедрения метода толкания на речном флоте управляемость составов рассматривалась как один из факторов, определяющих возможности и технико-экономическую эффективность этого прогрессивного метода вождения судов.

Методы расчета характеристик управляемости составов основаны на использовании основных методов теории управляемости судов. Для их реализации необходимо было получить гидродинамические характеристики составов, разных по числу барж и секций, из которых они сформированы, и по способу их формирования в состав. Отличительной особенностью состава является то, что его ЦТ располагается не в районе миделя состава, как у обычных транспортных судов, а порой далеко впереди него. Поэтому при определении гидродинамических сил и моментов составов в расчет должен приниматься параметр  $\bar{L}_p$ , не равный характерному для транспортных судов значению, близкому к 1/2. Состав не симметричен относительно миделя, в связи с чем обобщенная присоединенная масса  $\lambda_{26}$  становится заметной величиной, ею нельзя пренебрегать и нельзя использовать уравнения динамики судового комплекса для толкаемых составов, приведенные в гл. 5, без членов, содержащих  $\lambda_{26}$ .

Гидродинамические характеристики подводных поверхностей составов Л. М. Рыжов определял по результатам обработки материалов их широкомасштабных натурных испытаний, в процессе которых в качестве основного маневра использовалась установившаяся циркуляция. Натурные испытания позволили построить универсальный график (см. рис. 6.6, а), связывающий относительный радиус установившейся циркуляции  $\bar{R}_{ц} = 1/\bar{\omega}_{zц}$  со всеми другими параметрами движения судна на циркуляции: углами дрейфа  $\beta_{ц}$  и  $\beta_{к}$ , относительной скоростью движения

состава на циркуляции  $\bar{v}_{ц}$  и относительной частотой вращения винтов  $\bar{n}_{ц}$ . Зависимости универсального графика позволили исключить непосредственное влияние безразмерной угловой скорости  $\bar{\omega}_z$  на коэффициенты поперечной составляющей вязкостных гидродинамических сил корпуса состава  $K_{yc}$ . Величины  $K_{yc}$  и  $K_{mc}$  определяются следующими зависимостями [50]:

$$\left. \begin{aligned} K_{yc} &= k_{21c}\beta + k_{23c}\beta^2 + k_{26c}\beta^3; \\ K_{mc} &= k_{31c}\beta + k_{34c}\beta\bar{\omega}_z + k_{35c}\bar{\omega}_z^2 + k_{37c}\beta^2\bar{\omega}_z, \end{aligned} \right\} \quad (9.42)$$

в которых гидродинамические коэффициенты для состава равны

$$\left. \begin{aligned} k_{21c} &= f_{21}k_{21}; \quad k_{23c} = f_{23}k_{23}; \quad k_{26c} = f_{26}k_{26}; \\ k_{31c} &= f_{31}k_{31}; \quad k_{34c} = f_{34}k_{34}; \quad k_{35c} = f_{35}k_{35}; \quad k_{37c} = f_{37}k_{37}. \end{aligned} \right\} \quad (9.43)$$

Входящие в формулы (9.42) и (9.43) гидродинамические коэффициенты  $K_{ij}$  при  $\bar{L}_p = 0,5$  и величины  $f_{ij}$ , определяющие влияние на  $k_{ijc}$  различных значений  $\bar{L}_p = 0,3 \div 0,6$ , находят по экспериментальным графикам.

Основываясь на результатах экспериментальных работ О. И. Гордеева, для обычного диапазона изменения углов дрейфа  $0 \leq \beta \leq 0,5$  и безразмерной угловой скорости  $0 < \bar{\omega}_z < 0,9$  В. Г. Павленко предложил упрощенные выражения для гидродинамических характеристик составов [43]. Структуру коэффициентов  $K_{yc}$  и  $K_{mc}$  для составов, эксплуатируемых в условиях мелководья, он принимает в соответствии с формулами (4.65), в которых коэффициенты  $K_{yc}$  и  $K_{mc}$  для безграничной глубины жидкости ( $H_{\phi}/T \rightarrow \infty$ ) могут быть определены из выражений

$$\left. \begin{aligned} k_{21c} &= k_{210} + 0,14\bar{d}_c; \quad k_{31c} = k_{310} + 0,17\bar{e}_c; \\ k_{23c} &= k_{230} + 0,27\bar{d}_c; \quad k_{33c} = k_{330} + 0,12\bar{e}_c; \\ k_{22c} &= -k_{220}; \quad k_{37c} = k_{370} + 0,46\bar{e}_c; \\ k_{24c} &= k_{240} + 0,34\bar{d}_c \quad (-0,2 \leq \bar{d}_c \leq 0,4; \quad -0,08 \leq \bar{e}_c \leq 0,08), \end{aligned} \right\} \quad (9.44)$$

где

$$\bar{d}_c = l_T(t_T - 1,17); \quad \bar{e}_c = \frac{\bar{d}_c(1 - t_T)}{2[1 + l_T(t_T - 1)]}, \quad (9.45)$$

причем  $l_T = L_T/L$ ;  $t_T = T_T/T$  ( $L$ ,  $T$  – длина и осадка состава;  $L_T$ ,  $T_T$  – длина и осадка толкача).

Для того, чтобы учесть влияние мелководья, коэффициенты  $k_{ijc}$  в равенствах (9.44) нужно умножить на соответствующие им коэффициенты  $\bar{c}_{ijc}$ , которые определяются по формулам

Таблица 9.1. Значения коэффициентов  $k_{ij}$  и  $c_{ij}$ , входящих в равенства (9.44) и (9.47)

Коэффициенты	Однониточные составы			Двухниточные составы		
	T + 1	T + 1 + 1	T + 1 + 1 + 1	T + 2	T + 2 + 2	T + 2 + 2 + 2
$k_{210}$	0,24	0,19	0,16	0,21	0,16	0,15
$k_{230}$	0,30	0,27	0,26	0,35	0,30	0,27
$k_{220}$	0,10	0,07	0,05	0,05	0,04	0,03
$k_{240}$	0,30	0,25	0,22	0,31	0,26	0,23
$k_{310}$	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01
$k_{330}$	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
$k_{370}$	0,11	0,13	0,14	0,13	0,11	0,09
$c_{310}$	6,10	5,80	5,50	6,40	5,50	4,60
$c_{370}$	0,50	0,90	1,40	3,30	2,90	2,60
$c_{371}$	21,00	15,00	9,00	4,00	10,00	16,00

$$\left. \begin{aligned} \bar{c}_{21c} &= 1 + 20(T_{cp}/H_{\phi})^4; & \bar{c}_{31c} &= 1 + c_{310}(T_{cp}/H_{\phi})^2; \\ \bar{c}_{23c} &= 1 + 1,3(T_{cp}/H_{\phi})^2; & \bar{c}_{33c} &= 1 + 11(T_{cp}/H_{\phi})^3; \\ \bar{c}_{22c} &= 1 - 2,8(T_{cp}/H_{\phi}); \\ \bar{c}_{37c} &= 1 + c_{370}(T_{cp}/H_{\phi}) + c_{371}(T/H_{\phi})^2; \\ \bar{c}_{24c} &= 1 + 4,7(T_{cp}/H_{\phi})^4, \end{aligned} \right\} \quad (9.47)$$

в которых

$$T_{cp} = T[1 + l_T(t_T - 1)]. \quad (9.48)$$

Значения коэффициентов, входящих в формулы (9.44) и (9.47), находят по табл. 9.1.

Гидродинамические силы инерционной природы для составов рассчитывают по формулам (3.9), а гидродинамические силы, индуцируемые ДРК толкача, — по формулам (5.116) и (5.134). Для определения маневров составов используют уравнения динамики их судового комплекса, приведенные в гл. 5.

Анализ особенностей эксплуатации толкаемых составов и результаты расчетов их управляемости показывают, что толкаемые составы различных формирований, как правило, устойчивы на курсе. Особенностью их циркуляционного движения является то, что они не имеют вообще или имеют относительно малые значения обратного смещения. Влияние ветра на путь и управляемость составов особенно велико при их движении порожнем.

## 9.5. Управляемость буксирного состава

Буксирным составом называют буксирующие и буксируемые суда вместе с буксирной связью. Буксирные составы разнообразны по числу буксировщиков, числу и способу формирования буксируемых судов или других плавучих сооружений, их типу. Управляемость буксирного состава изучалась А. М. Басиным [7], Е. Б. Юдиным и В. Г. Маковским [60], а буксировка тралов промысловыми судами — Ю. М. Мاستушкиным [39].

Основной проблемой управляемости буксирного состава является стабилизация его движения на заданном курсе. Буксирный состав обычно представляют состоящим только из двух судов: буксировщика и буксируемого объекта, а буксирную связь — в виде недеформируемого стержня, шарнирно закрепленного на обоих судах (рис. 9.4). Общий метод изучения управляемости состава этого типа состоит в том, что записываются уравнения движения буксировщика в связанной с ним системе координат  $G_1x_1y_1z_1$ , а уравнения буксируемого объекта — в связанной с ним системе координат  $G_2x_2y_2z_2$ . В эти уравнения входит сила натяжения связи  $Z_c$ .

Если связь между судами в составе во время его маневрирования сохраняет прямолинейность и постоянную длину, то, зная координаты точек закрепления ее концов на буксировщике и на буксируемом объекте, записывают уравнение постоянства длины связи, которое устанавливает взаимосвязь движений судов в составе при маневре. Получающаяся система уравнений в общем случае является достаточно сложной даже при решении ее на ЭВМ. Она еще более усложняется, если буксировщиков несколько, а связь между судами принимается упругой, вследствие чего она во время маневра не сохраняет постоянства своей длины. С целью получения практических резуль-

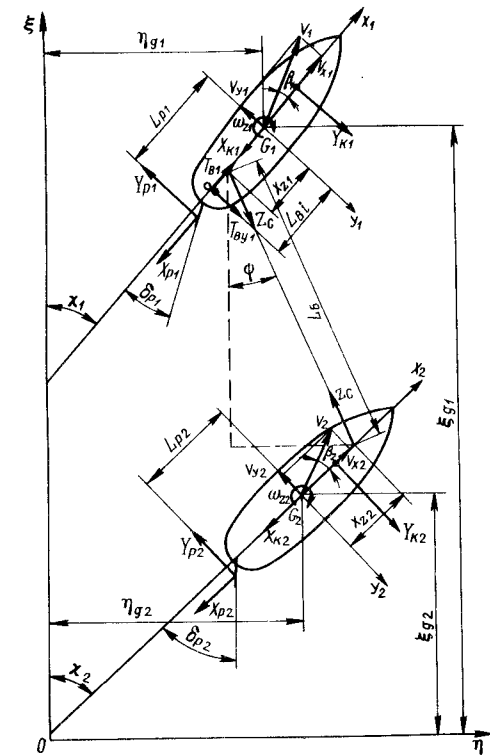


Рис. 9.4. Схема движения буксирного состава

татов обычно принимают упрощающие допущения. В одних случаях считают, что буксировщик, а вместе с ним и располагающийся на нем конец буксирного троса движется прямолинейно в заданном направлении с искомой скоростью, в других рассматривают прямолинейное движение соединенных связью буксируемого и буксирного судна под воздействием ветра и волн. В первом случае задачей является расчет устойчивости движения состава, а во втором – определение потребного угла переключки рулей и необходимого для обеспечения прямолинейного движения состава режима работы судовых двигателей. Изучают также особенности циркуляционного движения буксирного состава.

#### Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте особенности управляемости катамарана.
2. Как произвести расчет управляемости катамарана?
3. Как влияют силы инерции Кориолиса на управляемость водометных судов?
4. Расскажите об управляемости промысловых судов.
5. Проанализируйте управляемость порожних толкаемых составов при ветре.
6. Охарактеризуйте маневренные свойства буксирного состава.
7. Перечислите методы стабилизации буксируемого состава на заданном курсе.

### Глава 10

## НОРМИРОВАНИЕ УПРАВЛЯЕМОСТИ И ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДРК СУДНА

### 10.1. Принципы и критерии нормирования управляемости судов

**Оценка эффективности судового комплекса.** Одной из основных задач проектирования судна является обоснованный выбор типа ДРК и его основных характеристик. При решении этой задачи необходимо учитывать многие факторы. В основе ее решения лежит совместное удовлетворение требований ходкости и норм управляемости судна.

Признанным критерием эффективности судового комплекса с точки зрения ходкости судна является его пропульсивный коэффициент  $\eta_0$ , который может быть определен по формуле

$$\eta_0 = \eta_B \eta_{рд} \eta_э \eta_c \frac{1-t}{1-\psi} \eta_M \eta, \quad (10.1)$$

откуда видно, что значение пропульсивного коэффициента зависит от многих причин:

1) от технического совершенства энергетической установки судна и валопровода, характеризуемых величинами механического КПД двигателя  $\eta_M$ , КПД валопровода  $\eta_B$ , редуктора  $\eta_{рд}$ , электропередачи  $\eta_э$ ;

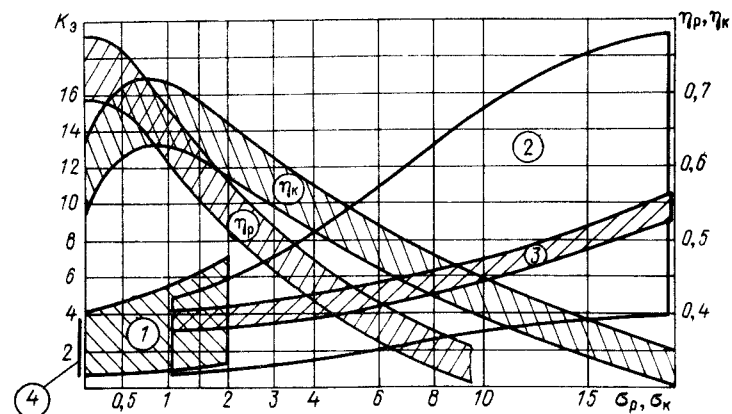


Рис. 10.1. Диаграмма эффективности судовых ДРК:

1 – рули за открытыми винтами; 2 – рули за винтами в насадках; 3 – поворотные насадки со стабилизаторами; 4 – рули вне потока винтов ( $\sigma_{p,к} = 0$ )

2) от характеристик взаимодействия гребного винта и корпуса судна: коэффициента неравномерности работы винта  $\eta_c$ , коэффициента влияния корпуса судна  $\eta_k = (1-t)/(1-\psi_B)$ ;

3) от гидравлического КПД судового двигателя  $\eta$ .

Первые две группы факторов зависят от правильного выбора типа энергетической установки и элементов передачи энергии от двигателя на гребной винт, а также от продуманного проектирования формы кормовой оконечности корпуса судна, выступающих частей и правильного размещения ДРК относительно корпуса судна с учетом их взаимодействия.

Решающее значение в выражении (10.1) принадлежит КПД двигателя  $\eta$ , который, в свою очередь, наиболее существенно зависит от степени нагруженности, характеризуемой коэффициентом нагрузки двигателя по упору

$$\sigma_{p,к} = 8 X_{к0} / [\rho \pi D_B^2 v_p^2 (1-t)] \quad (10.2)$$

Обработка существующих диаграмм для расчета открытых гребных винтов и винтов в насадках позволила наметить возможные пределы изменения КПД двигателя  $\eta$  для реальных сочетаний характеристик этих двигателей (рис. 10.1, заштрихованные зоны). Из рисунка видно, что в диапазоне изменения коэффициента нагрузки двигателя по упору  $0 < \sigma_{p,к} < 0,7$  КПД открытого винта  $\eta_p(\sigma_p)$  больше КПД комплекса винт – насадка  $\eta_k(\sigma_k)$ ; при  $0,7 < \sigma_{p,к} < 2,0$  они соизмеримы, а при  $\sigma_{p,к} > 2,0$  КПД открытого винта всегда меньше КПД комплекса винт – насадка.

Оценка эффективности ДРК с позиций управляемости более сложная задача. Это связано как с широким многообразием качеств, характеризующих управляемость судна, так и с отсутствием устоявшихся критериев их оценки. Решение задачи предполагает установление количественных характеристик всех качеств управляемости судна – критериев управляемости; нормирование этих характеристик с позиций безопасности эксплуатации судов; создание наглядных и по возможности несложных показателей эффективности различных рулевых средств, отвечающих заданным нормативным значениям характеристик управляемости судна.

Управляемость как способность движения судна по заданной траектории предполагает одновременное наличие двух его качеств – поворотливости и устойчивости на курсе. Проявление этих качеств зависит как от характеристик судна, эффективности его ДРК, действий рулевого и СУ, так и от эксплуатационных условий, в которых совершается движение судна. Имея в виду конечную цель – выбор параметров ДРК, отвечающих нормам управляемости судна, – целесообразно выделить из всех многообразных маневров судна движение полным ходом на тихой глубокой воде при расчетной загрузке судна. Применительно к нему критерии поворотливости и устойчивости судна на курсе условно будем считать основными. А качество управляемости во всех остальных случаях определяется эксплуатационными критериями, обусловленными особыми, отличными от основного, условиями эксплуатации судна. Такая оценка может быть сделана в виде поверочных расчетов управляемости при заданных характеристиках ДРК, назначенных по основным критериям. Для ряда судов особые случаи эксплуатации (и соответствующие им эксплуатационные критерии управляемости) оказываются определяющими при выборе параметров ДРК.

**Критерий поворотливости судна.** Как известно, классическая теория управляемости рассматривает в качестве меры поворотливости судна относительный радиус установившейся циркуляции по ЦТ судна  $\bar{R}_{Ц} = R_{Ц}/L$ , выполняемой на полном ходу с прямого курса на тихой глубокой воде. На использовании этого критерия основаны действующие в настоящее время Нормы управляемости грузовых и пассажирских судов внутреннего и смешанного плавания, разработанные ЛИВТОМ, Нормы эффективности рулей и поворотных насадок морских самоходных судов Регистра СССР, основанные на разработках Ю. М. Мاستушкина. Согласно этим нормам, поворотливость судна оценивается как достаточная, если для судов внутреннего плавания

$$\bar{R}_{Ц} \leq 1 \text{ и } \bar{R}_{Ц} \leq 2 \quad (10.3)$$

для морских судов.

Для судов внутреннего плавания дополнительно оговаривается возможность беспрепятственного прохождения лимитирующих криволинейных перекатов, поэтому должно выполняться неравенство

$$\bar{R}_{Ц} \leq K_H / (\Omega K_C), \quad (10.4)$$

где  $K_H$  – коэффициент влияния глубины судового хода;  $\Omega$  – расчетная относительная кривизна поворота;  $K_C$  – коэффициент влияния скорости течения. Величина  $\Omega$  определяется выражением

$$\Omega = \Omega_{П} + (\Omega_0 - \Omega_{П}) (0,209 \Omega_{П} - 0,042), \quad (10.5)$$

в котором  $\Omega_{П} = L/R_{П}$  – отношение длины судна к радиусу кривизны оси судового хода;  $\Omega_0$  – вспомогательная величина, учитывающая возможность смещения ЦТ судна от оси судового хода и определяемая по выражению

$$\Omega_0 = (21 - 24,1b - 10,5b^2 - 1,56b^3) \Omega_{П}^{2,23} - 0,5b + 0,025b^2, \quad (10.6)$$

где  $b = 10B/L$ . Коэффициенты  $K_H$  и  $K_C$  находят по формулам

$$K_H = 1 - 0,75 (T/H_{Ф})^{2,5}; \quad K_C = 1 + 0,52 (v_T/v_0)^{1,3}. \quad (10.7)$$

Здесь  $H_{Ф}$  – глубина судового хода;  $v_T$  – скорость течения;  $v_0$  – скорость судна на прямом курсе.

Условия маневрирования на ограниченной акватории требуют определения радиуса циркуляции по корме судна  $R_K$  (рис. 10.2). Другой характерный маневр – движение судна на повороте реки ограниченной ширины, как показали исследования В. Г. Павленко, Г. И. Ваганова, Н. Ф. Соларева, также связан с изучением движения судна на установившейся циркуляции. Возможность прохода закругления определяется шириной полосы судового хода и соотношением радиуса циркуляции кормы судна и радиуса кривизны судового хода. Таким образом, в качестве критерия поворотливости судов внутреннего плавания правильнее принять относительный радиус установившейся циркуляции по корме судна  $R_K$ . Диаметры циркуляции по ЦТ  $D_{Ц}$  и по корме судна  $D_K$  связаны между собой равенством (6.1), из которого при  $\beta_{Ц} = 30^\circ$  находим:

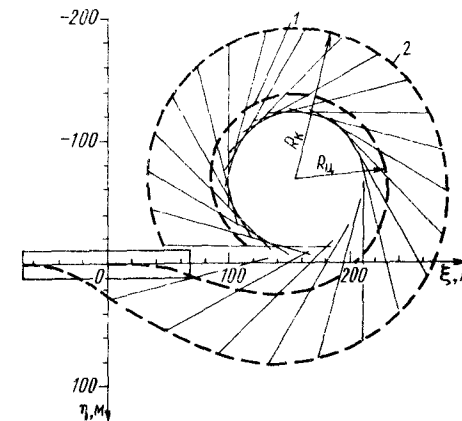


Рис. 10.2. Циркуляционное движение грузового теплохода „Волга-4001” при  $\sigma_p = 30^\circ$ ,  $T = 4,2$  м по данным С. В. Филатова  
1 – циркуляция по ЦТ; 2 – циркуляция по кормовому перпендикуляру

$$\bar{R}_k = \bar{R}_c + 0,25. \quad (10.8)$$

Тогда критерии достаточной поворотливости для судов внутреннего плавания могут быть сформулированы так:

$$\bar{R}_k \leq 1,25; \quad \bar{R}_k \leq K_H / (\Omega K_C) + 0,25. \quad (10.9)$$

**Критерий устойчивости движения судна на прямом курсе.** Устойчивость движения судна на прямом курсе предлагается оценивать с помощью двух критериев: относительного радиуса установившейся циркуляции по корме  $\bar{R}_{k0}$  при непереложенных рулях ( $\delta_p = 0$ ) и угла обратной поворотливости  $\delta_{p0}$ . Как показал А. Д. Гофман, значение  $\delta_{p0}$  может быть непосредственно связано с числом переключений руля в минуту, необходимых для обеспечения эксплуатационной устойчивости судна, при угле отклонения рулей не более  $3^\circ$ . Используя предложение Р. Я. Першица и Е. Б. Юдина и обоснованную выше форму критерия поворотливости судна, критерий устойчивости движения на прямом курсе можно задать в таком виде:

$$K_{п.к} = \frac{(L/R_k)_{\delta_p=0}}{(L/R_k)_{\delta_{pmax}}} = R_k / R_{k0}. \quad (10.10)$$

Величина  $K_{п.к}$  связана и с радиусом циркуляции при непереложенном руле  $R_{k0}$ , и с величиной угла  $\delta_{p0}$ . Безразмерная угловая скорость поворота судна при непереложенном руле

$$\bar{\omega}_z = K_{п.к} \bar{\omega}_{zmax} = K_{п.к} L / R_k = K_{п.к} / \bar{R}_k \quad (10.11)$$

при известном критерии поворотливости  $\bar{R}_k$  определяется однозначно. С другой стороны, если диаграмму поворотливости судна  $\bar{\omega}_z = f(\delta_p)$  аппроксимировать кубической параболой, то угол обратной поворотливости

$$\delta_{p0} = \frac{2}{3\sqrt{3}} \frac{K_{п.к}^3}{1 - K_{п.к}^2} \delta_{pmax} \quad (10.12)$$

также однозначно определяется через величину  $K_{п.к}$ . Таким образом, коэффициент  $K_{п.к}$ , охватывая обе величины, характеризующие устойчивость судна на курсе, является более универсальным критерием, чем безразмерная скорость  $\bar{\omega}_z$ .

Нормы управляемости судов внутреннего плавания регламентируют относительный радиус установившейся циркуляции  $\bar{R}_{c0} \geq 5$ , что соответствует  $K_{п.к} = \bar{R}_{c0} / \bar{R}_c = 0,2$ . Для морских судов этот критерий задается более жестко. Нормы эффективности рулей исходят из соотношения  $K_{п.к} = \bar{\omega}_z / \bar{\omega}_{zmax} = 0,15$ .

Использование основных критериев управляемости  $\bar{R}_k$  и  $K_{п.к}$  дает возможность получить благоприятную диаграмму управляемости судна. Удовлетворение основных критериев управляемости обязательно для всех типов судов.

**Эксплуатационные критерии управляемости.** Эта группа критериев управляемости учитывает дополнительные требования, предъявляемые к отдельным типам судов в определенных случаях их загрузки, в определенных ходовых и метеорологических условиях. Рассмотрим некоторые из них.

Самым распространенным из этих требований является условие обеспечения управляемости судна при ветре. В упомянутых выше нормах это условие сформулировано, как необходимость обеспечить движение прямым курсом при действии ветра наиболее неблагоприятного направления. Для судов внутреннего плавания оговаривается наименьшая скорость ветра, при которой судно способно еще идти прямым курсом при переключке рулей на угол  $\delta_p \leq 20^\circ$  с углом дрейфа  $\beta \leq 20^\circ$ :  $v_B \geq 19$  м/с – для судов класса „М” и смешанного плавания;  $v_B \geq 15$  м/с – для судов класса „О”;  $v_B \geq 12$  м/с – для судов классов „Р” и „Л”. Для морских судов регламентируется эффективность рулей, которая должна обеспечить способность сохранять прямой курс при действии ветра скоростью  $v_B = 25$  м/с (с учетом рыскания на ветровом волнении).

Другим критерием управляемости при ветре является возможность маневрирования в узкостях. Для речных судов это отражается в способности проходить полным ходом крутые перекаты при ветре, направленном из центра поворота. Для морских судов выдвигается требование прямолинейного движения в канале малым ходом (5 уз) при ветре  $v_B = 12$  м/с.

Дополнительным эксплуатационным критерием поворотливости является требование Регистра СССР о безопасном маневрировании буксиров с караваном и добывающих судов с орудием лова. Выполнить это требование ( $\bar{R}_c \leq 2$  при  $\delta_p \leq \delta_{pmax}$ ) можно лишь за счет повышения эффективности рулевого устройства. Очевидно, что в условиях свободного хода такие суда будут обладать более высокими показателями маневренности, чем определяемые по основным критериям, рассмотренным выше.

Как уже отмечалось, рассмотренные критерии управляемости не исчерпывают всего многообразия эксплуатационных случаев маневрирования судов. Значения эксплуатационных критериев управляемости судов разных типов могут заметно различаться. Проверку соответствия управляемости судна эксплуатационным критериям необходимо выполнять по разработанным в теории управляемости методам.

## 10.2. Нормирование эффективности ДРК

**Методы выбора характеристик ДРК.** Обеспечение управляемости судна может быть достигнуто с помощью различных СУ. Нередко харак-

Таблица 10.1. Зависимость площади пера руля  $S_p$  от осадки и длины судна, рекомендуемая Норвежским бюро „Веритас“

Осадка судна $T$ , м	Длина судна $L$ , м							
	20	30	40	50	60	70	80	90
2	1,0	1,3	1,7	2,0	2,2	2,5	2,8	—
3	1,4	2,0	2,5	2,9	3,4	3,8	4,2	4,5
4	1,9	2,6	3,3	3,9	4,5	5,0	5,6	6,0
5	—	3,0	4,1	4,9	5,6	6,2	6,9	7,5
6	—	—	—	—	6,7	7,5	8,3	9,0
7	—	—	—	—	—	8,7	9,7	10,5
8	—	—	—	—	—	—	11,1	12,0

теристики этих средств назначаются по прототипу или по осредненным статистическим показателям. При проектировании рулевых устройств суммарная площадь рулей  $z_p S_p$  назначалась с помощью коэффициента относительной площади рулей  $\mu_p = z_p S_p / (L T)$ .

В старых Правилах классификации и постройки морских судов Регистра СССР минимальная относительная площадь рулей выбиралась по выражению

$$\mu_p = \frac{pq}{100} \left( 0,75 + \frac{150}{L + 75} \right), \quad (10.13)$$

в котором  $p = 1,0 \div 1,2$  — коэффициент, учитывающий влияние гребного винта, а  $q = 1,0 \div 1,25$  — коэффициент, зависящий от назначения судна.

Норвежское бюро „Веритас“ рекомендует определять площадь руля, расположенного за винтом, в зависимости от  $T$  и  $L$  (табл. 10.1).

Из приведенных расчетных методов по определению необходимых площадей рулей видно, что ни в одном из них не учитываются ни условия эксплуатации судна, ни его скорость, ни особенности расположения и работы рулей за гребным винтом и корпусом судна. Эти методы не увязаны с нормами управляемости судна. Поэтому они могут рассматриваться как ориентировочные.

Хотя обеспечение нормированной управляемости судна может быть достигнуто с помощью различных ДРК, нормирование их эффективности должно проводиться на основе использования единого критерия. Относительная площадь рулей  $\mu_p$  не может быть принята в качестве критерия, поскольку она относится только к одному из типов рулевого органа (рулю), не может охватывать других его типов (например, комплекс ВПНС) и не учитывает многих особенностей работы рулевого органа за кормой судна.

В последние годы различными авторами и организациями разработано несколько теоретических методов выбора рулевого комплекса судна.

Изложим метод выбора оптимальных характеристик руля и комплекса ВПНС, разработанный автором совместно с А. И. Матвеевым.

**Рулевая характеристика.** Критерий эффективности рулевого органа судна может быть установлен исходя из особенностей воздействия на судно гидродинамических сил, индуцируемых рулевым органом. Если при движении судна ПХ переложить рулевой орган на угол  $\delta_p$ , то на нем возникает сила  $P$ , направленная под углом к ДП судна (рис. 10.3). Приложим в ЦТ судна  $G$  две одинаковые, но противоположно направленные силы  $P_1$  и  $P_2$ , равные и коллинеарные силе  $P$ . Тогда действие на судно силы  $P$  приводится к паре сил, вращающих судно и создающих момент  $M_p = PL_p$ , и силе  $P_1 = P$ , приложенной в ЦТ судна. Момент  $M_p$  поворачивает судно, поперечная сила  $Y_p$  вызывает боковое его перемещение, а продольная сила  $X_p$  увеличивает сопротивление воды движению судна. Из этих трех факторов, которые являются следствием отклонения рулевого органа, только поворот судна относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ судна  $G$ , — желательный результат перекадки рулевого органа. Поскольку этот поворот связан с моментом  $M_p = PL_p$ , можно сказать, что эффективность рулевого органа определяется максимальным возможным значением этого момента. Поэтому за критерий эффективности рулевого органа можно принять относительный момент сил давления воды на этот рулевой орган — рулевую характеристику

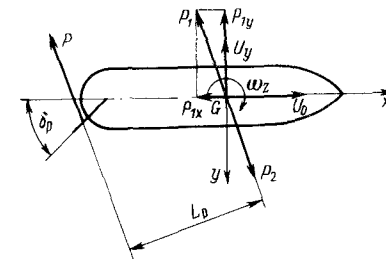


Рис. 10.3. Оценка эффективности руля

$$m_p = \frac{2 \sum_{i=1}^z Y_{p \max i} L_{pi}}{\rho S_d L v_0^2}. \quad (10.14)$$

Здесь  $Y_{p \max i}$  — максимальное значение боковой составляющей сил давления на  $i$ -й рулевой орган судна.

Взаимосвязь критериев управляемости и рулевой характеристики судна может быть изучена на основе анализа того маневра судна, с которым связан тот или иной критерий управляемости.

Критерий поворотливости судна — относительный радиус установившейся циркуляции по корме  $R_k$  и рулевая характеристика  $m_p$  — входят в уравнения движения судна на установившейся циркуляции на тихой воде при одинаковом режиме работы всех гребных винтов и перекадке рулей на максимальный угол  $\delta_{p \max}$ . Как известно из гл. 6, эти уравнения для судна, оборудованного рулями, могут быть при малых  $\beta_{ц}$  и  $\bar{\omega}_{zц}$  записаны в следующем виде (при предположении, что  $c_{28} = c_{37} = 0$ , а  $\bar{v}_{ц} = \bar{n}_{ц} = 1$ ):

$$\left. \begin{aligned} \bar{c}_{21} \beta_{ц} + \bar{c}_{22} \bar{\omega}_{zц} + \bar{c}_{26} \bar{\beta}_{ц}^3 &= \frac{m_p}{L_p} \bar{\delta}_p; \\ \bar{c}_{31} \beta_{ц} + \bar{c}_{32} \bar{\omega}_{zц} + \bar{c}_{36} \bar{\beta}_{ц}^3 &= -m_p \bar{\delta}_p, \end{aligned} \right\} \quad (10.15)$$

где  $\bar{c}_{21}$ ,  $\bar{c}_{22}$ ,  $\bar{c}_{26}$ ,  $\bar{c}_{31}$ ,  $\bar{c}_{32}$ ,  $\bar{c}_{36}$  – гидродинамические характеристики судового комплекса корпус судна – СУ – двигатели при  $\bar{v}_\psi = 1$ ,  $\bar{n}_\psi = 1$ ,  $\delta_p = \delta_{p \max}$ . Поскольку

$$\bar{\omega}_{z\psi} = 1/(\bar{R}_k - \bar{L}_p \sin \beta_\psi), \quad (10.16)$$

из уравнений (10.15) можно исключить угол дрейфа  $\beta_\psi$ . Если положить угол дрейфа малым и принять  $\sin \beta_\psi = \beta_\psi - \beta_\psi^3/6$ , то его можно определить из следующего приближенного уравнения, не связанного непосредственно с рулевой характеристикой  $m_p$ :

$$(\bar{c}_{21}\bar{L}_p + \bar{c}_{31})\beta_\psi + (\bar{c}_{26}\bar{L}_p + \bar{c}_{36})\beta_\psi^3 + \frac{\bar{c}_{22}\bar{L}_p + \bar{c}_{32}}{\bar{R}_k - \bar{L}_p[\beta_\psi - (1/6)\beta_\psi^3]} = 0. \quad (10.17)$$

Зная угол дрейфа на циркуляции  $\beta_\psi$ , из второго уравнения (10.15) находим выражение, связывающее рулевую характеристику  $m_p$  с критерием поворотливости судна  $\bar{R}_k$ ,

$$m_p = - \left[ \bar{c}_{31}\beta_\psi + \bar{c}_{26}\beta_\psi^3 + \frac{\bar{c}_{32}}{\bar{R}_k - \bar{L}_p[\beta_\psi - (1/6)\beta_\psi^3]} \right]. \quad (10.18)$$

Взаимосвязь критерия устойчивости судна на курсе  $K_{п.к}$  и рулевой характеристики судна  $m_p$  устанавливаем также на основе системы уравнений (10.15), в которой полагаем  $\delta_p = 0$  и

$$\bar{\omega}_{z\psi 0} = \bar{\omega}_{z\kappa 0} + \bar{L}_p \beta_{\psi 0} = K_{п.к} \bar{\omega}_{z\psi}, \quad (10.19)$$

получая

$$\left. \begin{aligned} (\bar{c}_{21} - \bar{c}_{22}\bar{L}_p)\beta_{\psi 0} + \bar{\omega}_{z\kappa 0}\bar{c}_{22} + \bar{c}_{26}\beta_{\psi 0}^3 &= 0; \\ (\bar{c}_{31} - \bar{c}_{32}\bar{L}_p)\beta_{\psi 0} + \bar{c}_{32}\bar{\omega}_{z\kappa 0} + \bar{c}_{36}\beta_{\psi 0}^3 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (10.20)$$

Систему (10.20) можно преобразовать в следующее кубическое уравнение для определения угла дрейфа судна на циркуляции при нулевом угле перекладки рулей  $\delta_p$ :

$$(\bar{c}_{26}\bar{c}_{32} - \bar{c}_{36}\bar{c}_{22})\beta_{\psi 0}^3 + [\bar{c}_{32}(\bar{c}_{21} - \bar{c}_{22}\bar{L}_p) - \bar{c}_{22}(\bar{c}_{31} - \bar{c}_{32}\bar{L}_p)]\beta_{\psi 0} = 0. \quad (10.21)$$

Определяя угол дрейфа  $\beta_\psi$  и учитывая равенства (6.6), из второго уравнения (10.20) находим зависимость, связывающую рулевую характеристику судна  $m_p$  с критерием устойчивости судна на курсе  $K_{п.к}$ :

$$m_p = \frac{\bar{R}_k \bar{c}_{36} \beta_{\psi 0}^3 + \bar{R}_k (c_{31} - c_{32} \bar{L}_p) \beta_{\psi 0} + c_{32} K_{п.к}}{\kappa_k \kappa_{в 0} (\bar{R}_k \beta_{\psi 0} \bar{L}_p - \bar{R}_k \beta_{\psi 0} - K_{п.к} \bar{L}_p)}. \quad (10.22)$$

**Формулы и графики для определения  $m_p$  судов внутреннего плавания.** Формулы (10.18) и (10.22) дают возможность определить необходимые значения рулевой характеристики судна  $m_p$  исходя из заданных значений критериев поворотливости  $\bar{R}_k$  и устойчивости движения судна на прямом курсе  $K_{п.к}$ . Если отнести эти выражения к определенному типу судна, характеризующемуся свойственными этому типу обводами, максимальными углами перекладки рулевого органа  $\delta_{p \max}$  и коэффициентами изменения скорости натекания воды на руль  $r_v$ , и учесть известные рекомендации Р. Я. Першица в отношении определения коэффициента влияния корпуса  $\kappa_k$ , то без существенной потери точности оказывается возможным в первом приближении заменить коэффициент  $\kappa_k/r_v \delta_{p \max}$  средними значениями, зависящими от коэффициента полноты диаметрального батокса  $\sigma_d$ . Тогда, если критерии управляемости  $m_p$  и  $K_{п.к}$  заданы, правые части равенств (10.18) и (10.22), если судить по существующим номограммам для определения гидродинамических характеристик корпуса судна, оказываются зависящими только от пяти параметров: соотношений главных размерений  $L/B$  и  $B/T$ , коэффициента полноты водоизмещения  $\delta$ , коэффициента полноты мидель-шпангоута  $\beta_M$  и коэффициента полноты диаметрального батокса  $\sigma_d$ . Расчеты, проведенные на ЭВМ, показали, что влияние  $\beta_M$  и  $\delta$  (в пределах типа судна) на значение рулевой характеристики судна внутреннего плавания относительно невелико. Поэтому при расчете можно принять осредненные для данного типа судна значения  $\beta_M$  и  $\delta$ , например для пассажирских речных судов  $\delta = 0,6$ ,  $\beta_M = 0,95$ . При таком предположении нормируемая рулевая характеристика  $m_p$  помимо критериев управляемости  $\bar{R}_k$  и  $K_{п.к}$  является функцией только трех аргументов:  $L/B$ ,  $B/T$  и  $\sigma_d$ . Это дало возможность составить приближенные графики и формулы, удобные для определения рулевой характеристики  $m_p$ .

Построение таких графиков для пассажирских судов и паромов речного флота производили по результатам их расчета на ЭВМ. Расчеты выполняли по формулам (10.18) и (10.22) для групп значений  $\bar{R}_k = 1,25; 1,50; 1,75; 2,00$ . Отношения  $L/B$  изменяли в пределах от 5 до 11, а отношения  $B/T$  – от 4 до 10. Графики строили для каждого значения относительного радиуса  $\bar{R}_k$ .

Характерный график для  $\bar{R}_k = 1,25$ , рекомендуемого в качестве норматива поворотливости для

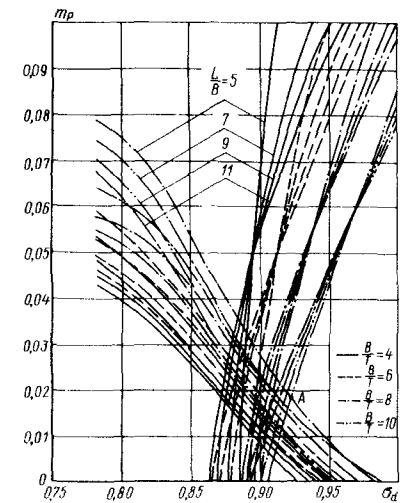


Рис. 10.4. Графики для определения нормируемой величины рулевой характеристики судна  $m_p$



пассажирских судов и паромов, приведен на рис. 10.4. Семейства кривых, расположенных справа и имеющих направление слева вверх направо, определяют значения рулевых характеристик  $m_{p1}$ , необходимые для обеспечения критерия поворотливости судна  $\bar{R}_K = 1,25$ . Семейства кривых, расположенных на графике слева и идущих слева вниз направо, соответствуют критерию устойчивости движения судна на прямом курсе  $K_{п.к} = 0,25$ . Эти семейства кривых с точностью, достаточной для практических расчетов, аппроксимируются следующими аналитическими зависимостями: а) из условия поворотливости судна

$$m_{p1} = 0,001 \left( 30 + 50 \frac{\sigma_d - \sigma_3}{\sigma_3 - \sigma_3} \right), \quad (10.23)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \sigma_3 &= 0,882 + 0,000557 \left( \frac{B}{T} - 0,72 \right)^2 - 0,0025 \left( \frac{L}{B} - 7 \right); \\ \sigma_8 &= 0,903 + 0,004 \left( \frac{L}{B} - 5 \right) + \frac{1}{6} \left[ 0,089 - \right. \\ &\quad \left. - 0,004 \left( \frac{L}{B} - 5 \right) \right] \left( \frac{B}{T} - 4 \right); \end{aligned} \right\} \quad (10.24)$$

б) из условия устойчивости движения судна на прямом курсе

$$\left. \begin{aligned} m_{p2} &= 0,001 \left\{ \left( 28 - \frac{L}{B} \right) + \frac{1}{6} \left( 17 - \frac{L}{B} \right) \left( \frac{B}{T} - 4 \right) - \right. \\ &\quad \left. - 20 \left[ 6,9 - \frac{1}{3} \left( \frac{L}{B} - 5 \right) + 0,125 \left( \frac{B}{T} + 5 \right)^2 - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{1}{6} \left( 17 - \frac{L}{B} \right) \left( \frac{B}{T} - 4 \right) \right] (\sigma_d - 0,9) \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (10.25)$$

Как видно из рис. 10.4, при больших значениях  $\sigma_d$ , когда они приближаются к единице, необходимое значение рулевой характеристики судна  $m_p$  определяется требованиями поворотливости судна. С уменьшением  $\sigma_d$  возрастают требования обеспечения устойчивости судна на курсе, и при  $\sigma_d < 0,86$  они при любом сочетании  $L/B$  и  $B/T$  дают нормируемую величину  $m_p$ . При  $0,86 < \sigma_d < 0,93$  расчетное значение рулевой характеристики принимается по той из двух кривых, соответствующих известному сочетанию соотношений главных размерений судна  $L/B$  и  $B/T$  и определяющих требования к поворотливости и устойчивости движения судна на прямом курсе, которая дает большее значение  $m_p$ .

Оценка значения рулевой характеристики по графику рис. 10.4 или по формулам (10.24) и (10.25) может производиться в следующих двух случаях:

1) при модернизации существующего рулевого устройства, когда корпус судна не изменяет своей формы, а его диаметральный батокс — своей полноты;

2) при проектировании или модернизации судна с изменением формы кормовых образований судна.

В первом случае  $\sigma_d$  известен и не изменяется и нахождение  $m_p$  производится непосредственно по графику, представленному на рис. 10.4. Во втором случае решается задача обоснования оптимального сочетания  $\sigma_d$  и минимально необходимой  $m_p$  на основе одновременного удовлетворения требованиям поворотливости и устойчивости движения судна на курсе в реальных условиях проектирования.

Построение расчетных графиков и составление формул для грузовых теплоходов и танкеров внутреннего плавания проводят по той же схеме, что и для пассажирских судов. Для определения гидродинамических характеристик корпусов грузовых теплоходов используют методику, разработанную ЛИВТОМ. Полученные графические зависимости, относящиеся к нормируемым значениям критериев управляемости  $\bar{R}_K = 1,25$  и  $K_{п.к} = 0,25$  корректируют путем сопоставления расчетных и действительных значений рулевых характеристик грузовых теплоходов внутреннего и смешанного плавания. Откорректированные зависимости с достаточной для практических расчетов точностью отображаются такими аналитическими зависимостями: а) из условия поворотливости судна

$$\begin{aligned} m_{p1} &= 0,001 \left\{ 13 + 100(\sigma_d - 0,95) - [1,5 + 16(\sigma_d - 0,95)] \times \right. \\ &\quad \times \left( \frac{L}{B} - 5 \right) + [7,84 - 0,482 \left( \frac{L}{B} - 5 \right) - 200(\sigma_d - 0,908)^2] \times \\ &\quad \times \left( \frac{B}{T} - 6,5 \right)^2 - 15 \left( 4,5 - \frac{B}{T} \right) \left. \right\}, \end{aligned} \quad (10.26)$$

б) из условия устойчивости движения судна на прямом курсе

$$\begin{aligned} m_{p2} &= 0,001 \left\{ [28 - 140(\sigma_d - 0,80)] - [1 - 5(\sigma_d - 0,80)] \times \right. \\ &\quad \times \left( \frac{L}{B} - 5 \right) \left. \right\} \frac{(B/T) - [3,25 - 16,5(\sigma_d - 0,80)]}{3,75 - 16,5(\sigma_d - 0,80)}. \end{aligned} \quad (10.27)$$

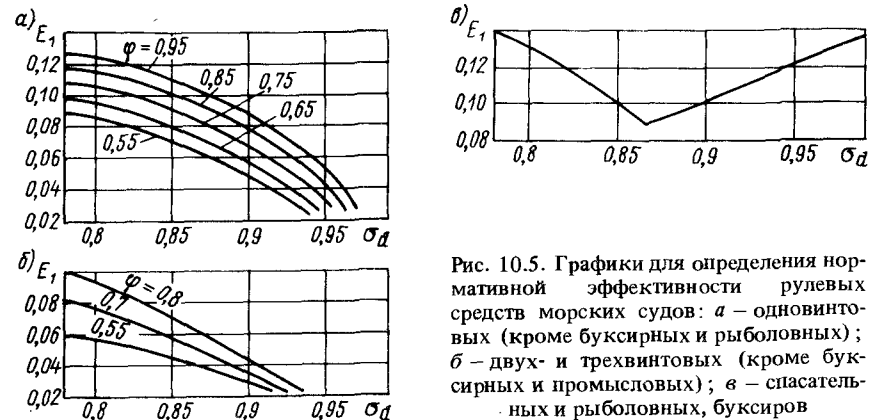


Рис. 10.5. Графики для определения нормативной эффективности рулевых средств морских судов: а — одновинтовых (кроме буксирных и рыболовных); б — двух- и трехвинтовых (кроме буксирных и промысловых); в — спасательных и рыболовных, буксиров

**Формулы и графики для морских судов.** В Правилах классификации и постройки морских судов Регистра СССР оценка рулевых средств судна (рулей или поворотных насадок) осуществляется путем сравнения нормативного значения эффективности  $E$ , отражающего критерии управляемости, с фактической эффективностью установленных рулевых средств  $E_p$ . Нормативное значение эффективности  $E_1$  выводится на основе указанных выше требований к поворотливости и устойчивости судна на курсе при движении на тихой глубокой воде. Для определения  $E_1$  для разных типов судов существуют графики (рис. 10.5), связывающие эту величину с коэффициентом полноты кормовой половины диаметрального батокса  $\sigma_k$  и коэффициентом продольной полноты  $\varphi = \delta/\beta$ . Нормативное значение эффективности  $E_2$  связано с требованием устойчивости на курсе при действии ветра и волнения, нормативное значение  $E_3$  продиктовано условиями безопасного движения малым ходом при ветре по узкому каналу. Для определения значений  $E_2$  и  $E_3$  в Правилах Регистра СССР [48] приведены следующие расчетные формулы:

$$\left. \begin{aligned} E_2 &= \frac{3,8S_{п0}}{v_{s0}S_{d0}} \left( 1 - 0,0667 \frac{S_{п0}}{S_{d0}} \right) \left\{ 1 + (k-1)[0,33 + \right. \\ &+ 0,015(v_{s0} - 7,5)] - 5 \frac{x_{п0}}{L} \left. \right\}; \\ E_3 &= 0,03 + 0,01(k-1) + 0,01 \frac{S_{п}}{S_d} \left( 1 - 3 \frac{x_{п}}{L} \right), \end{aligned} \right\} \quad (10.28)$$

в которых  $S_{п}$ ,  $S_d$  – площади парусности и подводной части ДП судна при осадке на летнюю грузовую ватерлинию;  $S_{п0}$ ,  $S_{d0}$  – те же площади при минимальной осадке судна, при которой руль или насадка еще полностью погружены в воду;  $v_{s0}$  – скорость полного ПХ судна;  $x_{п}$ ,  $x_{п0}$  – горизонтальное отстояние центра парусности от миделя для тех же двух случаев осадки судна;  $k$  – коэффициент, определяемый соотношениями  $k = h_p^2/S_p$  для рулей и  $k = D_n/l_n$  для поворотных насадок.

Фактическая эффективность каждого из установленных на судне рулей или поворотных насадок равна для рулей

$$E_p = \mu_1 \frac{S_p}{S_d} \left( 1 + \sigma_p \frac{S_{p1}}{S_p} \right) (1 - \psi_v)^2 \text{ и } E_n = 2,86\mu_3 \frac{D_{н0}l_n}{S_d} (1 - \psi_v)^2 \quad (10.29)$$

для насадок, где  $\mu_1 = 6,28/(1 + 2S_p/h_p^2)$  – коэффициент подъемной силы руля по углу атаки;  $\mu_3 = (0,175 + 0,275D_n/l_n)[1 + 0,25(1 + \sqrt{\sigma_p})^2] + 0,25\sigma_p D_n/l_n$  – коэффициент подъемной силы насадки по углу атаки;  $D_{н0}$  – наружный диаметр насадки в плоскости диска винта.

Считается, что установленные рулевые средства удовлетворяют требованиям Регистра СССР, если суммарная эффективность всех рулевых средств судна будет не меньше, чем наибольшая из нормативных эффективностей  $E_1$ ,  $E_2$  или  $E_3$ .

Описанный метод Регистра СССР носит проверочный характер. Для оценки эффективности рулевых средств необходимо предварительно выбрать их размеры, место установки и т. д.

Рассмотренный выше способ проекторочного расчета размеров ДРК с помощью рулевой характеристики  $m_p$  успешно может быть применен и для морских судов. Для этого необходимо установить связь рулевой характеристики  $m_p$  и коэффициента эффективности СУ  $E_p$ . Как показано в работах Ю. М. Мاستушкина [39], поперечная сила рулевого средства судна определяется по общему выражению

$$Y_p = E_p \delta_p (\rho v^2 / 2) S_d, \quad (10.30)$$

в котором  $\delta_p$  – эффективный угол атаки руля (насадки), зависящий от угла его перекаладки, работы движителя и дрейфа кормы. Максимального значения эта сила достигает при критических углах атаки или максимальных углах перекаладки  $\delta_{p \max}$  и  $v = v_0$ . Имея это в виду, подставим значение силы  $Y_{p \max}$  в выражение (10.14) для рулевой характеристики  $m_p$ :

$$m_p = \frac{2Y_{p \max} L_p}{\rho S_d v_0^2 L} = \frac{2E_p \delta_{p \max} \rho v_0^2 S_d L_p}{2\rho S_d v_0^2 L} = E_p \delta_{p \max} \bar{L}_p. \quad (10.31)$$

Как видно, получилось очень простое соотношение, позволяющее легко перейти от нормативных значений коэффициентов эффективности  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $E_3$ , установленных Регистром СССР, к рулевым характеристикам  $m_{p1}$ ,  $m_{p2}$ ,  $m_{p3}$ . По наибольшей из этих характеристик определяют размеры ДРК по изложенной ниже общей схеме, пригодной как для речных, так и для морских судов.

Изложенная методика нормирования рулевой характеристики дает возможность определить ее расчетное значение вне зависимости от того, каким ДРК будет оборудовано судно.

### 10.3. Обоснование типа и ориентировочных характеристик ДРК

После определения удовлетворяющего нормативным требованиям управляемости значения рулевой характеристики  $m_p$  можно приступить к обоснованному выбору типа и размеров ДРК. На начальных стадиях проектирования это удобно сделать путем сравнения эффективности различных СУ, воспользовавшись безразмерной величиной, предложенной А. И. Матвеевым,

$$K_3 = 2Y_{p \max} / (\rho D_v^2 v_e^2), \quad (10.32)$$

которую мы условимся называть коэффициентом эффективности СУ судном.

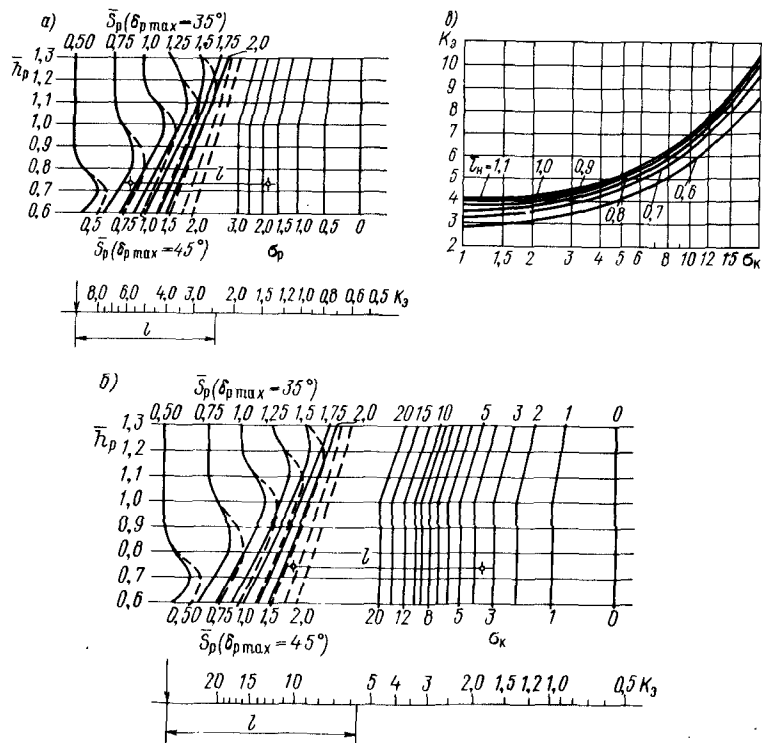


Рис. 10.6. Номограммы эффективности судовых ДРК: а – рули за открытыми винтами; б – рули за винтами в насадках; в – комплекс ВПНС

Значение коэффициента эффективности  $K_3$  рулей и поворотных насадок можно определить по приведенным на рис. 10.6 номограммам. При построении номограмм учтено влияние наиболее существенных факторов, определяющих эффективность того или иного рулевого средства (относительной площади, удлинения и максимального угла перекадки рулей, воздействия винта, относительной длины насадки). Для других факторов принимают осредненные значения или их не учитывают.

На рис. 10.6, а и 10.6, б представлены так называемые циркульные номограммы с фиксированной точкой, которые связывают коэффициент эффективности рулей  $K_3$  с относительными размерами руля  $\bar{h}_p = h_p/D_B$  и  $\bar{S}_p = S_p/D_B^2$ , максимальным углом его перекадки  $\delta_{p \max}$  и коэффициентом нагрузки движителя  $\sigma_p$  или  $\sigma_k$ . В левой части поля этих номограмм нанесены линии, отвечающие работе рулей заданной относительной площади  $\bar{S}_p$  и различной относительной высоты  $\bar{h}_p$ . Сплошные линии  $\bar{S}_p$  соответствуют рулям, имеющим максимальный угол перекадки  $\delta_{p \max} = 35^\circ$ , а штриховые –  $\delta_{p \max} = 45^\circ$ . На правом поле номограмм построены линии постоянных значений коэффициентов нагрузки дви-

жителя  $\sigma_p$  или  $\sigma_k$ , что отражает учет влияния винта на работу руля соответствующих размеров.

Значение коэффициента эффективности  $K_3$  руля заданных размеров и с выбранным углом перекадки при работе за винтом с известным коэффициентом нагрузки определяется длиной отрезка  $l$  горизонтальной линии, соответствующей заданной относительной высоте руля  $\bar{h}_p$ , от точки ее пересечения линией заданной относительной площади  $\bar{S}_p$  (слева) до точки ее пересечения линией заданного коэффициента нагрузки движителя  $\sigma_p$  или  $\sigma_k$  (справа). Измерив длину этого отрезка  $l$ , находят значение  $K_3$  с помощью шкалы, построенной под полем номограммы. Для этого левое острие измерителя (с раствором на длину  $l$ ) совмещают с фиксированной точкой (стрелкой) на шкале, а против правого острья читают значение  $K_3$ .

С помощью номограмм можно решить и обратную задачу – подобрать размеры руля по заданному коэффициенту эффективности  $K_3$  при известном коэффициенте нагрузки движителя  $\sigma_p$  или  $\sigma_k$ . В этом случае измерителем с помощью шкалы  $K_3$  устанавливают длину соответствующего отрезка  $l$ . Далее правое острие измерителя ведут вверх по линии заданного коэффициента нагрузки движителя  $\sigma_p$  или  $\sigma_k$ , а левое в это время – по линиям, отвечающим тем или иным размерам руля  $\bar{h}_p$  и  $\bar{S}_p$ . Целесообразно остановиться на таком сочетании этих размеров, которые отвечают требованиям задания. Чаще всего этим требованием бывает условие минимизации площади руля. Нередко останавливаются и на варианте с наименьшим моментом на баллере; часто приходится учитывать обводы кормы, выступающих частей, элементы ледовой защиты и т. п.

На рис. 10.6, в построены кривые зависимости коэффициентов эффективности комплекса ВПНС от коэффициента нагрузки комплекса  $\sigma_k$  и относительной длины насадки  $\bar{l}_n$ . Пользование этими кривыми не вызывает затруднений.

На основе таких предпосылок рассчитаны значения  $K_3(\delta_p)$  и  $K_3(\sigma_k)$  и определены рекомендуемые пределы эффективного использования различных типов ДРК путем построения диаграммы эффективности (см. рис. 10.1). Пользуясь этой диаграммой, нетрудно назначить наиболее подходящий для данного судна тип ДРК, а по кривым, приведенным на рис. 10.6, установить его ориентировочные размеры. Для этого следует выявить связь между коэффициентом  $K_3$  и выбранным значением  $m_p$ . У судна с  $z_p$  одинаковыми ДРК коэффициент эффективности определяется равенством

$$K_3 = m_p S_d L / [z_p D_B^2 L_p (1 - \psi_p)^2 v^2], \quad (10.33)$$

вытекающим из формул (10.14) и (10.32) после замены в них величины  $v_e$  выражением  $v(1 - \psi_p)$ . Вычислив для заранее назначенных вариантов значений  $D_B$  величины  $\psi_p$ ,  $t$ ,  $\sigma_p$  (или  $\sigma_k$ ) и  $K_3$ , нужно нанести на диаграмму рис. 10.1 точки  $\sigma_p$ ,  $K_3$  или  $\sigma_k$ ,  $K_3$ . Наиболее выгодный тип ДРК из этих вариантов определится областью, в которую попала точка. Из

намеченных отбирается вариант, обеспечивающий более высокое значение КПД движителя. Относительные геометрические характеристики выбранного типа ДРК ( $\bar{S}_p = S_p/D_B^2$ ,  $\bar{h}_p = h_p/D_B$ ,  $\bar{l}_H = l_H/D_B$ ) устанавливаются далее с помощью одного из рис. 10.6 по требуемому значению  $K_{э}$  и заданному значению коэффициента нагрузки движителя  $\sigma_p$  или  $\sigma_K$ .

Если предполагается установка на судне ДРК, конструктивно одинаковых, но работающих в разных условиях (например, один в ДП судна и два – по бортам) или же нескольких разнотипных комплексов, то для использования предлагаемой методики необходимо предварительно задаться размерами одного или группы  $z_{pj}$  однотипных комплексов и установить для них с помощью рис. 10.6 значение  $K_{эj}$ . Далее по известному значению  $m_p$  нужно найти коэффициент эффективности  $K_{эj}$  других  $z_{pj}$  комплексов по формуле

$$K_{эj} = \frac{m_p \bar{S}_p L - z_{pj} K_{эi} L_{pi} (1 - \psi_{pi})^2 D_B^2}{z_{pj} L_{pj} (1 - \psi_{pj})^2 D_B^2} \quad (10.34)$$

Если размеры первого ДРК сразу назначить затруднительно, то следует посмотреть несколько пробных вариантов, из которых отобрать наиболее приемлемый.

Изложенный метод является приближенным и может быть использован в начальной стадии проектирования. Принятые характеристики ДРК необходимо в дальнейшем уточнить после расчетов ходкости судна, когда определятся параметры двигателей, прояснится компоновка ДРК за корпусом с учетом обводов кормы, решится вопрос о типе рулевой машины, выяснится целесообразность постановки торцевых шайб и т. д.

#### 10.4. Проектирование рулей

Более точный переход от расчетного значения рулевой характеристики к необходимым размерам рулевых средств осуществляется на основе анализа структуры выражения для рулевой характеристики  $m_p$  применительно к определенному типу средств управления.

Рулевую характеристику для рулей получим, если подставим в формулу (10.14) общее выражение (5.73) для поперечной силы руля:

$$m_{pp} = \frac{2 Y_{p \max} L_p}{\rho S_d L v_0^2} = r_1 r_2 r_3 r_6 t_p c_{p0} \delta_{p.kp} \frac{S_p}{S_d} \frac{L_p}{L} r_v^2, \quad (10.35)$$

где  $t_p$  – коэффициент, учитывающий влияние относительной толщины руля (рис. 10.7). Коэффициент  $r_u$ , учитывающий различие в скорости судна и скорости потока, обтекающего руль, определяют по выражению

$$r_v = \left[ 1 + \chi_p \frac{S_{p1}}{S_p} (\sqrt{1 + \sigma_p} - 1) \frac{1 - \psi_B}{1 - \psi_p} \right] (1 - \psi_p) \quad (10.36)$$

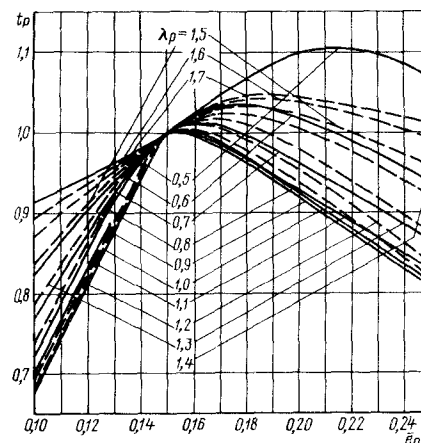


Рис. 10.7. График для определения коэффициента влияния относительной толщины руля  $t_p$

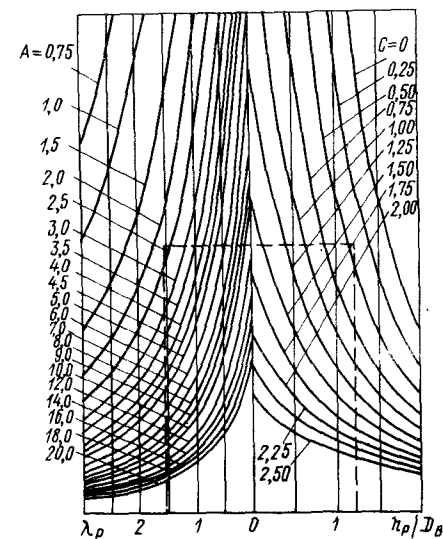


Рис. 10.8. График определения относительного удлинения руля  $\lambda_p$

для рулей, установленных за открытыми винтами, и по формуле

$$r_v = \left[ 1 + \frac{1}{2} \frac{S_{p1}}{S_p} \left( \sqrt{1 + \frac{2\sigma_K}{\beta_H}} - 1 \right) \frac{1 - \psi_B}{1 - \psi_p} \right] (1 - \psi_p) \quad (10.37)$$

для рулей за винтами в направляющих насадках. Если судно оборудовано несколькими рулями, то общая рулевая характеристика судна определяется по формуле

$$m_p = z_p m_{pp}, \quad (10.38)$$

в которой  $z_p$  – число одинаковых рулей или рулевых комплексов. Если же рули не одинаковы по размерам или отличаются по условиям работы, то вместо числа рулей  $z_p$  в формулу (10.38) вводят приведенное число  $\bar{z}_p$ . Например, если на судне установлены два бортовых руля и один руль в ДП судна, то определяют рулевую характеристику диаметрального  $m_{pp1}$  и бортового  $m_{pp2}$  рулей, а затем находят рулевую характеристику судна  $m_p = \bar{z}_p m_{pp2}$ , вычислив приведенное число рулей по выражению

$$\bar{z}_p = (m_{pp1} + 2m_{pp2}) / m_{pp2}. \quad (10.39)$$

Выражение (10.35) дает возможность получить геометрические параметры руля по заданному значению рулевой характеристики судна.

Если сгруппировать величины, связанные с искомыми параметрами руля, то получим

$$c_{p0} \delta_{p,кp} r_v^2 S_p = m_p S_d L / (r_1 r_2 r_3 r_6 z_p L_p). \quad (10.40)$$

Левая часть выражения (10.40) зависит от площади руля  $S_p$  и его удлинения  $\lambda_p$ . Представим эти характеристики в более удобном для решения задачи виде:

$$\bar{S}_p = S_p / D_B^2; \quad (10.41)$$

$$\lambda_p = h_p^2 / S_p = (h_p^2 / D_B^2) (D_B^2 / S_p) = (h_p / D_B)^2 (1 / \bar{S}_p). \quad (10.42)$$

Поскольку в уравнении (10.40) оказались два неизвестных параметра  $h_p / D_B$  и  $\bar{S}_p$ , для поиска оптимальных размеров рекомендуется задаться рядом относительных высот руля  $h_p / D_B$  и получить ряд искомым значений относительной площади  $\bar{S}_p$ .

Анализируя полученные значения, можно выбрать наиболее подходящий вариант. Чаще всего останавливаются на варианте с наименьшей площадью руля.

Для облегчения решения уравнения (10.40) на рис. 10.8 приведены кривые, связывающие искомое удлинение руля  $\lambda_p$  с его относительной высотой  $h_p / D_B$  через два параметра  $A$  и  $C$ , равные

$$A = \frac{m_p S_d L}{r_1 r_2 r_3 r_6 t_p (1 - \psi_p)^2 z_p D_B^2 L_p}; \quad (10.43)$$

$$C = \chi_p (\sqrt{1 + \sigma_p} - 1) \frac{1 - \psi_B}{1 - \psi_p}. \quad (10.44)$$

В итоге определяют необходимую площадь руля

$$S_p = \frac{(h_p / D_B)^2}{\lambda_{p0}} D_B^2 \quad (10.45)$$

и его размеры

$$h_p = \left( \frac{h_p}{D_B} \right) D_B; \quad l_p = S_p / h_p. \quad (10.46)$$

Изложенную методику применяют и для рулей за винтами в насадках. Порядок расчета остается таким же, изменяется лишь выражение для параметра  $C$ :

$$C = \frac{1}{2} \left( \sqrt{1 + \frac{2\sigma_K}{\beta_H}} - 1 \right) \frac{1 - \psi_B}{1 - \psi_p}. \quad (10.47)$$

Выберем тип и размеры ДРК для двухвинтового грузового теплохода со следующими параметрами:  $L \times B \times T = 90,0 \times 13,0 \times 2,8$  м;  $V = 2740$  м<sup>3</sup>;  $S_d = 242$  м<sup>2</sup>;  $\delta = 0,837$ ;  $\sigma_d = 0,96$ ;  $L_p = 42$  м,  $v_0 = 19$  км/ч =  $5,28$  м/с;  $X_{K0} = 88,3$  кН.

Выбор типа ДРК проведем с одновременным учетом требований ходкости и управляемости судна. Отбор вариантов с позиций ходкости выполним по условию минимальной мощности, потребляемой двигателем, необходимой для движения судна с заданной скоростью  $v_0$ . Условием выбора типа ДРК с позиций управляемости будет минимальное значение коэффициента эффективности рулевых средств  $K_{Э}$ , удовлетворяющее нормативным критериям управляемости судна  $m_{p1}$  и  $m_{p2}$ . В соответствии с выражениями (10.23) и (10.25) при  $L/B = 90/13 = 6,92$ ;  $B/T = 13/2,8 = 4,64$  и  $\sigma_d = 0,96$  имеем  $m_{p1} = 0,035$  и  $m_{p2} = 0,019$ . Поскольку  $m_{p1} > m_{p2}$ , выбор размеров рулевых средств судна ведем по  $m_{p1} = 0,035$ .

Сопоставим ряд вариантов ДРК, отличающихся диаметром винта, причем рассмотрим как открытые винты, так и винты в насадках. Для удобства сопоставления расчет ведем в табличной форме (табл. 10.2). Числа в верхних строках таблицы относятся к открытым винтам, в нижних – к винтам в насадках.

Анализируя результаты расчетов, видим:

1. Комплексы с винтами в насадках превосходят открытые винты по показателям ходкости: мощности для движения судна со скоростью  $v_0 = 19$  км/ч требуется примерно в 1,3 раза меньше. Заметно меньше и коэффициент эффективности рулевых средств  $K_{Э}$  для обеспечения заданной управляемости судна. Оба эти факта дают

Таблица 10.2. Расчет коэффициента эффективности средств управления судна  $K_{Э}$

Величины	Формулы или рисунок	Единица измерения	$D_B$ , м			
			1,4	1,5	1,6	1,7
$\psi$	—	—	0,287	0,281	0,276	0,271
			0,213	0,204	0,199	0,194
$t$	—	—	0,246	0,241	0,236	0,231
			0,155	0,153	0,152	0,152
$v_p$ $v_{ен}$	(5.45) (5.120)	м/с	3,76	3,80	3,82	3,85
			4,16	4,20	4,23	4,26
$T_B$ $T_{B.H}$	$T_{B.H} = \frac{X_{K0}}{z_B(1-t)}$	кН	58,6	58,2	57,8	57,4
			52,2	52,1	52,1	52,1
$\sigma_p$ $\sigma_K$	(5.55) (5.128)	—	5,40	4,60	3,90	3,40
			3,90	3,30	2,90	2,50
$\eta_p$ $\eta_K$	Рис. 10.1	—	0,41	0,44	0,46	0,48
			0,56	0,58	0,60	0,61
$N_p$ $N_{p.к}$	$N_p = T_B v_p / \eta_p$ $N_{p.к} = T_{B.H} v_{ен} / \eta_K$	кВт	537	503	480	460
			388	377	368	364
$K_{Э.В}$ $K_{Э.К}$	(10.33)	—	9,1	7,8	6,8	5,9
			7,5	6,4	5,5	4,8

основания отказаться от дальнейшего рассмотрения вариантов ДРК с открытыми винтами.

2. С увеличением диаметра винта улучшаются показатели ходкости и управляемости судна. Однако при больших диаметрах винта это различие становится несущественным. Ограничить наибольшее значение диаметра винта можно условием его размещения без применения тоннельных обводов кормы ( $D_B \leq 0,6 T$ ) или значением оптимального диаметра при заданной частоте вращения вала двигателей (с помощью известного коэффициента  $K'_n$ ). При заданной частоте  $n=350$  об/мин  $D_{Bopt} = 1,62$  м, что не превосходит  $D_{Bmax} = 0,6 T = 1,68$  м.

Приняв таким образом  $D_B = 1,62$  м, перейдем к ориентировочному выбору типа и размеров рулевых средств судна. Для этого нанесем на диаграмму, приведенную на рис. 10.1, точку с координатами  $\sigma_K = 2,8$  и  $K_3 = 5,4$ , определенными по табл. 10.2 путем интерполяции при  $D_B = 1,62$  м. Эта точка попала в зону II (рули за винтами в насадках) несколько выше зоны III (комплекс ВПНС). Это означает, что на судне целесообразнее всего установить по рулю за каждым винтом в неповоротных насадках. Размеры рулей определяем по номограмме рис. 10.6, б. Вариант с двумя поворотными насадками потребует установки дополнительного рулевого органа (например, руля в ДП судна).

Размеры рулей по номограмме рис. 10.6, б находим в такой последовательности. По шкале с фиксированной точкой устанавливаем измерителем отрезок  $l$ , соответствующий необходимому коэффициенту  $K_3 = 5,4$ . Затем на поле номограммы по этому отрезку определяем относительную площадь  $S_p$  и относительную высоту  $h_p$  руля, обеспечивающего требуемое значение коэффициента эффективности  $K_3 = 5,4$ . Для этого правый конец измерителя ведем вверх по линии, отвечающей коэффициенту нагрузки двигателя по упору  $\sigma_K = 2,8$ , а левый конец – по отметкам  $h_p$  и  $S_p$ , останавливая его на относительной высоте  $h_p = 1,25$ , при которой относительная площадь руля  $S_p = 1,7$  получается наименьшей. Тогда  $S_p = \bar{S}_p D_B^2 = 1,7 \cdot 1,62^2 = 4,46$  м<sup>2</sup> при  $h_p = \bar{h}_p D_B = 1,25 \cdot 1,62 = 2,02$  м. Длина пера руля  $l_p$  определяется соотношением  $l_p = S_p / h_p = 4,46 / 2,02 = 2,21$  м.

Если примем вариант с поворотными насадками, то выбор размеров рулевых средств будем вести в таком порядке. Сначала зададимся относительной длиной поворотных насадок (принимая  $t_N = 0,8$ ) и с помощью рис. 10.6, в определим коэффициент их эффективности при  $\sigma_K = 2,8$ , получая  $K_3 = 4,1$ . Затем по выражению (10.34) рассчитаем коэффициент эффективности дополнительного руля, установленного в ДП судна ( $L_{p,d} = 44$  м,  $\psi_{p,d} = 0,43$ ):

$$K_{3,d} = \frac{m_p S_d L - z_p K_3 L_p (1 - \psi_p)^2 D_B^2}{z_{p,d} L_{p,d} (1 - \psi_{p,d})^2 D_B^2} = \frac{0,035 \cdot 242 \cdot 90 - 2 \cdot 4,1 \cdot 42 (1 - 0,198)^2 \cdot 1,62^2}{2 \cdot 44 (1 - 0,43)^2 \cdot 1,62^2} \approx 2,4$$

Обратим внимание на то, что число дополнительных рулевых средств судна было принято равным  $z_{p,d} = 2$ . Это сделано с целью уменьшения габаритов среднего руля путем деления его на два одинаковых пера, подвешиваемых с помощью общей траверзы к одному баллеру. Размеры каждого из перьев определим по рис. 10.6, б по  $K_{3,d} = 2,4$  при  $\sigma_K = 0$ . Наименьшая относительная площадь пера  $\bar{S}_p = 1,6$  получается, если принять  $h_p = 1,2$  при  $\delta_{pmax} = \pm 45$  (пунктирные линии на поле номограммы). Окончательные размеры пера следующие:  $S_p = 1,6 \cdot 1,62^2 = 4,2$  м<sup>2</sup>,  $h_p = 1,2 \cdot 1,62 = 1,94$  м,  $l_p = 4,2 / 1,94 = 2,2$  м.

Уточним влияние различных конструктивных особенностей руля на эффективность его работы, применив проекторный метод выбора размеров руля, изложенный в § 10.4. Примем по-прежнему  $D_B = D_{Bopt} = 1,62$  м.

Разберем пример с первым вариантом ДРК, рассмотренный выше. Поскольку удлинение руля получилось равным  $\lambda_p = h_p / l_p = 2,02 / 2,21 = 0,91$ , целесообразно установить на нем торцевые шайбы. Относительную толщину профиля руля примем

равной  $\bar{e}_p = 0,15$ . С учетом этих дополнительных параметров вычисляем коэффициенты  $C$  и  $A$  по выражениям (10.43) и (10.47):

$$C = \frac{1}{2} \left( \sqrt{1 + \frac{2\sigma_K}{\beta_N}} - 1 \right) \frac{1 - \psi_B}{1 - \psi_p} = \frac{1}{2} \left( \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 2,8}{1,12}} - 1 \right) \frac{1 - 0,180}{1 - 0,198} \approx 0,72;$$

$$A = \frac{m_p S_d L}{r_1 r_2 r_3 r_6 (1 - \psi_p)^2 t_p z_p D_B^2 L_p} = \frac{0,035 \cdot 242 \cdot 90}{1,0 \cdot 1,15 (1 - 0,198)^2 \cdot 1,0 \cdot 2 \cdot 1,62^2 \cdot 42} \approx 4,70,$$

в которых  $\beta_N = 1,12$  – коэффициент расширения насадки;  $r_2 = 1,15$  – коэффициент влияния торцевых шайб;  $t_p = 1,0$  – коэффициент влияния толщины при  $\bar{e}_p = 0,15$ ;  $z_p = 2$  – число рулей на судне;  $\psi_B = 0,180$ .

Дальнейший расчет ведем в табличной форме (табл. 10.3), задаваясь различной относительной высотой пера руля  $\bar{h}_p = h_p / D_B$ .

Таблица 10.3. Проекторный расчет необходимых размеров пера руля судна

Величина	Формулы или рисунок	Единица измерения	$h_p$				
			1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
$\lambda_p = f(\bar{h}_p, C, A)$ при $t_p = 1$	Рис. 10.7	–	0,70	0,80	0,90	1,05	1,25
$t_p$	Рис. 10.6	–	0,99	0,97	0,96	0,97	0,98
$A_1$	(10.43)	–	4,75	4,84	4,90	4,84	4,80
$\lambda_p = f(\bar{h}_p, C, A)$	Рис. 10.7	м <sup>2</sup>	0,70	0,78	0,87	1,00	1,20
$S_p$	(10.45)	м <sup>2</sup>	3,75	4,07	4,34	4,43	4,28
$h_p$	(10.46)	м	1,62	1,78	1,94	2,11	2,27
$l_p$	(10.46)	м	2,31	2,29	2,23	2,10	1,88

Все полученные в табл. 10.3 варианты рулей обеспечат судну заданные параметры управляемости. Окончательный вариант можно выбирать по различным критериям. Этими критериями могут быть и требование иметь минимальную площадь руля ( $S_p = 3,75$  м<sup>2</sup>,  $h_p = 1,62$  м,  $l_p = 2,31$  м), и необходимость снижения момента на баллере. Следует учитывать и возможности размещения рулей в кормовом подзоре судна.

### 10.5. Расчет оптимальных характеристик комплекса ВПНС

Определение основных характеристик комплекса ВПНС более сложно, чем выбор размеров пера руля, который производился при условии, что характеристики гребного винта были известны из расчета ходкости

судна. Пропульсивные качества комплекса ВПНС зависят не только от размеров и коэффициента нагрузки гребного винта, но и от характеристик насадки. Размеры стабилизатора ограничиваются величиной момента на баллере насадки. Таким образом, у комплекса ВПНС требования к управляемости судна оказываются неразрывно связанными с требованиями к ходкости судна и необходимой прочности баллера комплекса.

При проектировании комплекса нельзя допускать такие соотношения его элементов, при которых улучшение рулевых качеств комплекса сопровождалось бы значительным ухудшением пропульсивных качеств судов. Единой методологии выбора элементов комплекса, учитывающей весь объем предъявляемых к нему требований, пока не существует. Поэтому одни характеристики комплекса определяют, основываясь на опыте расчета ходкости, проектирования и эксплуатации поворотных насадок, а другие рассчитывают исходя из требований к управляемости судна, пользуясь рулевой характеристикой судна:

Диаметр гребного винта в насадке  $D_B$ , коэффициент раствора  $a_e$ , коэффициент расширения  $\beta_H$ , относительная длина  $\bar{l}_H = l_H/D_B$ , относительная толщина профиля  $\bar{e}_H = e_H/l_H$  ( $e_H$  — максимальная толщина профиля,  $b_H$  — хорда профиля) насадки известны из расчета ходкости судна.

Определение необходимой площади стабилизатора  $S_c$  производят исходя из его назначения. Стабилизатор насадки служит для снижения отрицательного момента на баллере и обеспечения устойчивости работы насадки. Натурные и модельные испытания управляемости судов с поворотными насадками показали, что без стабилизатора радиус циркуляции судна больше, чем при наличии стабилизатора. С другой стороны, теми же испытаниями установлено, что чрезмерное увеличение площади стабилизатора, не оказывая решающего влияния на значение радиуса циркуляции, вызывает резкое увеличение момента на баллере комплекса при ЗХ и необходимой мощности рулевой машины. Поэтому увеличивать относительную длину стабилизатора свыше  $\bar{l}_{c \max} = l_{c \max}/l_H = 0,5 \div 0,7$  или  $\bar{l}_c = l_c/D_B = 0,60 \div 0,85$  не рекомендуется. Высота стабилизатора  $h_c$  ограничивается условиями размещения комплекса за корпусом судна. Ее часто принимают равной диаметру выходного сечения насадки

$$h_c = \sqrt{\beta_H} D_B. \quad (10.48)$$

Свяжем  $S_c$  с нормируемой для судов рулевой характеристикой, определяемой по формулам (10.23) — (10.31). С этой целью используем выражение для рулевой характеристики комплекса ВПНС, которое с учетом рекомендаций Р. Я. Першица и А. Д. Гофмана может быть записано в таком виде:

$$m_{p,n} = \left[ q_e \sigma_{e0} \frac{\sqrt{1 + q_1 \sigma_{p0} \sin \delta_{p,n}^*}}{\sqrt{1 + q_1 \sigma_{p0} \cos \delta_{p,n}^*} - 1} + c_{p,n} \delta_{p,n} \right] r_v^2 n S_B / S_d \bar{L}_p + c_{p,c} (S_c / S_d) r_v^2 c \delta_{p,c} \bar{L}_p. \quad (10.49)$$

Таблица 10.4. Значения относительной площади стабилизатора поворотной насадки  $(S_c/D_B^2)_1$

$c_1$	$A_1$					
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
0	0	0,447	0,631	0,774	0,894	1,00
-0,20	0,20	0,568	0,740	0,880	1,00	1,00
-0,40	0,40	0,690	0,863	1,00	1,12	1,22
-0,60	0,60	0,830	1,00	1,13	1,24	1,34
-0,80	0,80	1,00	1,15	1,27	1,38	1,48
-1,00	1,00	1,17	1,31	1,42	1,53	1,62

Величины, входящие в равенство (10.49), определяют по формулам (5.18), (5.133) — (5.138).

Вытекающую из удовлетворения требований управляемости судна относительную площадь стабилизатора  $(S_c/D_B^2)_1$  можно определить по табл. 10.4 в зависимости от двух параметров

$$A_1 = \frac{\bar{l}_c^2 \bar{l}_H^2}{3,60 r_1 r_2 r_3 r_6 t_p \delta_{p,n \max}} \left[ \frac{m_p}{z_p \frac{S_B}{S_d} \bar{L}_p r_v^2} - p_1 \sigma_{e0} - p_2 \delta_{p,n \max} \right]; \quad (10.50)$$

$$c_1 = \chi_B K_B \bar{l}_c \bar{l}_H \sqrt{\beta_H} (0,10 + 0,143 \delta_{p,n \max}) (4,5 - 3,5 \bar{l}_H) - \frac{A_1}{2 \bar{l}_c^2 \bar{l}_H^2}. \quad (10.51)$$

Входящий в равенства (10.50) и (10.51) коэффициент  $p_1$  находят из табл. 10.5 в зависимости от коэффициента нагрузки гребного винта при непереложенной насадке  $\sigma_{p0}$  и максимального угла перекладки насадки  $\delta_{p,n \max}$ , а коэффициент  $p_2$  — в зависимости от относительной длины направляющей насадки  $\bar{l}_H$ :

$\bar{l}_H$	...	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
$p_2$	...	4,00	4,26	4,50	4,70	4,89	5,00

Коэффициент  $K_B$  является произведением двух коэффициентов:  $K_B^2$ , определяемого по табл. 10.6 в зависимости от коэффициента нагрузки

Таблица 10.5. Значения коэффициента  $p_1$

$\delta_{p,n}^\circ$	$\sigma_{p0}$										
	0,6	1,0	1,4	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2	3,6	4,0	4,4
30	3,25	1,78	1,33	1,21	1,05	0,956	0,882	0,831	0,792	0,758	0,730
35	4,66	2,20	1,58	1,42	1,20	1,09	1,00	0,940	0,833	0,842	0,813
40	22,1	3,25	1,92	1,71	1,40	1,22	1,09	1,02	0,960	0,916	0,877

Таблица 10.6. Значения коэффициента  $K'_B$ 

$\beta_H$	$\sigma_K$							
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	10
1,10	0,34	0,46	0,58	0,68	0,77	0,94	1,08	1,68
1,15	0,33	0,45	0,56	0,65	0,74	0,91	1,06	1,64

двигателя  $\sigma_K$  и коэффициента расширения насадки  $\beta_H$ , и коэффициента  $K_C$ , находимого по табл. 10.7 в зависимости от  $\delta_{p.H}$  и  $l_H$ . Относительной длиной стабилизатора  $l_C$  задаемся.

Таблица 10.7. Значения коэффициента  $K_C$ 

$\delta_{p.H}, \circ$	$l_H$					
	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
30	0,360	0,297	0,237	0,175	0,114	0,052
35	0,383	0,317	0,265	0,186	0,121	0,056
40	0,413	0,340	0,271	0,268	0,201	0,060

С учетом значения момента на баллере комплекса и требований к его прочности относительная площадь стабилизатора не должна быть больше значения, определяемого по формуле

$$(S_C/D_B^2)_2 = l_{C \max} h_C/D_B, \quad (10.52)$$

а если предельная высота стабилизатора определяется по выражению (10.48), – по формуле

$$(S_C/D_B^2)_2 = l_{C \max} \sqrt{\beta_H l_H}. \quad (10.53)$$

При известной относительной площади стабилизатора можно найти его площадь

$$S_C = (S_C/D_B^2)_2 D_B^2. \quad (10.54)$$

Если предельная высота стабилизатора определяется по формуле (10.48), то его длина равна

$$l_C = S_C/h_C. \quad (10.55)$$

Если же высота стабилизатора больше, чем определяемая по формуле (10.48), то его длина определится по чертежу по известной площади  $S_C$  с учетом принятой формы стабилизатора.

При расчете необходимой относительной площади стабилизатора  $(S_C/D_B^2)_1$  могут встречаться два случая:

а) эта площадь меньше (или равна) ее значения, определенного по формулам (10.52) или (10.53); в этом случае относительную площадь стабилизатора нужно принять равной площади, вычисленной по формулам (10.52) или (10.53), а размеры стабилизатора определить по формулам (10.54) и (10.55); полученные размеры стабилизатора будут несколько больше необходимых, что обеспечит лучшие рулевые качества комплекса;

б) эта площадь больше определенной по формулам (10.52) или (10.53); в этом случае увеличение площади стабилизатора ограничивает значение момента на баллере комплекса при движении судна на ЗХ; если разница в относительных площадях стабилизатора  $S_C/D_B^2$ , определенных по табл. 10.4 и формулам (10.52) или (10.53), невелика, то можно попытаться улучшить рулевые качества комплекса за счет увеличения относительной длины насадки  $l_H$  сверх рекомендованной величины  $l_H = 0,80$  или увеличить высоту стабилизатора  $h_C$  (если это возможно) так, чтобы длина стабилизатора стала  $l_C \leq l_{C \max} l_H$ , если это не даст результата, то необходимо проработать вопрос о проектировании дополнительного рулевого органа.

Определение необходимых характеристик ДРК комплекса судна должно сопровождаться проверочным расчетом характерных маневров судна, положенных в основу нормирования его управляемости. Во-первых, должны быть произведены проверочные расчеты относительного радиуса циркуляции по корме судна  $R_K$  при  $\delta_p = \delta_{p \max}$  и  $\delta_p = 0$  и сопоставление их с принятыми нормативами поворотливости и устойчивости судна на курсе. Во-вторых, расчетом должно быть проверено удовлетворение при выбранном ДРК эксплуатационных требований управляемости судна.

#### Контрольные вопросы

1. Как дать общую оценку эффективности судового комплекса?
2. Назовите критерии нормирования устойчивости на курсе и поворотливости судна.
3. Какие Вы знаете эксплуатационные критерии управляемости судна?
4. Что Вы знаете о нормировании эффективности СУ.
5. Как выбрать характеристики СУ в начальной стадии проектирования?
6. Каковы особенности проектировочного расчета ДРК с рулями?
7. Охарактеризуйте последовательность проектирования оптимальных параметров комплекса ВПНС.



## ПРАКТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ УЛУЧШЕНИЯ МАНЕВРЕННЫХ КАЧЕСТВ СУДНА

### 11.1. Оптимальное соотношение поворотливости и устойчивости судна на курсе

Как видно из рис. 10.4, для каждого сочетания отношений главных размерений  $L/B$  и  $V/T$  существует точка пересечения соответствующих им кривых, определяющих требования к поворотливости судна (правая серия кривых) и устойчивости судна на курсе (левая серия кривых). Например, для  $L/B=5$  и  $V/T=10$  такой точкой является точка А, где одновременно удовлетворяются требования к поворотливости и устойчивости судна на курсе, а значение рулевой характеристики оказывается минимально необходимым. Размеры рулевого органа при всех прочих равных условиях оказываются минимальными. Это позволяет поставить задачу обоснования оптимального сочетания коэффициента полноты диаметрального батокса  $\sigma_d$  и минимально необходимой рулевой характеристики судна  $m_p$  на основе одновременного удовлетворения требованиям

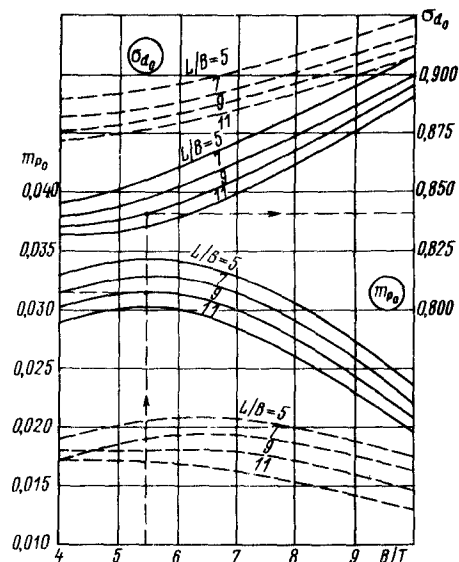


Рис. 11.1. Графики для определения минимально необходимой рулевой характеристики  $m_p$   
 — — —  $R_K=1,25$ ; — — —  $R_K=1,5$

к поворотливости и устойчивости движения судна на курсе.

Действительно, точке пересечения соответствующих кривых, определяющих требования к поворотливости и устойчивости судна на курсе, отвечает конкретное значение  $\sigma_{d0}$ . С точки зрения проектирования управляемости судна важно, что величина  $\sigma_{d0}$  определяет полноту диаметрального батокса судна, соответствующую минимальной рулевой характеристике  $m_{p0}$ , при которой требования к поворотливости и устойчивости судна на курсе удовлетворяются оптимальным образом.

Графики рис. 11.1, полученные в результате обработки рис. 10.4, позволяют выбрать минимально необходимые размеры рулевого органа и оптимальную полноту диаметрального

батокса пассажирского, грузопассажирского судов или паромов. Зная отношения  $L/B$  и  $V/T$  проектируемого судна, на оси абсцисс находят точку, соответствующую заданному значению  $V/T$ , поднимаются от нее по перпендикуляру к оси абсцисс до точки пересечения его с кривой  $m_p$ , соответствующей величине  $L/B$  и заданному отношению  $\bar{R}_K$  и, сносая эту точку на левую ось ординат, определяют минимальное значение рулевой характеристики  $m_{p0}$ . Аналогично, сносая точку пересечения того же перпендикуляра с кривой, соответствующей заданным значениям  $L/B$  и  $\bar{R}_K$ , на правую ось абсцисс, устанавливают оптимальное значение  $\sigma_{d0}$ . Значение  $m_{p0}$  для морских судов находят по графику рис. 10.5. Соответствующие ей оптимальные размеры СУ определяют так же, как в § 10.3–10.5.

### 11.2. Улучшение поворотливости судна

**Основные мероприятия.** Диаграмма, приведенная на рис. 10.4, позволяет выявить недостаточную управляемость судна и обосновать конструктивные мероприятия для повышения эффективности его ДРК. С этой целью нужно вычислить необходимую для удовлетворения норм управляемости рулевую характеристику  $m_p$  как большую из определяемых по формулам (10.23) и (10.25)–(10.27) или формулам (10.28)–(10.31) и сопоставить ее со значением рулевой характеристики  $m_{p,c}$  для существующего ДРК, найденной по формуле (10.14). Их разность

$$m_{p,d} = m_p - m_{p,c} \quad (11.1)$$

определяет недостающую эффективность средств управления движением судна.

Мероприятия, связанные с улучшением управляемости судна в соответствии с равенством (11.1), могут быть реализованы по-разному: изменением  $\sigma_d$ , улучшением поворотливости судна, повышением устойчивости движения судна на курсе.

Если коэффициент полноты  $\sigma_d$  судна отличается от  $\sigma_{d0}$ , то, когда это возможно, целесообразно проработать вопрос об изменении величины  $\sigma_d$  до  $\sigma_{d0}$ . Причем при  $m_{p,c} > m_{p0}$  дальнейшего улучшения эффективности ДРК не требуется. При  $m_{p,c} < m_{p0}$  или приходится принимать меры для увеличения рулевой характеристики существующего ДРК, или проектировать дополнительное СУ, или принимать решение о проектировании нового типа ДРК.

**Увеличение площади пера руля.** Если  $\sigma_d > \sigma_{d0}$ , то недостаток управляемости связан с необходимостью улучшения поворотливости судна. Среди многих способов улучшения управляемости судов выделим два, которые не требуют больших затрат на модернизацию ДРК, отличаются простотой и достаточной эффективностью. Одним из таких способов является увеличение площади пера руля  $S_p$ . Эта площадь является

множителем в выражениях (5.83) и (5.119) для определения поперечной составляющей гидродинамической поперечной силы  $Y_p$  и рулевого момента  $M_p$ . Поэтому ее рост увеличивает как  $Y_p$ , так и  $M_p$ . Как видно из формулы (10.38), для увеличения  $m_p$  нужно не просто увеличивать площадь руля, а увеличивать именно ту ее часть, которая попадает в струю, отбрасываемую гребным винтом. Причем при увеличении площади руля необходимо добиваться того, чтобы максимальный момент на баллере руля не возрастал бы вообще или возрастал бы в допустимых пределах. Необходимо также оценить, как изменится градиент коэффициента поперечной рулевой силы  $c_{p0}$  в соответствии с равенством (5.45). Во всех случаях критерием правильности принятия решения и эффективности увеличения площади руля является увеличение рулевой характеристики  $m_p$  при обеспечении прочности рулевого привода.

На рис. 11.2, а показана схема модернизации руля толкача „Богдан Хмельницкий”. Площадь пера руля была увеличена на 25 % (заштрихована). Результаты натурных испытаний этого судна, проведенных ГИИВТом, показали, что при толкании одной груженой баржи угловая скорость вращения состава увеличилась на 12 %, а диаметр циркуляции уменьшился на 13 %. На толкаче „Академик Докучаев” площадь рулей была увеличена на 48 % (рис. 11.2, б). В процессе натурных испытаний было установлено, что угловая скорость поворота увеличилась на 31 %, а диаметр циркуляции уменьшился на 34 %. Значительно сократилась акватория циркуляции.

**Увеличение максимальных углов перекидки рулей.** В практике проектирования судов внутреннего и смешанного плавания и многих морских судов максимальный угол перекидки рулей  $\delta_{p \max}$  часто принимается равным  $35-36^\circ$ . Назначению именно этого значения угла  $\delta_{p \max}$  способствовали традиции судостроения, широкое распространение эмпирической формулы Жоссея, согласно которой максимальное значение поперечной рулевой силы имеет место при  $\delta_{p \max} = 36,3^\circ$ , результаты продувки гидродинамических профилей, которые показали, что максимальная подъемная сила у большинства из них получается при

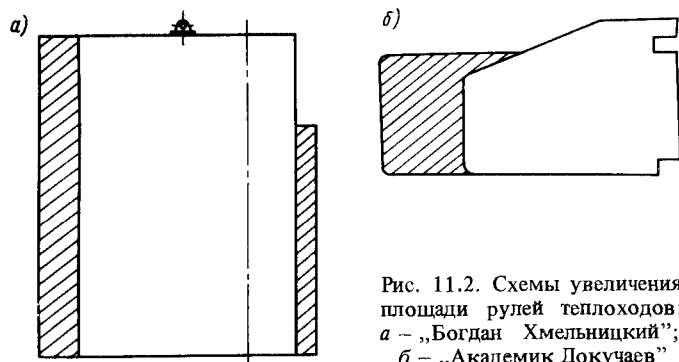


Рис. 11.2. Схемы увеличения площади рулей теплоходов: а – „Богдан Хмельницкий”; б – „Академик Докучаев”

угле атаки  $\delta_{p \text{кр}} = 25 \div 35^\circ$ , а затем в связи с кризисом обтекания рулевая сила резко падает. Между тем практика эксплуатации отдельных судов, у которых ограничитель поворота руля поставлен на больших углах, и систематические натурные испытания и исследования, проведенные Л. М. Рыжовым [50], показали, что при выполнении циркуляционного движения таких судов диаметр циркуляции продолжает уменьшаться и при отклонении рулей на угол, больший  $35^\circ$ . Так, при натурных испытаниях толкаемого состава, сформированного из толкача „Географ Козлов” и одной груженой баржи, были замерены диаметр установившейся циркуляции  $D_{ц}$  и угловая скорость вращения состава  $\omega_z$  при изменении углов перекидки рулей до  $\delta_p = 85^\circ$ . Испытания показали, что увеличение угла перекидки рулей до  $\delta_p = 64^\circ$  приводит к уменьшению  $D_{ц}$  и росту  $\omega_z$ . При дальнейшем увеличении угла перекидки рулей величина  $D_{ц}$  медленно возрастает, а  $\omega_z$  падает.

Чтобы объяснить физические причины уменьшения  $D_{ц}$  при столь больших перекидках рулей, обратимся к рассмотрению зависимости коэффициента поперечной силы руля  $C_{yp}$  от угла атаки  $\delta_{pa}$ , схематично показанной на рис. 5.6. До угла атаки  $\delta_{p \text{кр}}$  коэффициент  $C_{yp}$  непрерывно растет. При  $\delta_p = \delta_{p \text{кр}}$  имеет место кризис обтекания руля, после которого коэффициент  $C_{yp}$  резко уменьшается. Но угол атаки руля, как это следует из формулы (5.71), равен

$$\delta_{pa} = \delta_p + \delta_c + \delta_t - \kappa_K \kappa_B \arctg \frac{\text{tg} \beta + \bar{\omega}_z \bar{L}_p / \cos \beta}{r_v} \quad (11.2)$$

Сила давления воды на руль и, следовательно, его эффективность будет наибольшей, когда угол перекидки рулей

$$\delta_p = 1,1 \delta_{p \text{кр}} + \delta_c + \delta_t + \kappa_K \kappa_B \arctg \frac{\text{tg} \beta + \bar{\omega}_z \bar{L}_p / \cos \beta}{r_v} \quad (11.3)$$

Коэффициент 1,1 в формулу (11.3) введен потому, что значения  $\delta_{p \text{кр}}$  в условиях обтекания руля за корпусом судна и гребным винтом выше, чем при продувке профилей в аэродинамической трубе.

Равенство (11.3) показывает, что для повышения эффективности рулей при выполнении циркуляционного движения судна необходимо как можно быстрее перекинуть руль на угол

$$\delta_{p \text{кр}} = 1,1 \delta_{p \text{кр}} - \delta_c - \delta_t + \kappa_K \kappa_B \arctg \frac{\text{tg} \beta_1 + \bar{\omega}_z \bar{L}_p / \cos \beta_1}{r_v} \quad (11.4)$$

Здесь  $\beta_1, \omega_{z1}$  – угол дрейфа и безразмерная угловая скорость вращения судна в момент окончания перекидки рулей на угол  $\delta_p = \delta_{p \text{кр}}$ . Затем угол перекидки рулей нужно увеличивать по мере роста  $\beta$  и  $\omega_z$  с таким расчетом, чтобы угол атаки руля был бы постоянно равен  $1,1 \delta_{p \text{кр}} + \delta_c + \delta_t$ . Диаметр установившейся циркуляции будет наименьшим при угле перекидки рулей

$$\delta_{p \max} = 1,1 \delta_{p \text{кр}} + \delta_c + \delta_t + \kappa_K \kappa_B \arctg \frac{\text{tg} \beta_{\max} + \bar{\omega}_z \bar{L}_p / \cos \beta}{r_v} \quad (11.5)$$

Таким образом, максимальный угол перекладки рулей зависит от многих и разнообразных факторов: характеристик ДРК, гидродинамических характеристик корпуса судна, его скорости. Проведенные расчеты показывают, что для пассажирских судов внутреннего плавания максимальный угол перекладки рулей целесообразно увеличить до  $45-50^\circ$ , для крупнотоннажных грузовых судов – до  $50-60^\circ$ , толкачей – до  $50-70^\circ$ . Однако, перекладывая рули на угол, больший  $1,1 \delta_{p,кр}$ , не следует спешить во избежание срыва потока с руля, когда угол атаки  $\delta_{pa}$  оказывается больше  $1,1 \delta_{p,кр}$ , поскольку  $\beta$  и  $\omega_z$  не успевают еще вырасти. Поэтому в обычных условиях эксплуатации целесообразно перекладывать рули в принятых сейчас пределах и только при необходимости выполнения крутых оборотов и поворотов перекладывать рули на большие углы.

**Рули с закрылками и ротором.** При увеличении максимальных углов перекладки рулей возрастает момент на баллере и мощность установленных на судне и рассчитанных на угол  $\delta_{p, max} = 35^\circ$  рулевых машин оказывается недостаточной. Таким образом, переход на увеличенный угол перекладки рулей требует замены существующих рулевых машин более мощными и конструктивно обеспечивающими переход на большие углы перекладок рулей. В этом состоит самое большое затруднение при внедрении перекладок рулей на большие углы. Данного затруднения можно избежать, если проектировать рули с закрылками и ротором. Исследования, проведенные Я. Г. Мосиондзом, показали, что у руля с закрылком резко возрастает градиент поперечной рулевой силы  $c_{p0}$ , а момент на баллере при его расположении на расстоянии  $(0,35 \div 0,45)l_p$ , считая от передней кромки, практически остается таким же, как и для эквивалентного руля без закрылка. Угол перекладки закрылка относительно руля  $\beta_3$  в большинстве случаев принимается равным углу перекладки основного руля. Иначе говоря, закрылок относительно нейтрального положения отклоняется на угол, в два раза превышающий угол перекладки основного руля.

Эффективность руля и критический угол его перекладки увеличиваются в еще большей степени, если руль снабдить ротором. Установкой закрылков и роторов можно увеличить эффективность рулей без замены рулевой машины (рис. 11.3).

Рули с закрылками находят все большее применение в зарубежном морском судостроении.

**Дополнительные средства управления.** При модернизации ДРК существующих судов может оказаться, что имеющиеся на судне СУ, спроектированные до выхода в свет современных нормативных документов по управляемости судов и методам ее расчета, не удовлетворяют требованиям, предъявляемым к их управляемости. Вопрос о проектировании дополнительных СУ может прорабатываться и в процессе проектирования судов новых типов. Примером таких случаев может служить решение об улучшении управляемости колесных судов, оборудованных одним рулем в ДП, путем увеличения его площади. У комплекса ВПНС с

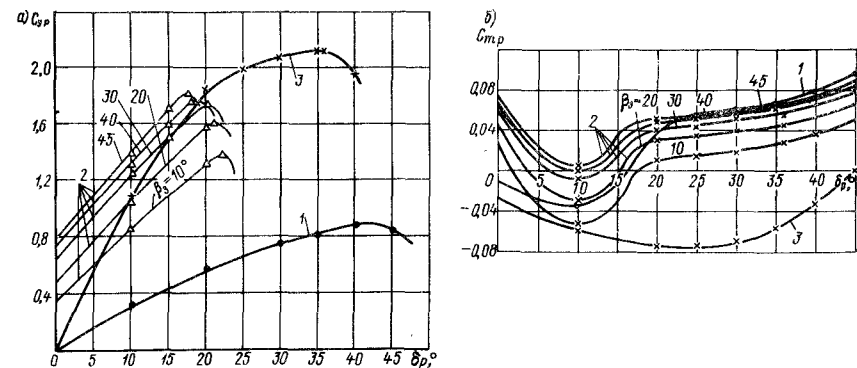


Рис. 11.3. Гидродинамические характеристики рулей с закрылком и ротором: а – поперечная сила; б – момент на баллере

1 – обычный руль; 2 – руль с закрылком; 3 – руль с закрылком и ротором

$(S_c/D_B^2)_1 > (S_c/D_B^2)_2$  [см. формулу (10.67)] площадь стабилизатора недостаточна для обеспечения управляемости судна. В этом случае целесообразно принять решение о снятии стабилизаторов насадок и оборудовании их дополнительными рулями, размещаемыми в ДП.

Рулевая характеристика дополнительного рулевого органа  $m_{p,d}$  может быть найдена по формуле (11.1). Расчеты размеров такого органа по известной рулевой характеристике  $m_{p,c}$  производят так же, как и расчеты основного рулевого органа.

### 11.3. Улучшение устойчивости судна на курсе

Если  $\sigma_d < \sigma_{d0}$ , то недостаток управляемости судна связан с его устойчивостью на курсе. Одним из естественных способов ее улучшения является увеличение полноты диаметрального батокса в корме. При проектировании судна это можно сделать, задав большие значения коэффициента полноты  $\sigma_d$  и спроектировав соответствующим образом кормовую оконечность судна. В случае модернизации ДРК, когда обводы корпуса изменить уже нельзя, это достигается постановкой таких стабилизаторов, чтобы с учетом их площади коэффициент  $\sigma_d$  приближался к  $\sigma_{d0}$ .

**Улучшение устойчивости судов на ПХ.** Наивыгоднейшее сочетание между коэффициентом  $\sigma_d$  судна с заданными главными размерениями и эффективной площадью руля  $S_p$  может быть найдено также с помощью особой точки диаграммы поворотливости, названной Р. Я. Першицем и Е. Б. Юдиным второй критической точкой, под которой понимают точку этой диаграммы, соответствующую установившейся циркуляции судна с нулевым углом атаки, когда на руле не возникает поперечной силы [66], т. е. циркуляции судна без руля. Поскольку угол атаки руля

при криволинейном движении с углом дрейфа  $\beta$  и безразмерной угловой скоростью  $\bar{\omega}_z$  определяется равенством (11.2), при  $\sigma_{pa} = 0$  угол перекладки руля будет определяться равенством (при малых  $\beta$  и  $\bar{\omega}_z$ )

$$\delta_{p0} = \kappa_B \kappa_K \frac{\beta_0 + \bar{\omega}_{z0} \bar{L}_p}{r_v} - \delta_c - \delta_t, \quad (11.6)$$

в котором  $\delta_{p0}$  — абсцисса второй критической точки;  $\beta_0$  и  $\bar{\omega}_{z0}$  — угол дрейфа и безразмерная угловая скорость судна на установившейся циркуляции при отсутствии руля, определяемые по формулам (6.12), (6.37) и (6.38) при  $\delta_p = 0$ .

Если тип ДРК выбран, коэффициент влияния корпуса найден, а для коэффициента изменения скорости натекания воды на руль  $r_v$ , определяемого равенством (5.121), принято некоторое среднее значение, то по уравнению (11.6) может быть построена в координатах  $\delta_p$ ,  $\bar{\omega}_z$  кривая вторых критических точек (рис. 11.4). Каждая точка этой кривой будет соответствовать определенному значению  $\sigma_d$ . Если на этот же график нанести диаграмму поворотливости судна, то точка ее пересечения с кривой вторых критических точек и определит искомое значение  $\sigma_d$ , при котором необходимая площадь рулей судна  $z_p S_p$  будет возможно наименьшей.

Согласно рекомендациям Е. Б. Юдина, наиболее благоприятная для проектируемого судна диаграмма поворотливости должна быть такой, чтобы отношение радиуса установившейся циркуляции судна при максимальном угле перекладки рулей к радиусу такой же циркуляции при непереложенном руле не превышало 0,2. Полагая, что с точностью, достаточной для практических целей проектирования, можно заменить действительную кривую  $\bar{\omega}_z$  на диаграмме поворотливости прямой линией, проходящей через точку А, соответствующую относительной кривизне

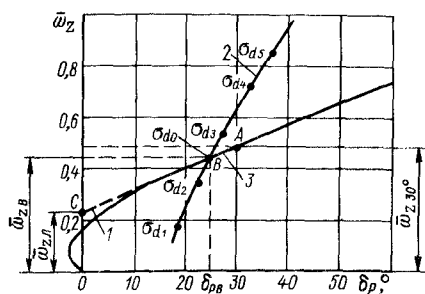


Рис 11.4. Определение второй критической точки диаграммы управляемости:

1 — линейризованная диаграмма поворотливости; 2 — кривая вторых критических точек; 3 — заданная диаграмма поворотливости

траектории  $\bar{\omega}_z 30^\circ$ , и отвечающей углу перекладки  $\delta_p = 30^\circ$ , и некоторую условную точку С на оси ординат с ординатой, равной

$$\bar{\omega}_{zл} = 0,333 \bar{\omega}_z 30^\circ, \quad (11.7)$$

находим точку В пересечения этой прямой (см. рис. 11.4) с кривой вторых критических точек и по ней искомое значение коэффициента  $\sigma_{d0}$ , при котором устойчивость на курсе будет обеспечена оптимальным образом. По рекомендациям Е. Б. Юдина, зная  $\sigma_{d0}$ , можно определить площадь рулей  $z_p S_p$  из формулы для нормируемой Регистром СССР эффективности рулей  $E$  [64].

Кроме выбора оптимального значения  $\sigma_{d0}$  применяют и другие способы улучшения устойчивости движения судна на прямом курсе. Чтобы улучшить устойчивость движения судна на курсе при малой скорости движения судна, поворотные насадки снабжают стабилизаторами различных типов, используют многоперьевые комплексы, оказывающие значительный стабилизирующий эффект.

**Улучшение устойчивости движения на заданном курсе буксирного состава.** Как правило, буксируемое судно или другое плавучее сооружение в той или иной степени рыскает относительно курса буксировщика. Для стабилизации на курсе буксируемых судов могут быть использованы конструктивные мероприятия, касающиеся расположения точек закрепления буксирного троса на буксировщике и на буксируемом объекте, формирования состава. Другим способом стабилизации является постановка в кормовой части буксируемого состава стабилизаторов параллельно ДП буксируемого судна или под углом к ней. Необходимая суммарная площадь параллельных стабилизаторов в относительном виде  $\mu_c$  ориентировочно может быть определена по формуле Богданова ( $0,3 \leq \sigma_d \leq 1,0$ )

$$\mu_c = z_c S_c / (LT) = 1 / \{ (1037\delta^2 - 1826\delta + 810)(\sigma_d - 1)^2 \cdot 10^3 + (6383\delta^2 - 13450\delta + 6890)(\sigma_d - 1) + 283,3\delta^2 - 515,7\delta + 278 \}, \quad (11.8)$$

а также на основании экспериментальных работ М. Я. Алферьева, который провел в опытовом бассейне ГИИВТа широкие модельные испытания подкильных кормовых стабилизаторов как эффективного средства стабилизации речных барж на курсе буксировщика.

Стабилизация буксируемого объекта на курсе буксировщика может быть достигнута за счет использования ДРК толкача, закрепленного за кормовой оконечностью буксируемого объекта. Эффективность такого толкача как стабилизатора может быть существенно усилена, если он может отклоняться с помощью специального сцепного устройства от ДП буксируемого судна и представлять собой, образно выражаясь, огромный руль. При буксировке плотов, плавучих доков, плавучих буровых установок и других крупнотоннажных плавучих сооружений для этой же цели успешно используют буксиры, закрепленные поперек ДП и служащие своеобразными силовыми приставками (рис. 11.5).

Наконец, перемещение буксирного состава в заданном направлении может осуществляться за счет маневрирования одного или нескольких буксировщиков.

**Улучшение устойчивости движения судна на ЗХ.** Мероприятия проводимые для улучшения устойчивости движения судна на ЗХ, можно разделить на две группы: конструктивные мероприятия и мероприятия, связанные с использованием для этой цели СУ.

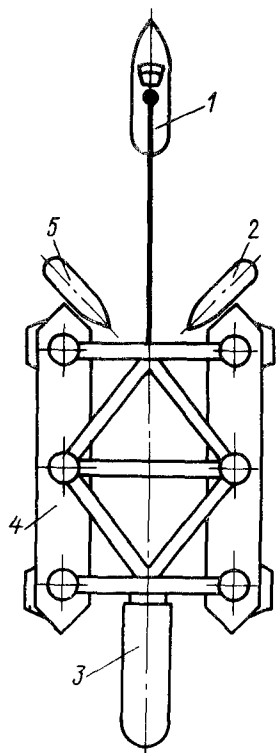


Рис. 11.5. Схема буксировки полупогружной буровой установки:

1 — основной буксир; 2, 5 — вспомогательные буксиры; 3 — толкач; 4 — полупогружная буровая установка

К мероприятиям первой группы относятся увеличение погруженной площади диаметрального батокса в носовой части судна, уменьшение площади неподвижных выступающих частей (неподвижных направляющих насадок, ложных дейдвудов и др.), увеличение подзора кормы, дифферент судна на нос, а к мероприятиям второй группы — оборудование их комплексов ВПНС с раздельным управлением, КД в качестве главных СУ, ПВК, активными рулями и использование специальных буксиров-кантовщиков в условиях морских портов.

Устойчивость движения судна ЗХ на прямом курсе может улучшаться и с помощью распространенных на судах ДРК. Для этого используют сочетание различных режимов работы бортовых гребных винтов. На большую частоту вращения включается винт того борта, в сторону которого начинается отклонение кормовой части судна. Чтобы удержать судно на заданном курсе, переключают рули на борт, противоположный направлению отклонения кормы. Если этого недостаточно, то уменьшают частоту вращения или совсем останавливают гребной винт этого же борта. Если такие меры оказываются недостаточными, то останавливают движение судна, изменяют его положение и продолжают движение ЗХ.

Возможно успешно управлять движением судна на ЗХ посредством ПУ. Насколько известно автору, впервые это было показано А. Ш. Афремовым. Наиболее эффективно такое управление судном, оборудованным носовым и кормовым ПУ с регулируемыми упорами. Изменяя значение и направление их упоров, создают момент, противодействующий моменту гидродинамических сил, возникающему при отклонении кормы на тот или иной борт.

#### 11.4. Выбор схемы ПУ и их упоров

Опыт эксплуатации ПУ убедительно подтверждает целесообразность оборудования ими различных типов пассажирских и грузовых судов, толкаемых и секционных составов.

Главное требование, которое должно быть предъявлено при проектировании ПУ, — безусловное обеспечение управляемости судов в наиболее

сложных условиях эксплуатации. Анализ этих условий позволил выделить два маневра, которые определяют необходимые упоры носовых и кормовых ПУ: удержание судна на месте при ветре наиболее неблагоприятного направления; отвал судна от дебаркадера при встречном-навальном ветре наименее выгоднейшего направления.

Представляет практический интерес определить характеристики маневров, выполняемых с помощью ПУ: скорость установившегося движения судна лагом  $v_{y\sigma}$ , максимальную угловую скорость вращения судна на месте  $\omega_{z\text{м}}$  и время оборота судна  $t_{\text{м}}$ .

Удержание судна на месте при ветре (рис. 11.6, а) достигается с помощью носового ПУ, создающего упор

$$T_{\text{Н1}} = \frac{1}{L_{\text{Н}} - L_{\text{В}}} [(L_{\text{Р}} + L_{\text{Н}}) Y_{\text{Рmax}} - c_{\text{В}} (T_{\text{В1}} + T_{\text{В2}})], \quad (11.9)$$

если сила давления ветра наиболее неблагоприятного направления не превышает величины

$$P_{\text{Ву}} = \frac{1}{L_{\text{Н}} - L_{\text{В}}} [(L_{\text{Н}} + L_{\text{Р}}) Y_{\text{Рmax}} - c_{\text{В}} (T_{\text{В1}} + T_{\text{В2}})]. \quad (11.10)$$

В равенствах (11.9) и (11.10)  $Y_{\text{Рmax}}$  — максимальная сила давления воды на руль, расположенный за винтом, работающим на ПХ в швартовном режиме;  $T_{\text{В1}}$ ,  $T_{\text{В2}}$  — упоры винтов, работающих на ПХ и ЗХ. Если же она оказывается большей, то удержание судна на месте при ветре возможно только при наличии кормового ПУ. Расчеты показывают, однако, что для многвинтовых судов постановка его оказывается необходимой только при недостаточной эффективности ДРК и для каждого типа судна требует особого обоснования.

Зависимость упора носового ПУ  $T_{\text{Н}}$ , необходимого для отвала судна (рис. 11.6, б) при силе давления ветра наиболее неблагоприятного направления,  $P_{\text{Ву}}$  определяется выражением

$$T_{\text{Н2}} = \frac{1}{L_{\text{Н}} + L_{\text{А}}} [(L_{\text{В}} + L_{\text{А}}) P_{\text{Ву}} - L_{\text{Р}} - L_{\text{А}}] Y_{\text{Рmax}} - c_{\text{В}} (T_{\text{В1}} + T_{\text{В2}}), \quad (11.11)$$

получаемым, если приравнять нулю сумму моментов всех сил, действующих на судно, относительно точки поворота А.

Диаграмма эффективности ПУ для дизель-электрохода „Советский Союз” представлена на рис. 11.7. В его верхней части построены графики зависимости от расчетного давления ветра на площадь парусности судна упоров носового  $T_{\text{Н1}}$  и кормового  $T_{\text{К1}}$  ПУ, необходимых для удержания судна на месте против ветра. Приведен также график упора носового ПУ  $T_{\text{Н2}}$ , превышение которого требуется, чтобы обеспечить отвал судна от дебаркадера в навальный ветер. Для наглядности наряду со шкалой силы давления ветра  $P_{\text{Ву}}$  приведены соответствующие шкалы

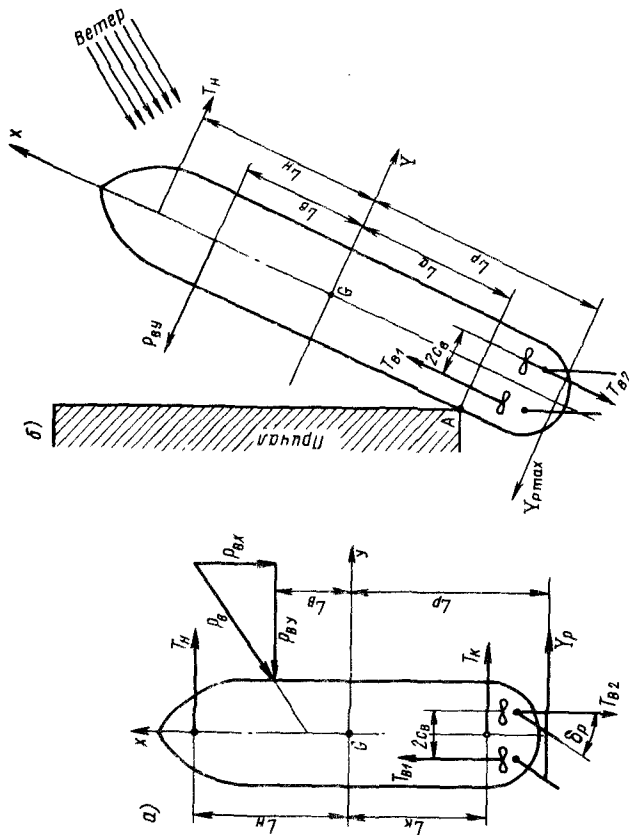


Рис. 11.6. Схема сил, действующих на судно при удержании его на месте при ветре (а) и при отвале от причала (б)

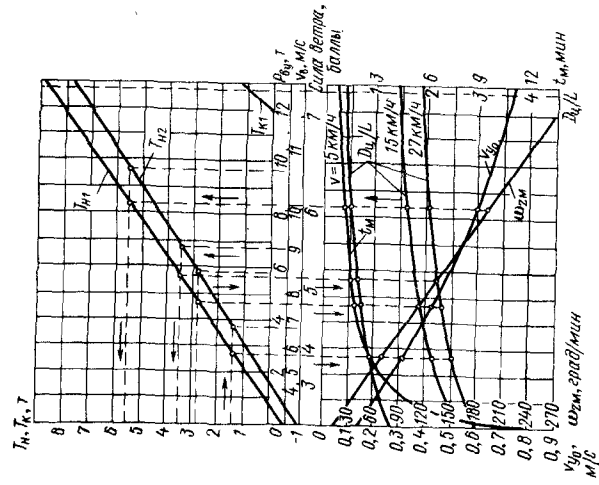


Рис. 11.7. Диаграмма эффективности ПУ дизель-электрохода „Советский Союз“.

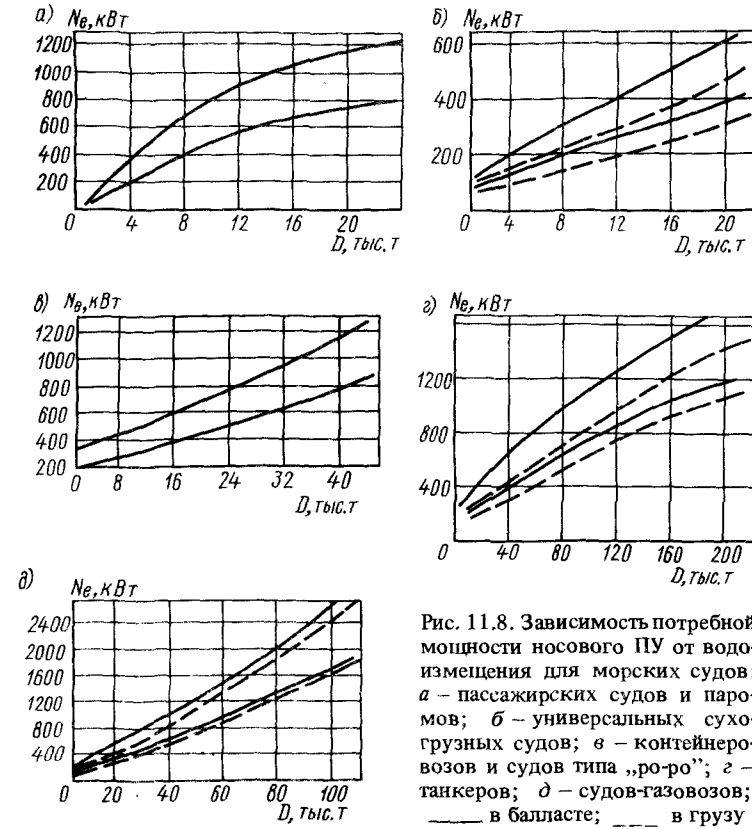


Рис. 11.8. Зависимость потребной мощности носового ПУ от водоизмещения для морских судов: а – пассажирских судов и паромов; б – универсальных сухогрузных судов; в – контейнеровозов и судов типа „ро-ро“; г – танкеров; д – судов-газовозов; — в балласте; --- в грузу

Таблица 11.1. Минимально допустимая относительная тяга ПУ морских судов

Типы судов	$\bar{T}_H = T_H / S_{\Pi}$		$\bar{T}_H = T_H / S_d$	
	Скорость ветра, баллы			
	5	6	5	6
Паромы и пассажирские	100/150	150/220	30/60	50/90
Сухогрузы и промысловые	50/100	70/150	40/80	60/120
Танкеры и навалочные (в балласте)	30/60	50/90	30/60	50/90
Контейнеровозы	70/140	100/200	50/70	50/100

Примечание. В числителе – относительная тяга ПУ для двухвальных судов, в знаменателе – одновальных.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УПРАВЛЯЕМОСТИ СУДНА

### 12.1. Цели и особенности проведения испытаний управляемости судна

**Цели испытаний.** Судно является сложной управляемой системой с большим числом определяющих факторов, поэтому наиболее достоверная оценка управляемости и эффективности судового комплекса в целом может быть получена при проведении натуральных и самоходных модельных испытаний. Целями испытаний могут быть:

- определение маневренных качеств проектируемых, вновь построенных, модернизированных или отремонтированных судов;
- экспериментальная проверка достоверности расчетов поворотливости, эксплуатационной устойчивости судна на курсе при движении судна на ПХ, инерционных характеристик судна при различных режимах работы судового комплекса;
- оценка эффективности различных СУ;
- изучение в натурных условиях режимов работы судовых двигателей при различных маневрах судов с целью исключения их перегрузок, разработки средств автоматизации, увеличения их моторесурса;
- исследование особенностей движения судна в ледовых условиях;
- экспериментальное изучение динамики рулевого привода, других вспомогательных и ограничивающих СУ движением судна;
- составление математической модели динамики судового комплекса.

**Подготовка к испытаниям.** Она состоит в разработке программы испытаний, подготовке и установке на судне приборов и устройств измерительно-регистрационного комплекса, подготовке судна и его устройств, подборе и отработке действий личного состава испытательной партии.

**Условия проведения испытаний.** Для натуральных испытаний подбирают акваторию, допускающую проведение свободного маневрирования судна. Глубина воды в зоне испытаний должна быть больше наибольшего значения  $H_{\phi}$ , определяемого как  $H_{\phi} = \sqrt{BT}$  или  $H_{\phi} = 2,75 v_s / g$ . Испытания стараются проводить при отсутствии течения, ветра и волнения, однако считается допустимым проведение маневров „Прямая и обратная спираль”, „Зигзаг”, „Одерживание”, а также испытания управляемости с использованием ПУ при силе ветра, не превышающей 2 баллов по шкале Бофорта. Выполнение других маневров возможно проводить при волнении в зоне испытаний не более 3 баллов и силе ветра, не превышающей 4 баллов по той же шкале.

скорости ветра  $v_B$  и силы ветра в баллах. Направление ветра, при котором момент принимает наибольшее значение, можно определить по формулам (8.1) и (8.5). Для дизель-электрохода „Советский Союз” оно определяется углом  $\gamma_B = 44^\circ$ .

Из диаграммы эффективности ПУ (см. рис. 11.7) видно, что возможности ДРК исчерпываются и кормовое ПУ становится нужным только при ветре силой более 7 баллов ( $P_{вУ} = 12,8$  т), когда упор носового ПУ должен превышать  $T_H = 8,65$  т. При меньших скоростях ветра судно удерживается носовым ПУ и ДРК судна, а при очень слабом ветре ( $P_{вУ} < 0,8$  т) – только соответствующей работой гребных винтов и переключкой рулей на некоторый угол. При упоре носового ПУ  $T_H = 1,42$  т, если действие кормового ПУ заменяется действием ДРК, судно удерживается против ветра, имеющего скорость  $v_B = 5,8$  м/с (около 4 баллов).

График упора носового ПУ  $T_{H2}$ , необходимого для обеспечения отвала дизель-электрохода „Советский Союз” в навалный ветер, показывает, что при ветре силой меньше 3 баллов отвал судна от дебаркадера может быть осуществлен без ПУ. При ветре большей силы необходимо действие носового ПУ. Однако потребный упор его меньше, чем упор  $T_{H1}$ , необходимый для удержания судна против ветра. При имеющемся носовом ПУ ( $T_H = 1,42$  т) отвал судна происходит при ветре силой более 4 баллов ( $v_B = 6,8$  м/с).

В нижней части диаграммы, приведенной на рис. 11.7, помещены кривые скорости движения дизель-электрохода „Советский Союз” лагом  $v_{y0}$ , угловой скорости его вращения вокруг вертикальной оси  $\omega_{zm}$ , времени оборота судна на обратный курс (поворот на  $180^\circ$ )  $t_M$ . Кроме того, нанесены кривые относительных диаметров циркуляции при разных скоростях и отсутствии ветра, но при тех значениях упоров носового и кормового ПУ, которые определяются графиками  $T_{H1}$  и  $T_{K1}$  в верхней части диаграммы.

Необходимая мощность носового ПУ для судов морского флота различных типов может быть определена по графику рис. 11.8. Однако ее значение не должно быть меньше того, которое соответствует минимально допустимой относительной тяге  $\bar{T}_H = T_H / S_{\Pi}$  или  $\bar{T}_H = T_H / S_d$  в зависимости от скорости ветра в баллах (табл. 11.1).

Более подробные сведения об особенностях работы и расчета ПУ и других САУ содержатся в литературе (см., например, [ 61 ]).

#### Контрольные вопросы

1. Расскажите, как определяется оптимальное соотношение поворотливости и устойчивости судна на курсе?
2. В чем состоят особенности проектирования дополнительного средства управления?
3. При каких условиях можно увеличивать площадь рулей при модернизации ДРК?
4. Объясните, как и почему можно увеличить максимальные углы переключки рулей по сравнению с существующими?
5. Как определить число и необходимую площадь подкильных стабилизаторов?
6. Дайте определение второй критической точки диаграммы управляемости.
7. Вспомните последовательность обоснования схемы и мощности ПУ.

## 12.2. Экспериментальные методы исследования управляемости судна

**Установившаяся циркуляция и построение диаграммы поворотливости судна.** В настоящее время при циркуляционных испытаниях используют две группы методов определения характеристик движения судна: методы замера мгновенных кинематических характеристик; методы траекторных измерений.

Один из методов первой группы состоит в том, что на вертикальной штанге, проходящей через точку  $B$  (рис. 12.1), вынесенную за борт судна на такое расстояние, чтобы не сказывалось влияние близости корпуса судна, размещают датчики скорости движения штанги  $v_B$  и угла дрейфа  $\beta_B$  (вертушки). Датчик угловой скорости вращения судна  $\omega_z$  (курсограф, ДУС и др.) располагают на судне. Синхронные показания этих датчиков записываются регистрирующей аппаратурой, имеющей отметчик времени, и поступают в обработку. Суть ее состоит в том, чтобы пересчитать скорость  $v_B$  и угол дрейфа  $\beta_B$  на скорость движения  $v$  и угол дрейфа  $\beta$  по ЦТ судна. Координаты угломера-вертушки  $(x_B, y_B)$  считаются заданными. Для такого пересчета из рис. 12.1 можно получить следующие формулы:

$$\left. \begin{aligned} v &= v_B \sqrt{1 + \left(\frac{\omega_z b}{v_B}\right)^2 - 2v_B \left(\frac{\omega_z b}{v_B}\right) \cos(\beta_B + \gamma_1)}; \\ \beta &= \beta_B + \arccos \left[ \frac{v^2 + v_B^2 - (\omega_z b)^2}{2vv_B} \right]; \\ b^2 &= x_B^2 + y_B^2; \quad \gamma_1 = \arctg \frac{y_B}{x_B}. \end{aligned} \right\} \quad (12.1)$$

Зная скорость  $v = v_{Ц}$  и угловую скорость  $\dot{\omega}_z = \dot{\omega}_{zЦ}$  на установившейся циркуляции, легко найти радиус установившейся циркуляции по формуле  $R_{Ц} = v_0 / \omega_{zЦ} L$ .

Опыт использования такой аппаратуры, созданной в ГПИ С. А. Васильевым и Я. Г. Мосиондзом показал, что метод замера мгновенных кинематических характеристик дает достаточно высокую точность при определении угла (до  $1-2^\circ$ ), если штанга вынесена в носовой оконечности судна далеко за борт. При уменьшении ее ординаты  $y_B^*$  точность замера угла дрейфа из-за негативного влияния близости корпуса, искажающего картину потока, набегающего на вертушку, снижается. Поэтому оказалось целесообразным вынести штангу за форштевень и закрепить ее в ДП судна на специально спроектированной стержневой конструкции (рис. 12.2). Ю. М. Машушкиным при натурных испытаниях морских судов вертушка размещалась под днищем судна на значительном расстоянии от него на вертикальной штанге, проходящей через ЦТ судна. В этом случае  $x_B = y_B = 0$  и, как видно из формул (12.1), пересчета по этим формулам не требуется.

Построение траектории движения судна можно произвести по результатам непрерывной записи кинематических параметров  $v$ ,  $\omega_z$  и  $\beta$  в ходе натурного или модельного эксперимента. Зная их, координаты ЦТ судна  $(\xi_{g0}, \eta_{g0})$  в неподвижной системе координат  $O\xi\eta$  можно определить по формулам (2.11), а зная угол курса  $\chi$ , можно нанести на траекторию ЦТ судна соответствующие последовательные положения судна.

Наибольшую точность при непосредственном построении траектории имеют фазовые радиометрические и радиолокационные методы второй группы, работающие, например, по способу неподвижной базы, который заключается в том, что последовательно и синхронно измеряют расстояния до судна от двух радиолокационных станций (РЛС), расположенных на берегу на некотором расстоянии друг от друга. При наличии двух разнесенных по длине судна РЛС целесообразно использовать способ подвижной базы, при котором построение траектории ведется по результатам радиолокации при наведении на непосредственный предмет, например навигационный буй. Можно

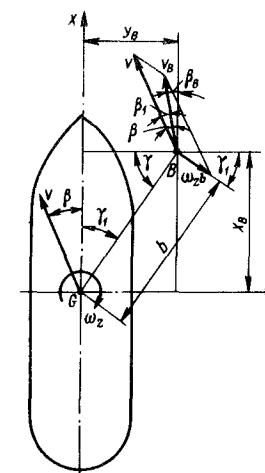


Рис. 12.1. Кинематическая схема для пересчета скорости и углов дрейфа

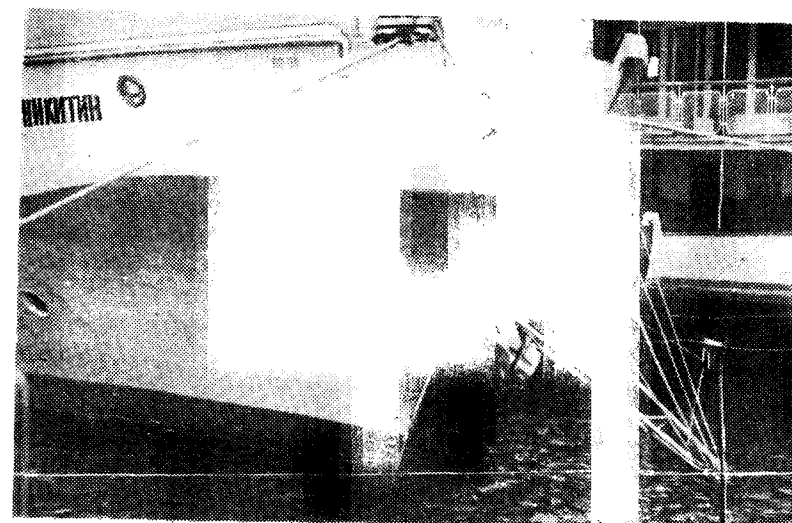


Рис. 12.2. Установка датчиков значения и направления скорости на выносной стреле в носовой части судна



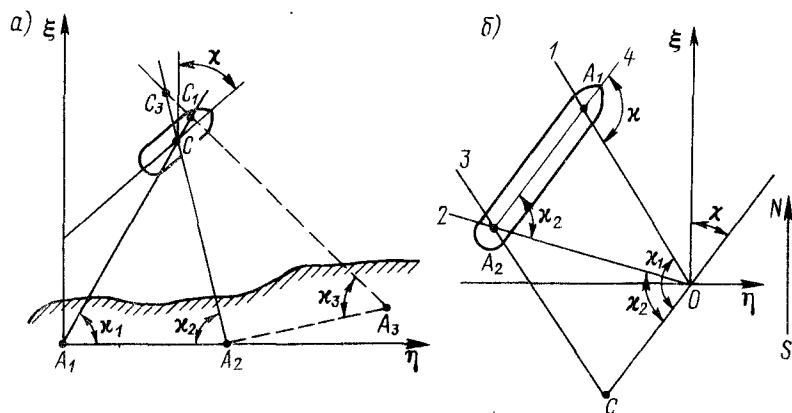
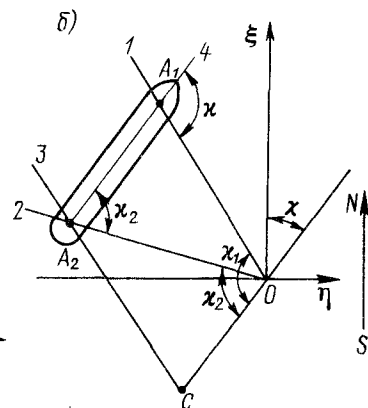


Рис. 12.3. Определение положения судна: а – методом неподвижной базы; б – методом подвижной базы



пользоваться и построением траектории посредством автопрокладчика (одографа), однако начерченные им кривые обычно имеют малый масштаб при пониженной точности, вносимой погрешностью показаний лага при криволинейном движении. В упрощенном варианте способы подвижной и неподвижной базы могут быть использованы при построении траектории по соответствующим пеленгам, взятым посредством оптических пеленгаторов, связанных с курсовыми потенциометрическими или иными датчиками угла поворота, например типа ПТП, или с помощью обыкновенных теодолитов при ручной записи их показаний через равные промежутки времени.

При использовании способа неподвижной базы на берегу устанавливают два теодолитных поста  $A_1$  и  $A_2$  (рис. 12.3, а). С них синхронно через равные промежутки времени пеленгуется на судне какой-либо заметный вытянутый в высоту предмет-ориентир  $C$  (например, мачта) и засекаются углы  $\kappa_1$  и  $\kappa_2$ . Проведя под этими углами лучи из точек  $A_1$  и  $A_2$ , находят точку их пересечения, которая должна совпасть с положением выбранного ориентира на судне. Положение ДП судна находят в этот же момент, если известен курсовой угол судна  $\chi$  относительно меридиана, определяемый с помощью компаса или гирокомпаса. Если эти приборы отсутствуют, то на судне устанавливают теодолитный пост, с которого производят в те же моменты времени, что и для углов  $\kappa_1$  и  $\kappa_2$ , пеленгование углов на какой-нибудь отдаленный предмет, положение которого известно и может быть нанесено на рабочий планшет. Для повышения точности построения траектории ЦТ судна в некоторых случаях на берегу устанавливают третий теодолит, который пеленгует третий угол  $\kappa_3$ . При пересечении трех лучей от трех теодолитов обычно образуется треугольник  $CC_1C_3$ . В этом случае положение судового ориентира  $C$  определяется в ЦТ этого треугольника. Заменяя последовательно  $\kappa_1$ ,  $\kappa_2$ ,  $\kappa_3$ , находят соответствующие точки  $C$  положения судна. Зная углы курса  $\chi$

для каждого из положений, получают траекторию ЦТ судна и последовательные положения судна на ней.

При способе подвижной базы в избранном районе проведения испытаний (ориентировочно в центре предполагаемой циркуляции) принимают или устанавливают плавучий ориентир (бакен, плавучий буй на якорю и т. д.). В носу и в корме судна в точках  $A_1$  и  $A_2$  (рис. 12.3, б) размещают теодолиты. С них через определенные промежутки времени производят пеленгование плавучего ориентира (точка  $O$ ) и измеряют углы  $\kappa_1$  и  $\kappa_2$ . Одновременно синхронно записывают значения курсовых углов  $\chi$  к направлению меридиана. Для того чтобы построить по методу Рисбаха положение судна, определяемое величинами углов  $\kappa_1$ ,  $\kappa_2$  и  $\chi$ , при известной и тщательной выверенной базе  $A_1A_2$ , на рабочем планшете производят следующие построения. Через точку  $O$  проводят линию  $OC$  под курсовым углом  $\chi$ . Откладывают на этой прямой отрезок  $OC$ , который в избранном масштабе равен  $A_1A_2$ . Через точки  $O$  и  $C$  под углами  $\kappa_1$  и  $\kappa_2$  к прямой  $OC$  проводят лучи 1 и 2. Через точку  $C$  проводят луч 3, параллельный лучу 1. Точка  $A_2$  соответствует положению кормового теодолита. Затем через точку  $A_2$  проводят прямую 4, параллельную прямой  $OC$ . Точка пересечения прямых 1 и 4 определит положение носового угломерного поста. Положения точек  $A_1$  и  $A_2$  определяют положение судна. Нахождение последовательных положений судна позволяет построить траекторию ЦТ судна.

В ряде случаев не требуется построение всей траектории движения судна, а необходимо лишь определить диаметр циркуляции. Наиболее точным является способ измерения диаметра циркуляции посредством судовой РЛС по разности расстояний до какого-либо неподвижного объекта в наиболее и наименее удаленных от него точках установившейся циркуляции. Не уступает ему в точности и способ измерения диаметра циркуляции с помощью судового суммирующего лага, если судно им оборудовано.

**Маневр „Спираль“.** Определив скорость движения  $u_{ц}$ , угловую скорость  $\omega_{zц}$  или диаметр циркуляции  $D_{ц}$  при различных углах перекадки рулей  $\delta_p$ , можно построить диаграмму поворотливости судна  $\bar{\omega}_{zц} = f(\delta_p)$ . Участок диаграммы поворотливости вблизи начала координат при малых углах перекадки рулей  $\delta_p$ , важный для оценки устойчивости на курсе, можно построить, осуществив при испытаниях маневр „Прямая спираль“ („Спираль Дидонне“), который выполняется следующим образом.

Судно движется на прямом курсе с постоянной скоростью. Рули перекадываются на максимальный угол  $\delta_{p\max}$  на ПБ. После того как угловая скорость судна  $\omega_z$  установится, угол перекадки руля уменьшают на  $5^\circ$  и снова ожидают достижения постоянной скорости поворота судна, затем следует новое уменьшение угла перекадки на  $5^\circ$ . Так продолжается до постоянной угловой скорости при нулевом положении руля, после чего начинают аналогичным образом увеличивать угол перекадки руля в направлении ЛБ на  $5^\circ$ , причем в диапазоне углов перекадки  $\pm 5^\circ$  от нулевого шаг уменьшают до  $1-2^\circ$ . По достижении

### 12.3. Экспериментальное исследование неустановившихся режимов работы судового комплекса

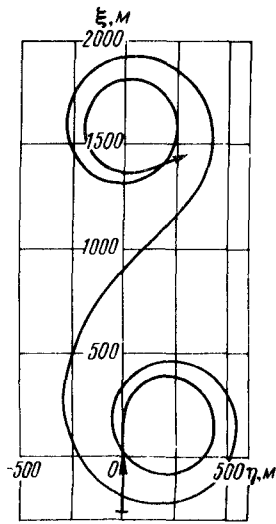


Рис. 12.4. Траектория ЦТ судна при маневре „Прямая спираль” („Спираль Дидонне”)

постоянной угловой скорости при перекладке руля на  $25^\circ$  в сторону ЛБ маневр повторяют в направлении противоположного борта. По результатам испытаний строят траекторию движения (рис. 12.4), а по зависимостям постоянных значений угловой скорости от угла перекладки руля — диаграмму поворотливости судна.

Если при  $\delta_p = 0$  судно продолжает поворачивать в первоначальном (положительном) направлении, а при дальнейших малых углах его перекладки  $\delta_p$  на ЛБ величина  $\omega_z$  изменяется не плавно, то это будет говорить о неустойчивости судна на курсе. В этом случае участок диаграммы поворотливости  $\omega_z = f(\delta_p)$  вблизи начала координат нуждается в особо тщательном изучении. С этой целью может быть использован маневр „Обратная спираль” (маневр Бека). Рулевой (человек или авторулевой) удерживает путем непрерывных переключений заданную постоянную угловую скорость  $\omega_z^*$ . Для каждого значения  $\omega_z^*$  определяют среднестатистическое значение необходимого угла перекладки рулей  $\delta_p^*$  и строят соответствующую точку на диаграмме поворотливости. Геометрическое место этих точек — диаграмма поворотливости судна при  $\delta_p < \delta_{p0}$ . Заметим, что кривая  $\omega_z^* = f(\delta_p^*)$  должна корректно стыковаться с кривой поворотливости, полученной обычным способом.

Маневры „Прямая спираль” и „Обратная спираль” позволяют построить диаграмму поворотливости судна в целом (рис. 12.5).

Маневры „Прямая спираль” и „Обратная спираль” позволяют построить диаграмму поворотливости судна в целом (рис. 12.5).

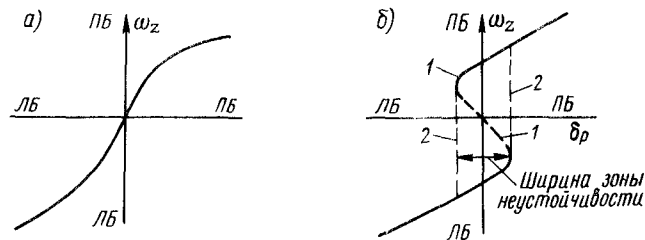


Рис. 12.5. Диаграмма управляемости, строящаяся по результатам испытаний маневров „Прямая спираль” и „Обратная спираль”: а — устойчивого на курсе судна; б — неустойчивого на курсе судна; 1 — „Обратная спираль”; 2 — „Прямая спираль”

**Маневр „Циркуляция”.** Этот маневр (см. рис. 6.1) выполняется на оба борта при максимальной, средней и малой начальных скоростях. При движении судна на прямом курсе с заданной скоростью рули переключаются на максимальный угол на ПБ и судно входит в циркуляцию. После изменения угла курса на  $540^\circ$  относительно первоначального рули возвращаются в исходное положение, судно выводится на новый курс и маневр повторяется в сторону ЛБ. На циркуляции проводят измерение и регистрацию траектории, скорости движения судна и угла дрейфа, курсового угла и угловой скорости поворота в горизонтальной плоскости, угла крена и дифферента, режимов работы системы двигатель — СУ, отмечается время изменения угла курса на  $90, 180$  и  $360^\circ$ . Результаты испытаний представляют в форме диаграмм управляемости (см. рис. 6.7 и 6.8) и зависимостей изменения параметров циркуляционного движения от времени выполнения этого маневра (см. рис. 6.3), диаграммы выдвига-смещения (рис. 12.6). Эти графики создают полное представление об особенностях движения судна в маневренном, эволюционном и установившемся периодах циркуляции.

Для проведения маневров „Циркуляция” на судне обычно размещают специально спроектированные измерительно-регистрационные комплексы, позволяющие регистрировать во времени все параметры динамики судового комплекса.

**Маневр „Одерживание”.** Этот маневр, который часто называют еще маневром „Выход из циркуляции”, позволяет достаточно быстро оценивать устойчивость судна на прямом курсе. Судно движется на прямом курсе с постоянной скоростью. Рули переключаются первоначально на ПБ на угол порядка  $20^\circ$ . Когда судно войдет в режим установившейся циркуляции, руль возвращают в нулевое положение и выдерживают до момента достижения постоянной угловой скорости поворота судна  $\omega_z$ . Маневр повторяют, переключая руль на ЛБ. Значение угловой скорости  $\omega_z$  записывают и наносят на график в функции времени  $t$  (рис. 12.7). Если в конце маневра угловая скорость судна падает до нуля (рис. 12.7, а), то судно устойчиво на прямом курсе. Если же в конце маневра угловая скорость  $\omega_z$  до нуля не падает, а сохраняет некоторое постоянное значение  $\omega_{z0}$  (рис. 12.7, б), то судно на курсе неустойчиво.

**Маневр „Изменение курса”.** Этот маневр проводят с целью определения диапазона скоростей судна и частоты вращения двигателей, при которых судно еще слушается руля.

По установлении постоянной скорости прямолинейного движения судна порядка

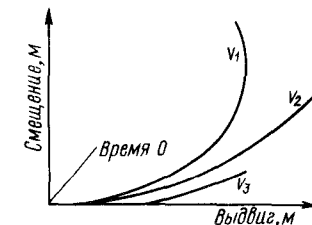


Рис. 12.6. Диаграмма выдвига-смещения

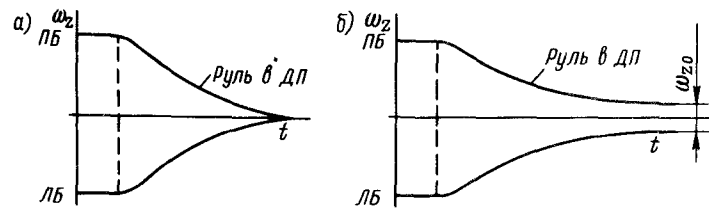


Рис. 12.7. Изменение угловой скорости  $\omega_z = \frac{d\chi}{dt}$  при выполнении маневра „Одерживание”: а – устойчивым на курсе судном; б – неустойчивым на курсе судном

3–4 м/с рули переключают на  $10^\circ$  на ПБ и оставляют в таком положении 30 с, после чего их переключают на  $10^\circ$  на ЛБ и по истечении еще 30 с возвращают в нулевое положение и снова ожидают 30 с. Затем судно выводят на прямолинейное движение с первоначально заданной скоростью, и маневр повторяется при значениях угла перекладки руля  $\delta_p = \pm 35^\circ$ . Аналогичным образом маневрирование продолжают при пошаговом уменьшении первоначально задаваемой скорости на 0,5 м/с до того значения, при котором судно перестает слушаться руля. Предельные отклонения курсовых углов, измеренные при каждом очередном тридцатисекундном ожидании, заносят в соответствующую таблицу.

**Маневр „Зигзаг”.** Такой маневр, предложенный Кемпфом, лежит в основе так называемых стандартных испытаний маневренности судов. Он позволяет оценить быстроту реакции судна на перекладку рулевого органа, а также получить гидродинамические характеристики корпуса судна, связанные с его неустановившимся движением. Маневр „Зигзаг” выполняют следующим образом (рис. 12.8). При движении судна с заданной скоростью на прямом курсе (испытания обычно производят на максимальной и средней скоростях) рули с максимальной скоростью переключают на ПБ на угол  $\delta_p = 20^\circ$  и выдерживают их в таком положении до того момента, когда угол курса  $\chi$  становится равным  $\chi = +20^\circ$  на ПБ. В этот момент рули переключают на угол  $\delta_p = -20^\circ$  на ЛБ и снова выдерживают их в этом положении до того момента, когда угол курса достигнет значения  $\chi = -20^\circ$  на ЛБ. Затем руль опять переключают на ПБ. Потом рули опять переключают на ЛБ на угол  $\delta_p = 20^\circ$ . Вся процедуру повторяют 2–3 раза, и руль возвращают в первоначальное положение. При испытаниях на осциллографическую ленту записывают изменения во времени угла перекладки рулей  $\delta_p$ , угла курса  $\chi$ .

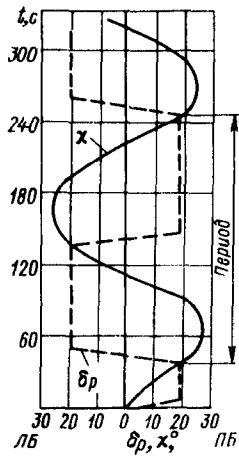


Рис. 12.8. Изменение параметров маневра „Зигзаг”

угловой скорости  $\omega_z$ , а также угол крена  $\theta$ , частоту вращения винтов  $n$  в начале и конце маневра. По судовому лагу находят среднюю скорость движения судна на протяжении рассматриваемого маневра.

Эффективность средств управления судном по результатам проведения маневра „Зигзаг” оценивается по величинам скорости сдерживания  $\omega_z^0$  при скорости маневра  $\omega_z^m$  [18], вычисляемым по формулам

$$\omega_z^0 = \Delta\chi_0 / \Delta T_0; \quad \omega_z^m = \Delta\chi_m / \Delta T_m, \quad (12.2)$$

где  $\Delta\chi_0$  – среднее значение разности между максимальным изменением угла курса при данном маневре и значением курсового угла, равным максимальному углу перекладки рулевого органа при этом же маневре, эту величину называют *углом промахивания*;  $\Delta T_0$  – промежуток времени с момента начала перекладки руля до того момента, когда угловая скорость снизится до нулевого значения, эта величина носит название *время одерживания*;  $\Delta\chi_m$  – среднее значение максимального угла курса при маневре;  $\Delta T_m$  – промежуток времени, необходимый для изменения угла курса с максимального значения на один борт до максимального значения на другой борт. Для судна, неасимптотически устойчивого на прямом курсе, поворотливость тем лучше, чем меньше угол промахивания и время достижения максимального изменения угла курса.

Анализ материалов маневров „Зигзаг” и „Прямая спираль” позволяет сконструировать математическую модель движения судна по данным натурных испытаний. Методика ее идентификации подробно изложена в справочнике [60], книге Г. В. Соболева [56] и работе Г. И. Зильмана [30].

**Инерционный выбег.** При движении судна на полном ПХ отключают двигатели. Рули удерживают в нулевом положении. Поскольку с уменьшением скорости устойчивость движения судна на прямом курсе ухудшается (см. § 7.6), в процессе инерционного выбега практически любое судно, если не использовать рули или другие СУ, уходит с курса и движется по криволинейной траектории. На всем протяжении рассматриваемого маневра регистрируют траекторию ЦТ судна, его скорость  $v$ , угловую скорость  $\omega_z$ , время осуществления маневра, подсчитывают путь, пройденный судном и строят карту маневра.

**Экстренное торможение (реверс судна).** Такое торможение осуществляют так же, как и инерционный выбег, но в начальный момент двигатели не отключают, а по команде „Полный назад” производят реверс гребных винтов на ЗХ. Рули удерживают в неотклоненном положении. Скорость судна уменьшается. Судно утрачивает устойчивость движения на прямом курсе и движется по криволинейной траектории. Кроме параметров, записываемых при инерционном выбеге, производят, если это оказывается возможным, синхронную регистрацию упора, момента и частоты вращения гребных винтов. Маневр на ПХ обычно выполняют на полной и малой скоростях движения судна. Аналогично выполняют маневр на ЗХ.

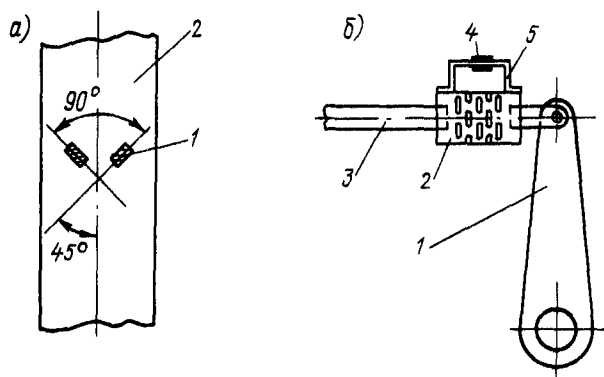


Рис. 12.9. Установка датчиков для измерения момента на баллере при натурных испытаниях:

*а* – размещение датчиков на баллере руля: 1 – тензорезисторы; 2 – баллер руля; *б* – размещение датчиков на дополнительных измерительных элементах: 1 – румпель; 2 – силовая пружина измерительного элемента; 3 – рулевая тяга; 4 – тензорезисторы; 5 – измерительная пружина

**Маневрирование судна на ЗХ.** Для исследования управляемости на ЗХ могут быть применены все рассмотренные маневры, но на практике оказывается достаточным изучение помимо экстренного торможения выхода судна из установившейся циркуляции. Этот маневр выполняется методически так же, как и на ПХ. Если судно выходит из циркуляции обоих направлений, то оно хорошо управляется на ЗХ. Если же вывод судна из циркуляции не осуществляется хотя бы в одном направлении, то необходимо оценить возможность управления судном хотя бы на прямолинейном движении. На характеристики управляемости судна на ЗХ значительное влияние оказывают внешние ветроволновые условия, которые могут существенно исказить не только значения параметров, но и общую картину поведения судна. Поэтому такие испытания проводят в условиях полного штиля.

**Момент на баллере руля.** Измерение момента на баллере руля в натурных условиях может быть проведено посредством установки на баллере датчиков – тензорезисторов (рис. 12.9, *а*). Однако, как правило, такое решение оказывается конструктивно трудно осуществимым, а также дает небольшую точность вследствие малых углов скручивания баллера в области установки датчиков и сравнимости значений полезного сигнала и уровня помех. Более удобным является установка измерительных элементов, учитывающих усилия в рулевых тягах или других узлах рулевого устройства (рис. 12.9, *б*). В этом случае проводится тарировка непосредственно самих измерительных элементов, что полезно сказывается на точности измерений.

**Режимы работы судового комплекса.** Точное измерение режимов работы системы двигатель – движитель связано с проведением целого комплекса теплотехнических, торсионных и других испытаний. При исследовании управляемости обычно ограничиваются только измерением скоростей вращения двигателей или движителей и иногда расходом топлива, потребного на маневрирование.

Скорости вращения двигателей и связанных с ними движителей с достаточной точностью измеряются посредством штатных судовых тахогенераторов, сигналы с которых выводятся на устройства пульта управления измерительно-регистрирующего комплекса. Показания приборов тщательно тарируются (например, по частоте срабатывания клапанного механизма двигателей при различных режимах работы).

#### 12.4. Особенности исследования управляемости судов на самоходных моделях

*Модельные испытания* позволяют провести сравнительные исследования эффективности различных типов ДРК, варьирование их конструктивных параметров, получить аналитические зависимости для определения сил, индуцируемых ДРК и СУ судном, а также решить ряд других важных задач. Эксперименты на моделях проводят в опытовых бассейнах в условиях открытых водоемов.

**Особенности постановки крупномасштабных испытаний моделей.** При моделировании ДРК необходимо учитывать, что испытания винтов диаметром менее 0,2 м дают значительные погрешности вследствие влияния масштабного эффекта. Поэтому в опытовых бассейнах обычно проводят часть испытаний с отдельно взятыми моделями ДРК и СУ судном. Испытания комплекса корпус судна – движители – СУ осуществляют на крупномасштабных моделях в условиях открытых водоемов. Масштаб модели выбирают с таким расчетом, чтобы ее длина была в пределах 3–8 м. Конструкция модели и ее оснащение зависят от целей эксперимента. Целесообразно иметь составную модель с отделяемой кормовой оконечностью, позволяющую более удобно проводить работы по изменению параметров ДРК. Методика проведения испытаний управляемости крупномасштабных моделей почти не отличается от методики натурных исследований, однако при крупномасштабных испытаниях регистрируют дополнительные параметры, связанные с изучением сил, индуцируемых ДРК и СУ судном. К их числу относятся упоры и боковые силы, развиваемые движителями; силы, возникающие на элементах рулевого устройства; тяговые характеристики средств активного управления. Способы измерения параметров движущейся модели и конструкция измерительно-регистрирующего комплекса в основном мало отличаются от применяемых при натурных испытаниях, но их часть, связанная с измерением действующих сил, более развита.

На рис. 12.10 показан регистрационно-измерительный комплекс ГПИ, предназначенный для исследования гидродинамических характеристик различных типов ДРК.

Модели должны быть обеспечены автономным энергопитанием для приборов комплекса, энергетической установкой и дистанционными исполнительными устройствами.

Крупномасштабные модели могут быть пилотируемыми и радиоуправляемыми. В последнем случае применяют многоканальную аппаратуру пропорционального управления, а модель оборудуют дополнительными исполнительными устройствами. Кроме того, становится обязательной синхронная запись измеряемых параметров на многоканальных осциллографах, например типа К-12 или К-20-22, с использованием другой самозаписывающей аппаратуры, установленной непосредственно на модели.

Эксперименты в опытовых бассейнах и на крупномасштабных моделях основываются на принципах физического моделирования и теории гидродинамического подобия. При ограниченных размерах моделей, как правило, не удается одновременное удовлетворение всех критериев подобия, поэтому необходимо уделять особое внимание снижению влияния масштабного эффекта.

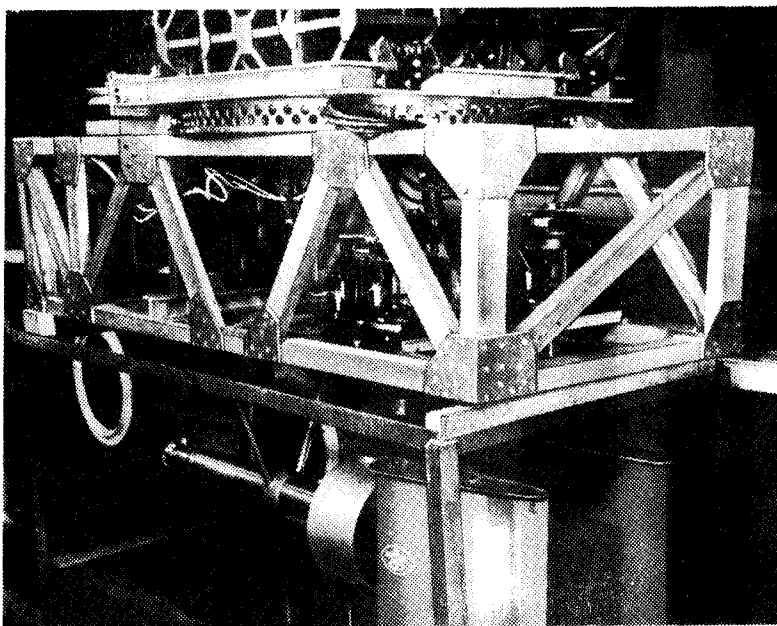


Рис. 12.10. Регистрационно-измерительный комплекс ГПИ

При подготовке и проведении модельных испытаний, а также последующей обработке полученных материалов широко применяют методы планирования многофакторного эксперимента и регрессивного анализа.

#### *Контрольные вопросы*

1. Охарактеризуйте цель проведения экспериментальных исследований управляемости судов.
2. Назовите характерные маневры, используемые при испытаниях для оценки управляемости.
3. Какие приборы и инструменты применяются при натурных испытаниях?
4. Какие способы траекторных измерений Вы знаете?
5. Расскажите, как проводятся самоходные модельные испытания управляемости?
6. Что Вы знаете о моделях судов, управляемых по радио?
7. Назовите способы обработки результатов испытаний управляемости судна и оценки их результатов.

## Глава 13

### РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ УПРАВЛЯЕМОСТИ СУДОВ НА ЭВМ

#### 13.1. Расчет управляемости в системе автоматизированного проектирования судна

Внедрение вычислительной техники в практику проектирования судна и расчета его мореходных качеств существенно расширило круг задач управляемости, решаемых проектантом (см. § 1.2).

Складывающееся в связи с применением ЭВМ направление вычислительного эксперимента в исследовании мореходных качеств имеет тенденцию к учету возможно большего числа конструктивных особенностей судна и физических факторов плавания. Это вызвано стремлением максимально приблизиться к реальным ситуациям, имеющим место как в нормальных, так и в экстремальных условиях эксплуатации судна. Все возрастающее усложнение математической модели и увеличение объемов вычислений преодолеваются путем использования мощных ЭВМ и созданием многофункциональных алгоритмов и САПР судна.

Традиционно задачи управляемости разделяют на проектные – определение типа и характеристик ДРК судна и динамические – определение особенностей движения судна под действием СУ в заданных условиях плавания.

Решение проектных задач осуществляется на самых первых этапах проектирования судна – при конструировании поверхности теоретического

корпуса. Форма кормовой оконечности в определяющей степени зависит от размеров ДРК, выбранных на основе удовлетворения требований ходкости и норм управляемости судна.

Решение динамических задач осуществляется позднее, когда приняты все основные конструктивные решения и носит проверочный характер. Результатом решения этих задач является информация о маневренных свойствах судна, на основе которой при необходимости вносятся, как правило, незначительные конструктивные изменения.

Существенные различия в качестве и объеме исходной информации о судне при решении проектных и динамических задач управляемости делает их в определенном смысле самостоятельными и независимыми друг от друга. Проектные задачи управляемости включаются в качестве элемента в САПР судна и связаны с такими ее элементами, как конструирование поверхности теоретического корпуса, ходкость. Динамические задачи управляемости фигурируют чаще всего как самостоятельные алгоритмы и программы для ЭВМ. Это обстоятельство заставляет рассматривать проектные и динамические задачи управляемости отдельно.

### 13.2. Обоснование типа и ориентировочных характеристик ДРК с помощью ЭВМ

Одной из основных задач проектирования судна является обоснованный выбор типа ДРК и его основных характеристик. Вычислительная техника позволяет решать данную задачу путем вариантных расчетов из условия обеспечения наиболее высоких показателей.

Оценка эффективности ДРК должна производиться с учетом того, что комплекс является составной частью системы корпус судна—система управления—судовые двигатели. ДРК нужно располагать за корпусом судна таким образом, чтобы кормовая оконечность корпуса, его выступающие части представляли единую хорошо обтекаемую конструкцию. Большое внимание обращается на обеспечение зазоров между движителями, корпусом, рулями и выступающими частями [6, 58]. Это делается с целью предотвратить нежелательные вибрации корпуса, снижение пропульсивного коэффициента из-за возрастания силы засасывания. Кроме того, размещая ДРК под кормовым свесом корпуса, необходимо обеспечить защиту ДРК от повреждения при навалах судна на причал, на мель, касаниях дна. Поэтому выбор характеристик ДРК представляет не только гидродинамическую, но и конструкторскую задачу компоновки комплекса, не исключающую возможность изменения формы кормовой оконечности судна.

Соединение гидродинамической и конструкторской проблем в единую задачу можно осуществить только на базе соответствующей САПР корабля или ее подсистем.

В настоящее время уже накоплен достаточный опыт по аналитическому конструированию теоретического корпуса, по расчетам ходкости

и управляемости судов с помощью ЭВМ, а также по созданию программных систем.

Рассмотрим общие вопросы, касающиеся применения программной системы „Теория корабля” (ТК) для решения проектной задачи управляемости судна, разработанной в ГПИ. Укрупненная блок-схема программной системы приведена на рис. 13.1.

Программа 1 — стартовая часть программной системы ТК — вводит в ЭВМ исходные данные, назначает режим функционирования, получает недостающую информацию из библиотеки 2 по судам-прототипам.

Программа 3 является исполнительной программой-организатором. По заданному в программе 1 режиму функционирования программа 3 определяет список отдельных расчетов, служит архивом промежуточных результатов и исходной информации, назначает варианты расчетов.

Программа 3.1 — программа аналитического конструирования поверхности теоретического корпуса судна. В ее основе лежат уравнения корабельных кривых, полученные А. В. Ковалевым. Назначение программы 3.1 — генерирование точек поверхности теоретического корпуса.

Программа 3.2 осуществляет расчет гидростатических характеристик корпуса судна для контроля за их изменением в результате коррекции формы кормовой оконечности, вносимых на стадии размещения ДРК за кормой судна.



Рис. 13.1. Укрупненная блок-схема обоснования типа и ориентировочных характеристик ДРК

Программа 3.3 производит расчет сопротивления движению судна. Программа 3.4 выполняет расчет двигателей исходя из требований ходкости. Прорабатываются варианты по количеству и типу двигателей. Программа 3.5 осуществляет расчет главных СУ судном исходя из критериев управляемости: критерия поворотливости и критерия устойчивости на курсе.

Программа 3.6 анализирует полученные результаты расчета на всех этапах вычислений. Блоки этой программы размещены внутри отдельных программных единиц. Результаты вычислений, проходя контроль

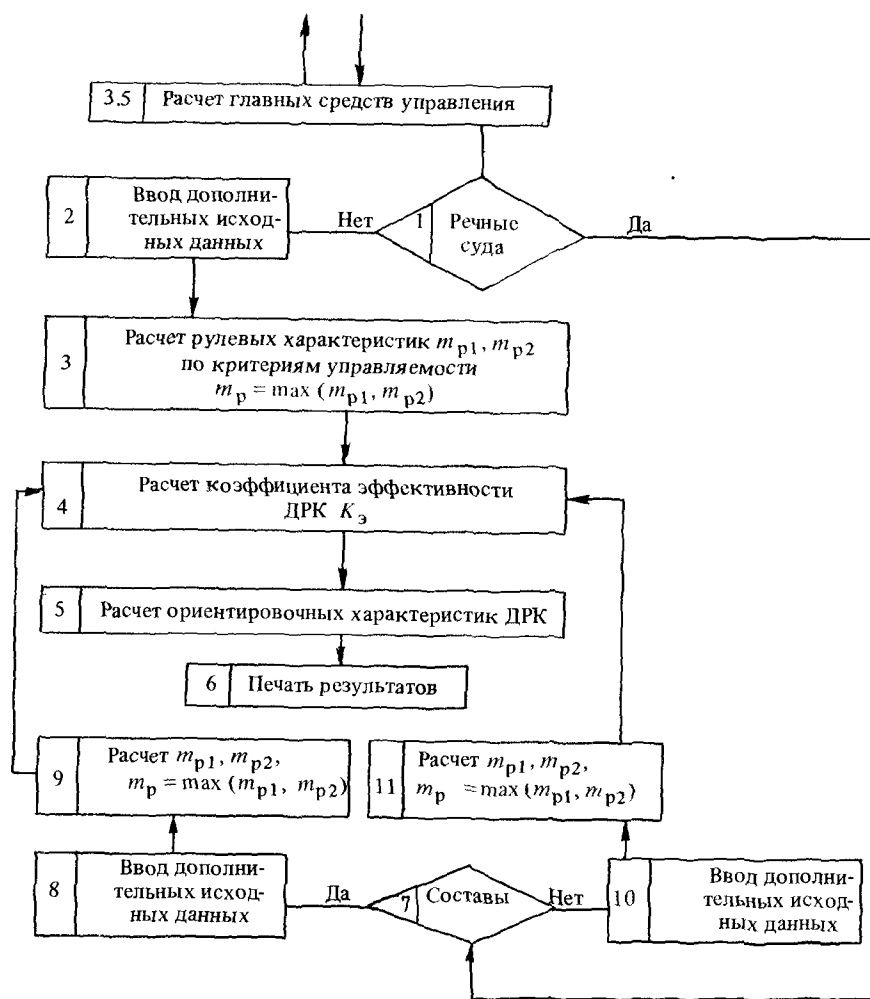


Рис. 13.2. Блок-схема программы расчета главных СУ

в блоках 3.6, выводятся на печать, если решение должно быть принято пользователем программы. В исходные данные вводятся коррекции и расчет осуществляется вновь. В таких случаях, когда требуется коррекция коэффициента  $\sigma_d$ , программа 3.6 самостоятельно принимает решение и организует расчет при вариациях  $\sigma_d$ . Результаты расчета характеристик ДРК выводятся на печать для анализа и принятия конструктивного решения.

Рассмотрим блок-схему программы 3.5, приведенную на рис. 13.2. Программа 3.5 различает три типа судов: речные, толкаемые составы и морские суда. Варианты ДРК следующие: рули за открытыми гребными винтами, рули за гребными винтами в направляющих насадках, поворотные насадки. Количество основных ДРК полагается заданным.

Исходя из основных критериев управляемости (10.3), (10.8) и (10.11) рассчитываются для каждого типа судов рулевая характеристика  $m_{p1}$  – по критерию поворотливости,  $m_{p2}$  – по критерию устойчивости на курсе. В качестве расчетного значения рулевой характеристики принимается  $m_p = \max(m_{p1}, m_{p2})$ . Далее, в соответствии с методикой, подробно изложенной в гл. 10, определяется коэффициент эффективности и ДРК  $K_э$  и по значению этого коэффициента для указанного типа ДРК выполняется расчет его ориентировочных характеристик.

Результаты расчета выдаются на печать. После этого следует прочтение обводов кормовой оконечности судна и компоновка ДРК за кормой в соответствии с рекомендациями [58].

Если какие-либо требования не удовлетворяются, вносят коррекции как в отношении формы кормовой оконечности, так и в отношении характеристик ДРК. По откорректированным данным программная система осуществляет повторный расчет.

Поскольку данный расчет выполняется при неполной информации о судне на ранних стадиях проектирования, результаты этого этапа уточняются в дальнейшем при помощи проверочных расчетов управляемости.

### 13.3. Проверочный расчет управляемости судна

Проверочный расчет управляемости осуществляется, когда по судну приняты все основные конструктивные решения. Этот расчет имеет целью проверку проектных решений по ДРК судна, определения маневренных качеств судна в ситуациях, которые не учитывались в качестве основных критериев управляемости, определяющих характеристики ДРК.

Проверочный расчет проводится путем интегрирования системы дифференциальных уравнений – математической модели маневрирующего судна (5.160). Движение судна по некоторой траектории характеризуется скоростью поступательного движения ЦТ  $v$ , углом дрейфа  $\beta$ , угловой скоростью вращения  $\omega_z$ , угловыми скоростями вращения гребных винтов  $n_i$ , углом курса  $\chi$  и координатами ЦТ  $\xi_{g0}$  и  $\eta_{g0}$  в неподвижной системе координат.

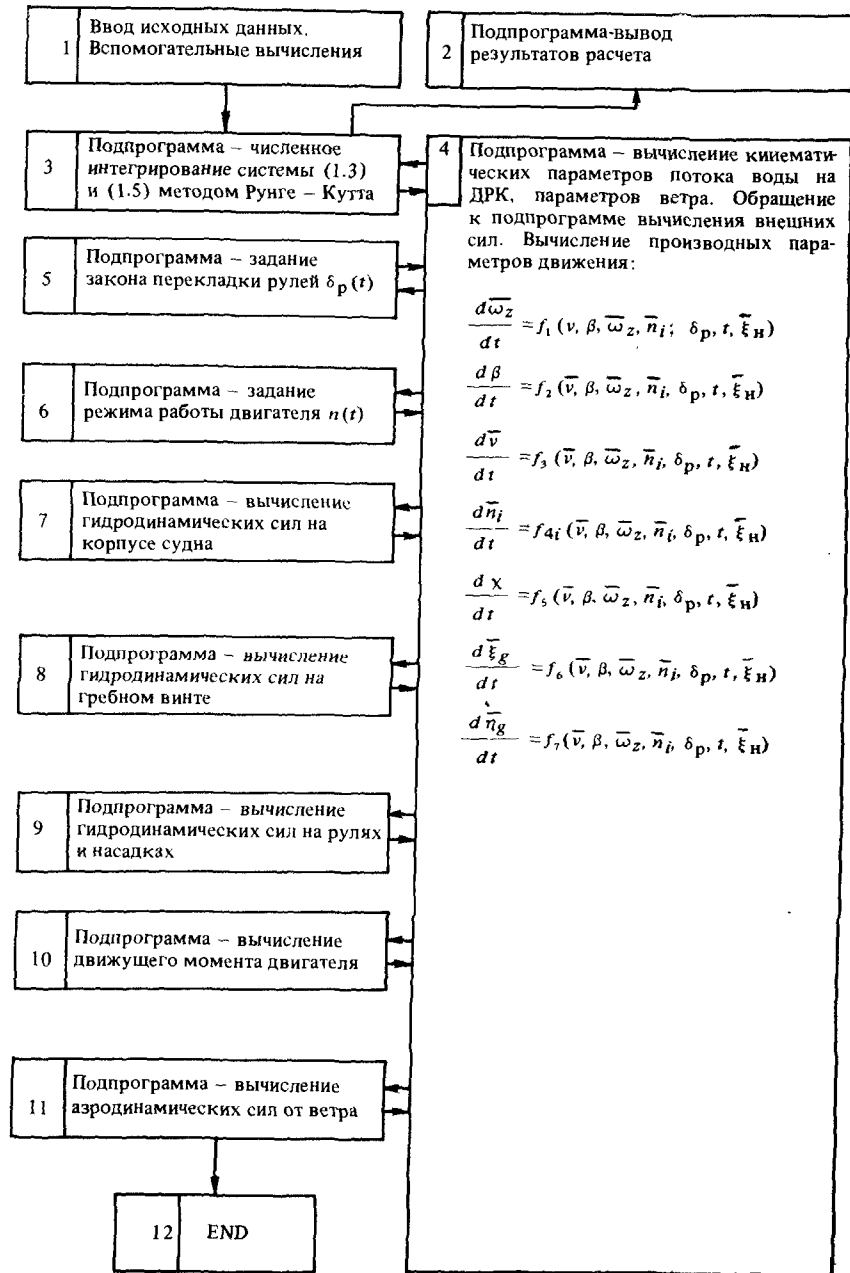


Рис. 13.3. Блок-схема проверочного расчета управляемости корабля

Управляющими параметрами являются углы перекадки  $\delta_p$  рулей или поворотных насадок и положение рукояток управления двигателями  $\bar{\xi}_i$ . Заданными являются: внешние условия плавания, начальные значения параметров движения судна и управляющих параметров. Для каждого маневра должны быть определены законы изменения управляющих параметров  $\delta_p(\tau)$  и  $\bar{\xi}_i(\tau)$ .

Интегрирование системы дифференциальных уравнений осуществляется численными методами, из которых наиболее употребительным является метод Рунге–Кутты.

Особенностью движения судна является то, что оно происходит под действием относительно большой группы внешних сил, которые в существенной мере зависят от параметров движения судна и управляющих параметров. Поэтому алгоритм и программу для ЭВМ целесообразно строить по разветвленной схеме, показанной на рис. 13.3. Главная часть программы управляет перекадкой рулей, назначает режим работы двигателей, вычисляет кинематические параметры потока воды, натекающего на ДРК, кинематические параметры ветра, осуществляет интегрирование системы дифференциальных уравнений. Ветви программы занимаются определением отдельных категорий внешних сил.

Управляющие подпрограммы 5 и 6 определяют исследуемый маневр судна. Например, при  $\delta_p = \text{const}$  и  $\bar{\xi}_i = \text{const}$ , получаем циркуляционное движение судна, при  $\delta_p = 0$ ,  $\bar{\xi}_i = \text{const}$  – разгон или торможение, при  $\delta_p = \text{var} = f(\chi)$ ,  $\bar{\xi}_i = \text{const}$  – маневр „зигзаг”, при  $\delta_p = \text{const}$ ,  $\bar{\xi}_i = \text{var}$  – циркуляционное движение, сочетающееся с разгоном или инерционным выбегом судна при сбросе оборотов двигателя или их реверсировании. В сочетании с различными начальными условиями движения исследуется весь спектр маневров судна. Подпрограмма 11 осуществляет расчет аэродинамических сил от ветра, что позволяет оценить влияние ветра на характеристики выполняемого маневра. В результате интегрирования системы дифференциальных уравнений получаем зависимости параметров движения  $v(\tau)$ ,  $\beta(\tau)$ ,  $\bar{\omega}_z(\tau)$ ,  $\chi(\tau)$ ,  $\bar{n}_i(\tau)$ ,  $\bar{\xi}_{g0}(\tau)$ ,  $\eta_{g0}(\tau)$ , а также гидродинамические нагрузки на элементах ДРК.

Анализ параметров движения судна позволяет сделать оценку степени соответствия спроектированного ДРК критериям управляемости.

#### Контрольные вопросы

1. Расскажите о сущности и задачах проектных расчетов управляемости судна.
2. Сформулируйте основные задачи динамических расчетов управляемости судна.
3. Назовите основные критерии управляемости, применяемые в проектных расчетах управляемости для обоснования характеристик ДРК судна.
4. Укажите преимущества применения ЭВМ для расчетов управляемости судна.
5. Охарактеризуйте структуру САПР ТК, применяемую для проектирования ДРК судна.
6. Какова структура программы для ЭВМ, применяемой для динамических расчетов управляемости?
7. Какие характерные маневры и при каких внешних условиях плавания рассчитываются на ЭВМ для полного представления о маневренных качествах судна?



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров М. И. Нормирование маневренных качеств морских судов// Судостроение. 1973. № 6. С. 6–9.
2. Ананьев Д. М. Рыскание и накренение судна на попутной волне// Материалы по обмену опытом/НТО судостроит. пром-сти. Л.: Судостроение. 1968. Вып. 105. С. 20–30.
3. Анисимова Н. И. Позиционные гидродинамические характеристики судов при произвольных углах дрейфа// Судостроение. 1968. № 5. С. 4–8.
4. Артюшков Л. С., Ачкинадзе В. Ш., Русецкий А. А. Судовые двигатели: Учеб. Л.: Судостроение. 1988. 296 с.
5. Афремов А. Ш. Рыскание судна на волнении// Тр. ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. 1966. Вып. 232. С. 3–20.
6. Бакаев В. Г., Лаврентьев В. М. Расчет пути и времени разгона и торможения судна под действием гребного винта// Тр. ЦНИИ Мор. флота. 1955. Т. 1. Вып. 1. 71 с.
7. Басин А. М. Ходкость и управляемость судов. М.: Транспорт, 1977. 456 с.
8. Белинский В. Г., Черный И. М. Ходкость и управляемость водометных судов. Киев: Наукова думка. 1966. 160 с.
9. Богданов Б. В. О рыскливости морских барж. М.: Водный транспорт, 1953. 60 с.
10. Большаков В. П. К теории управляемости корабля// Тр. ВМАКВ им. акад. А. Н. Крылова. 1959. Вып. XIX. С. 3–19.
11. Ваганов А. Б. Исследование управляемости катамарана. Дис. ... канд. техн. наук. Николаев, 1979. 21 с.
12. Он же. Методическое руководство к расчетно-графической работе по управлению судов. Горький: Горьк. политехн. ин-т, 1984. 30 с.
13. Васильев А. В. Расчет рулевого органа судна. Горький: Волжско-Вятское книжное издательство, 1972. 108 с.
14. Васильев А. В., Белоглазов В. И. Использование подруливающих устройств. М.: Транспорт, 1965. 68 с.
15. Он же. Управляемость винтового судна. М.: Транспорт, 1966. 168 с.
16. Васильев А. В., Карпов А. Б., Матвеев А. И. Гидромеханика судов внутреннего плавания. Горький: Горьк. гос. ун-т, 1978. 91 с.
17. Васильев С. А. Управляемость пассажирских судов внутреннего плавания при привалах и отвалах. Дис. ... канд. техн. наук. Николаев, 1985. 22 с.
18. Войткунский Я. И., Першиц Р. Я., Титов И. А. Справочник по теории корабля. Л.: Судостроение, 1973. 511 с.
19. Войткунский Я. И., Фаддеев Ю. И., Федяевский К. К. Гидромеханика: Учеб. Л.: Судостроение, 1952. 456 с.
20. Гофман А. Д. Теория и расчет поворотливости судов внутреннего плавания. Л.: Судостроение, 1978. 258 с.
21. Гофман А. Д., Зайков В. И., Семенова-Тян-Шанская В. П. К расчету управляемости судов при ветре// Тр. ин-та/Ленингр. ин-т вод. трансп. Вып. 81. Л., 1965. С. 21–36.
22. Гребные электрические установки: Справ. 2-е изд., перераб. и доп./Е. Б. Айзенштадт, Ю. М. Гилерович, Б. А. Горбунов, В. В. Сержантов. Л.: Судостроение, 1985. 304 с.
23. Гречин М. А. Об учете присоединных масс гребного винта// Тр. ин-та/ЦНИИ Мор. флота. 1960. Вып. 24. С. 72–79.
24. Гречин М. А. Расчет маневренных характеристик судна, связанных с действием гребного винта// Мореходные качества судов. Л.: Транспорт, 1973. С. 38–55. (Тр. ин-та/ЦНИИ Мор. флота. Вып. 165).
25. Гречин М. А., Арцикова А. А. Оценка мощности подруливающих устройств на начальных этапах проектирования// Тр. ин-та/ЦНИИ Мор. флота, 1983. Вып. 4. С. 21–27.
26. Гусак Е. В. Влияние регулятора оборотов главных двигателей на разгон СПК// Судостроение и судоремонт: Науч.-техн. сб./Одесс. ин-т инж. Мор. флота. 1968. Вып. 2. С. 99–102.
27. Гусев А. М. Влияние ветра на пути и управляемости судна. М.: Морской транспорт, 1954. 196 с.
28. Зайков В. И. Единая математическая модель маневрирующих судов// Крыловские чтения: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф./НТО им. акад. А. Н. Крылова. Л.: Судостроение, 1983. С. 55–57.
29. Зайков В. И. Торможение многовального судна// Проблемы динамики корабля. Л.: Судостроение, 1978. С. 15–21.
30. Зильман Г. И. Идентификация гидродинамических коэффициентов уравнений управляемости по совокупности режимов движения// Гидродинамика техн. средств освоения океана. Л., 1985. С. 41–49. (Тр. НТО им. акад. А. Н. Крылова).
31. Зильман Г. И., Красницкий А. Д. Управляемость судна: Учеб. пособ. Л.: ЛКИ, 1986. 88 с.
32. Конаков Г. А. Процессы пуска и торможения главного судового реверсивного двигателя// Тр. ин-та/Горьк. ин-т инж. водн. трансп. 1961. Вып. 37. 40 с.
33. Короткин А. И. Присоединенные массы судна: Справ. Л.: Судостроение, 1986. 312 с.
34. Крылов А. Н. Теория корабля. Собр. тр.: В 12 т. Т. 9. Ч. 1. Поворотливость корабля. М.: АН СССР, 1948. 176 с.
35. Ламерен-Ван, Троост, Конинг. Сопротивление, пропульсивные качества и управляемость судов. Л.: Судпромгиз, 1957. 387 с.
36. Липис В. Б. Определение инерционных сил и моментов, действующих на гребном винте при его неравномерном движении в нестационарном потоке// Тр. ин-та/ЦНИИ Мор. флота. 1963. Вып. 49. С. 115–129.
37. Луговский В. В. Теоретические основы нормирования остойчивости морских судов. Л.: Судостроение, 1971. 248 с.
38. Мазур В. Ю. Теория взаимодействия судов с причальными сооружениями. Дис. ... докт. техн. наук. Одесса, 1971. 34 с.
39. Мاستушкин Ю. М. Управляемость промысловых судов. М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1981. 232 с.
40. Небеснов В. И. Динамика двигателя в системе корпус судна – винты – двигателя. Л.: Судпромгиз, 1961. 374 с.
41. Он же. Динамика судовых комплексов. Л.: Судостроение, 1967. 279 с.
42. Ольшамовский С. Б. Судовождение и правила плавания по внутренним сухоходным путям. М.: Транспорт, 1976. 296 с.
43. Павленко В. Г. Маневренные качества речных судов. М.: Транспорт, 1979. 183 с.
44. Павленко В. Г., Сахновский Б. М., Врублевская Л. Н. Грузовые транспортные средства для малых рек. Л.: Судостроение, 1985. 288 с.
45. Павленко Г. Е. Об устойчивости корабля на курсе// Науч. тр. ин-та/Одесс. ин-т инж. Мор. флота. Одесса: ОИИМФ, 1948. С. 3–13.
46. Першиц Р. Я. Управляемость и управление судном. Л.: Судостроение, 1983. 272 с.
47. Правила классификация и постройки морских судов: Ч. 3. Устройство, оборудование и снабжение/Бюл. изм. и доп. 1986. № 1/Регистр СССР М.: Транспорт. 83 с.
48. Ремез Ю. В. Качка корабля. Л.: Судостроение, 1983. 328 с.

49. Рывлин А. Я., Хейсин Д. Е. Испытания судов во льдах. Л.: Судостроение, 1980. 208 с.
50. Рыжов Л. М. Управляемость толкаемых составов. М.: Транспорт, 1969. 128 с.
51. Рязанов Г. А. Опыты и моделирование при изучении электромагнитного поля. М.: Физматгиз, 1966. 182 с.
52. Сахаров В. В. Расчет оптимальных регуляторов судовых автоматических систем. Л.: Судостроение, 1983. 168 с.
53. Симаков Г. В., Марченко Д. В., Шкинек К. П. Теоретические и экспериментальные исследования взаимодействия судов с преградами. Л.: Изд-во ЛГУ, 1979. 131 с.
54. Слижевский Н. Б. Гидродинамика криволинейного движения судна. Дис. ... канд. техн. наук. Л., 1982. 38 с.
55. Он же. Определение гидродинамических характеристик руля с обтекаемыми наделками// Судостроение. 1965. № 1. С. 6–8.
56. Соболев Г. В. Управляемость корабля и автоматизация судовождения. Л.: Судостроение, 1976. 478 с.
57. Соболев Г. В., Красницкий А. Д. О взаимодействии руля, рудерпоста и корпуса судна// Тр. НТО Судпрома. Вып. 126. С. 65–74.
58. Справочник по теории корабля. В 3 т. Т. 1. Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители// Под ред. Я. И. Войткунского. Л.: Судостроение, 1985. 768 с.
59. То же. Т. 2. Статика. Качка судов/По ред. Я. И. Войткунского. Л.: Судостроение, 1985. 440 с.
60. То же. Т. 3. Управляемость водоизмещающих судов. Гидродинамика судов с динамическими принципами поддержания/Под ред. Я. И. Войткунского. Л.: Судостроение, 1969. 544 с.
61. Средства активного управления судами/З. П. Лебедев, Р. Я. Першиц, А. А. Русецкий и др. Л.: Судостроение, 1969. С. 544.
62. Статика корабля: Учеб./В. В. Рождественский, В. В. Луговский, Р. В. Борисов, Б. В. Мирохин. Л.: Судостроение, 1986. 240 с.
63. Трещевский В. Н., Волков Л. Д., Короткин А. И. Аэродинамический эксперимент в судостроении. Л.: Судостроение, 1976. 190 с.
64. Тронин В. А. К расчету элементов поворотливости судна при движении в ровных льдах// Тр. ин-та/Горьк. ин-т инж. вод трансп. Вып. 102. С. 45–57.
65. Тумашик А. П. Расчет гидродинамических характеристик судна при маневрировании// Судостроение. 1978. № 5. С. 5–8.
66. Управление судами и составами/Н. Ф. Соларев, В. И. Белоглазов, В. А. Тронин и др. М.: Транспорт, 1985. 296 с.
67. Федяевский К. К. Избранные труды/Под ред. Г. А. Фирсова. Л.: Судостроение, 1975. 439 с.
68. Федяевский К. К., Соболев Г. В. Управляемость корабля. Л.: Судпромгиз. 1963. 376 с.
69. Федяевский К. К., Фирсов Г. А. Крен судна под действием ветра// Судостроение. 1957. № 12. С. 3–11.
70. Фейгин М. И. К теории движения неустойчивого на курсе судна// Изв. АН СССР. Механика твердого тела. 1982. № 11. С. 66–72.
71. Он же. Управляемость корабля. Л.: ВВМУ им. Дзержинского, 1954. 176 с.
72. Фирсов Г. А. Формула для расчета крена корабля на установившейся циркуляции// Там же. 1946. № 5. С. 3–11.
73. Юдин Е. Б. Гидродинамические характеристики моделей судов, определяющих поворотливость и устойчивость на курсе// Тр. ин-та/ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. 1958. Вып. 126. С. 26–36.
74. Он же. К расчету управляемости океанских буксиров// Судостроение. 1984. № 7. С. 9–10.

## ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Авторулевой 196
- Выбег 200, 202, 309  
Выдвиг 149
- Гребной винт  
в насадке 18  
регулируемого шага 18  
с регулируемой кривизной 18  
с регулируемыми лопастями 18  
фиксированного шага 18
- Двигатель судовой 137  
Движитель крыльчатый 24  
Диаграмма управляемости 156  
Дрейф 216
- Комплекс  
винт – поворотная насадка-стабилизатор 22  
двигательно-рулевой 262  
корпус судна – средства управления – судовые двигатели 10, 47  
многоперьевой 20  
судовой эквивалентный 145, 146
- Маневр  
„Зигзаг” 308  
„Изменение курса” 307  
„Одерживание” 307  
оборот судна 151, 166  
подтормаживание 200, 204  
разгон 200, 201  
расхождение судов 230  
реверс 201, 206  
„Спираль” 305  
торможение 200, 204, 309  
„Циркуляция” 308
- Маневренные качества 8, 214  
Механизм планарный 92
- Насадки  
стационарная 24  
поворотная 22  
  
поворотная Г-образная 24  
поворотная П-образная 24
- Период циркуляции  
маневренный 148, 168  
установившейся 148  
эволюционный 148, 149, 173
- Поворотливость 147, 238, 264  
Присоединенная масса обобщенная 41, 51, 54  
Диаграмма управляемости 156
- Рудерпост 122  
Рулевая характеристика 269
- Скорость  
аксиальная вызванная 119  
тангенциальная вызванная 121  
угловая 34, 37  
центра тяжести 34, 37
- Смещение  
обратное 148  
прямое 149
- Угол  
дифферента 33  
дрейфа 35  
крена 33, 176, 177, 178  
курса 33  
перекладки рулей 114, 116
- Управляемость судов  
водометных 251  
катамаранов 245  
на волнении 233  
на течении 219  
при ветре 214  
промышленных 253  
составов 258, 261

Устройство	
буксирное	27
изгибающее	27
подруливающее	26
реверсивно-рулевое	22
рулевое	18
стабилизирующее	30
тормозное	29
якорно-швартовное	29

Устойчивость на курсе	
собственная	181
теоретическая	180, 183
эксплуатационная	181, 188
Шайбы рулевые	20, 116
Эффект Федяевского	85

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Основные обозначения	5
<b>Глава 1. Управляемость и маневренные качества судна</b>	8
1.1. Основные определения	8
1.2. Краткая история развития теории управляемости судна	11
1.3. Главные СУ движением судна	18
1.4. Вспомогательные СУ движением судна	25
1.5. Ограничивающие СУ движением судна	29
<i>Контрольные вопросы</i>	31
<b>Глава 2. Дифференциальные уравнения движения судна</b>	31
2.1. Системы координат и кинематические характеристики движения судна	31
2.2. Движение судна в невязкой жидкости. Кинематическая энергия жидкости	36
2.3. Дифференциальные уравнения движения судна в общем виде	42
2.4. Уравнения динамики судового комплекса	46
<i>Контрольные вопросы</i>	51
<b>Глава 3. Гидродинамические силы, действующие на корпус судна при его криволинейном движении</b>	51
3.1. Гидродинамические силы инерционной природы	51
3.2. Теоретические методы расчета гидродинамических сил	60
3.3. Теоретическое определение гидродинамических характеристик комплекса корпус судна – гребные винты – рули при криволинейном движении	73
<i>Контрольные вопросы</i>	75
<b>Глава 4. Экспериментальные методы определения гидродинамических сил, действующих на корпус судна</b>	76
4.1. Структурные зависимости для вязкостных гидродинамических сил, действующих на корпус судна	76
4.2. Экспериментальные методы определения гидродинамических характеристик корпуса судна	86
4.3. Практические рекомендации по определению гидродинамических характеристик корпуса судна при малых углах дрейфа	96
4.4. Определение гидродинамических характеристик корпуса судна при больших углах дрейфа	100
<i>Контрольные вопросы</i>	103
<b>Глава 5. Гидродинамические силы и моменты, индуцируемые ДРК судна</b>	103
5.1. Гидродинамические характеристики открытого гребного винта, работающего в свободной воде	103
5.2. Гидродинамические характеристики открытого гребного винта, работающего за кормой судна	108

5.3. Гидродинамические характеристики открытого гребного винта при криволинейном движении судна . . . . .	109	Глава 10. Нормирование управляемости и обоснование необходимых характеристик ДРК судна . . . . .	262
5.4. Гидродинамические характеристики изолированного судового руля . . . . .	114	10.1. Принципы и критерии нормирования управляемости судов . . . . .	262
5.5. Гидродинамические характеристики руля, расположенного за корпусом судна и гребным винтом . . . . .	117	10.2. Нормирование эффективности ДРК . . . . .	267
5.6. Гидродинамические характеристики руля при криволинейном движении судна . . . . .	124	10.3. Обоснование типа и ориентировочных характеристик ДРК . . . . .	275
5.7. Гидродинамические силы, индуцируемые комплексом винт – поворотная насадка – стабилизатор . . . . .	132	10.4. Проектирование рулей . . . . .	278
5.8. Характеристики системы судовые двигатели – гребные винты . . . . .	137	10.5. Расчет оптимальных характеристик комплекса ВПНС . . . . .	283
5.9. Расчетные дифференциальные уравнения динамики судового комплекса. Эквивалентный судовый комплекс . . . . .	142	<i>Контрольные вопросы</i> . . . . .	287
<i>Контрольные вопросы</i> . . . . .	147	Глава 11. Практические методы улучшения маневренных качеств судна . . . . .	288
<b>Глава 6. Поворотливость судна . . . . .</b>	147	11.1. Оптимальное соотношение поворотливости и устойчивости судна на курсе . . . . .	288
6.1. Циркуляционное движение судна . . . . .	147	11.2. Улучшение поворотливости судна . . . . .	289
6.2. Установившееся движение судна на циркуляции . . . . .	151	11.3. Улучшение устойчивости судна на курсе . . . . .	293
6.3. Скорость движения судна и частота вращения винтов на установившейся циркуляции . . . . .	153	11.4. Выбор схемы ПУ и их упоров . . . . .	296
6.4. Диаграмма управляемости судна . . . . .	156	<i>Контрольные вопросы</i> . . . . .	300
6.5. Поворотливость судна при разных режимах работы гребных винтов . . . . .	161	Глава 12. Экспериментальные исследования управляемости судна . . . . .	301
6.6. Оборот судна на месте . . . . .	166	12.1. Цели и особенности проведения испытаний управляемости судна . . . . .	301
6.7. Маневренный период циркуляции . . . . .	168	12.2. Экспериментальные методы исследования управляемости судна . . . . .	302
6.8. Эволюционный период циркуляции . . . . .	173	12.3. Экспериментальное исследование неустановившихся режимов работы судового комплекса . . . . .	307
6.9. Крен судна на циркуляции . . . . .	174	12.4. Особенности исследования управляемости судов на самоходных моделях . . . . .	311
<i>Контрольные вопросы</i> . . . . .	179	<i>Контрольные вопросы</i> . . . . .	313
<b>Глава 7. Устойчивость движения судна на курсе. Маневрирование судна на прямом курсе . . . . .</b>	180	Глава 13. Решение задач управляемости судов на ЭВМ . . . . .	313
7.1. Теоретическая устойчивость движения судна . . . . .	180	13.1. Расчет управляемости в системе автоматизированного проектирования судна . . . . .	313
7.2. Эксплуатационная устойчивость движения судна . . . . .	188	13.2. Обоснование типа и ориентировочных характеристик ДРК с помощью ЭВМ . . . . .	314
7.3. Устойчивость движения судна с авторулевым . . . . .	196	13.3. Проверочный расчет управляемости судна . . . . .	317
7.4. Инерционные характеристики судна на прямом курсе . . . . .	200	<i>Контрольные вопросы</i> . . . . .	319
7.5. Влияние режима работы судового комплекса на устойчивость движения судна на прямом курсе . . . . .	208	Список литературы . . . . .	323
7.6. Движение судна на прямом курсе ЗХ . . . . .	210	Предметный указатель . . . . .	320
<i>Контрольные вопросы</i> . . . . .	213		
<b>Глава 8. Влияние путевых и метеорологических условий на маневренные качества судна . . . . .</b>	214		
8.1. Влияние ветра на путь и управляемость судна . . . . .	214		
8.2. Управляемость судна на течении . . . . .	219		
8.3. Влияние мелководья на маневренные качества судна . . . . .	225		
8.4. Взаимодействие движущегося судна с другими судами и причалами . . . . .	228		
8.5. Устойчивость судна на курсе в условиях волнения . . . . .	233		
8.6. Поворотливость судна на волнении . . . . .	238		
<i>Контрольные вопросы</i> . . . . .	245		
<b>Глава 9. Особенности управляемости судов различных типов . . . . .</b>	245		
9.1. Управляемость катамарана . . . . .	245		
9.2. Управляемость водометных судов . . . . .	251		
9.3. Управляемость промысловых судов . . . . .	253		
9.4. Управляемость толкаемых и секционных составов . . . . .	258		
9.5. Управляемость буксирного состава . . . . .	261		
<i>Контрольные вопросы</i> . . . . .	262		

Учебное издание

**Васильев Александр Вячеславович**

**УПРАВЛЯЕМОСТЬ СУДОВ**

*Учебное пособие для вузов*

Зав. редакцией Д. В. Павлов  
Редактор Н. И. Долинина  
Художник обложки А. А. Парушкин  
Художественный редактор Е. Я. Радомысльский  
Технический редактор Е. А. Полякова  
Корректор С. Н. Маковская  
ИБ № 1074

Подписано в печать 26.01.89. М-26819. Формат 60 x 88/16. Бумага писчая № 1.  
Печать офсетная. Усл. печ. л. 20,09. Усл. кр.-отт. 20,09. Уч.-изд. л. 20,94. Издатель-  
ский № 4052–85. Тираж 4450 экз. Заказ № 351. Цена 1 р.

Издательство „Судостроение”, 191065, Ленинград, ул. Гоголя, 8.

Набрано в издательстве „Судостроение” на наборно-печатающем автомате опера-  
торами И. В. Дроздовой и В. А. Шевелевой.

Ленинградская типография № 4 ордена Трудового Красного Знамени Ленинград-  
ского объединения „Техническая книга” им. Евгении Соколовой Союзполиграф-  
прома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии  
и книжной торговли. 191126, Ленинград, Социалистическая ул., 14.