Н.Ф. Емельянов

Ходкость водоизмещающих морских судов

Рекомендовано Дальневосточным региональным учебно-методическим центром (УМО) в качестве учебного пособия для студентов специальностей 140200 «Судовые энергетические установки»

УДК 629.12.073 (075.8)
ББК 39.42-04 Я 73
Е601

Рецензенты:
д-р техн. наук, проф., академик транспорта А.И. А з о в ц е в;

д-р техн. наук, проф., директор Ассоциации ДВНЦ АТР, академик транспорта А.Д. М о с к а л е н к о;

д-р техн. наук, проф. кафедры теории и проектирования корабля ДВГТУ
С.В. А н т о н е н к о

Е м е л ь я н о в Н.Ф.
Е 601 Ходкость водоизмещающих морских судов: Уч. пос. Владивосток: Дальрыбвтуз, 2004. 249 с.

ISBN 5-88871-266-3

В пособии изложены теоретические основы сопротивления воды движению судов и гребных винтов. Рассмотрены методы и схемы практических расчетов ходкости, выполняемых при проектировании судов и модернизации судовых энергетических установок для основных типов морских судов; вопросы эксплуатации и ремонта гребных винтов.

Пособие предназначено для студентов и курсантов высших и средних учебных заведений судомеханической и кораблестроительной специальностей. Оно может также использоваться проектно-конструкторскими организациями при расчетах ходкости судов.

УДК 629.12.073 (075.8)
ББК 39.42-04 Я 73

© Емельянов Н.Ф., 2004
© Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет, 2004

ISBN 5-88871-266-3

ПРЕДИСЛОВИЕ

Ходкостью судна называется его способность поступательно перемещаться в воде с заданной скоростью под действием приложенной к корпусу движущей силы, создаваемой специальным устройством или механизмом, называемым движителем.

Учение о ходкости подразделяется на две части:

- сопротивление воды движению судна;
- судовые движители.

В первой части изучаются законы и характер взаимодействия забортной воды и судна в процессе его поступательного движения.

На основании анализа получаемых закономерностей решается вопрос о выборе формы и размеров корпуса в его подводной части, при которых заданной скорости отвечает наименьшее сопротивление движению.

Во второй части изучаются вопросы действия и разработки конструкций судовых движителей, создающих силу, идущую на преодоление сопротивления воды и обеспечивающую равномерное прямолинейное движение.

Знание движущей силы дает возможность определить еще в процессе проектирования судна ту потребную мощность главных двигателей, которая необходима для достижения заданной скорости хода. При этом правильный выбор типа, конструкции и размеров судового движителя, соединенного с главным двигателем, является определяющим при решении задачи о ходкости судна.

В настоящее время наиболее распространенными являются гидрореактивные движители, действие которых основано на захватывании масс воды и последующем их отбрасывании в сторону, противоположную направлению движения судна.

Среди конструктивных типов движителей, применяемых на водоизмещающих морских судах, первенство за гребными винтами. Широкое распространение им обеспечили такие достоинства и качества, как простота конструкции, сравнительно простая технология изготовления и обработки, высокая надежность и долговечность, простота передачи крутящего момента от главного двигателя, высокий КПД и малое влияние на их работу морского волнения.

Наиболее распространенной является конструкция гребных винтов фиксированного шага (ВФШ) как цельнолитых, так и со съемными лопастями.

Однако ВФШ могут использовать номинальную мощность главного двигателя только лишь на одном режиме его работы.

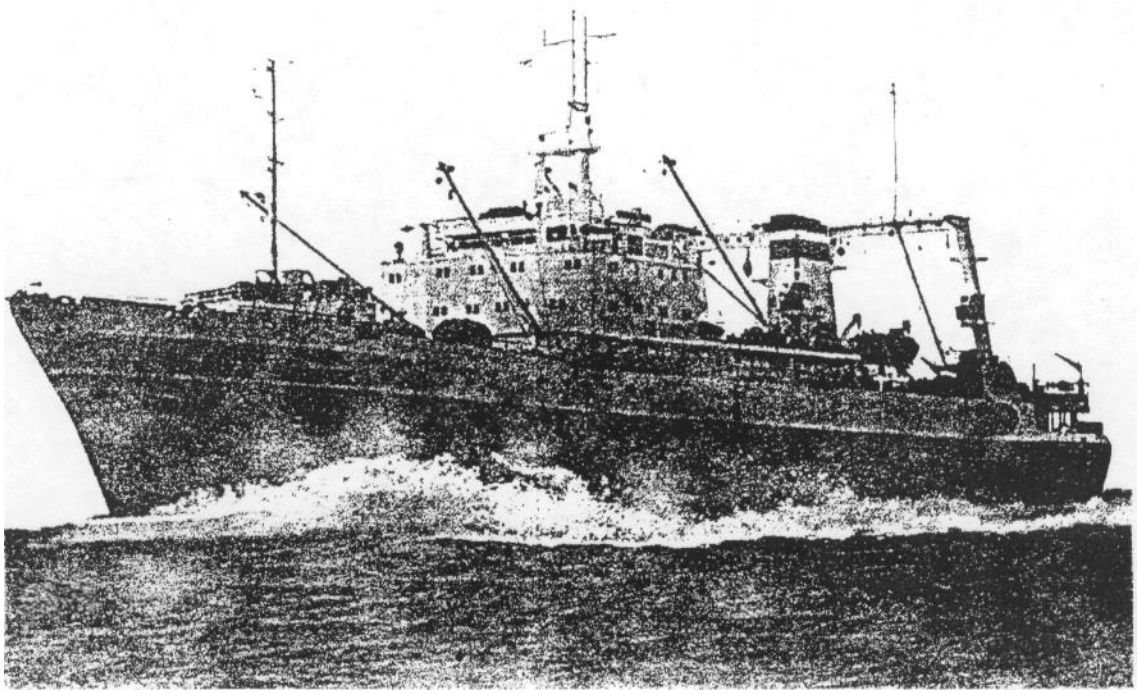
Многорежимным универсальным нагружающим механизмом является конструкция винта регулируемого шага (ВРШ).

Современные тенденции роста размеров и энерговооруженности морских судов, скорости их хода в значительной мере обострили проблему создания эффективного и долговечного движительного комплекса.

Перспективными как для быстроходных, так и для крупнотоннажных судов являются комплексы с гребными винтами, помещенными в специальные кольцевые направляющие насадки.

На буксирах, паромах, плавкранах, пожарных и других судах, для которых характерны повышенные требования к маневренным качествам, широкое распространение получили крыльчатые (роторные) движители. Эти механизмы, объединяющие в себе также функции руля, позволяют без изменения направления и частоты вращения осуществлять реверс, поворот, циркуляцию, движение лагом.

Близка к решению заветная мечта кораблестроителей создать судно, имеющее большую скорость хода и бесшумное движение. Стремление решить эту задачу привело к разработке принципиально новой судовой энергетической установки с безвинтовым движителем, осуществляющей прямое преобразование тепловой энергии в электрическую. Такая пропульсивная установка, называемая магнитогидродинамической, объединяет функции гребного электродвигателя и движителя, а ускорение потока и отбрасывание масс воды в сторону, противоположную направлению движения судна, производится действием сил электромагнитной индукции.



Часть I

СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ СУДНА

Одновинтовые транспортные универсальные сухогрузные суда и лесовозы; контейнерные, трейлерные суда и лихтеровозы; среднетоннажные танкеры и рудовозы; добывающие, обрабатывающие и приемно-транспортные суда флота рыбной промышленности; крупнотоннажные нефтетанкеры и балккэриеры; ледоколъно-транспортные суда; буксиры и спасатели; ледоколы; двухвинтовые пассажирские и грузопассажирские суда

1.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Сопротивление воды представляет собой гидродинамическую силу, препятствующую поступательному движению судна. Величина этой силы зависит от вязкости, плотности, весомости воды и омываемой поверхности корпуса.

Свойство вязкости состоит в том, что между молекулами воды существуют силы взаимодействия, называемые внутренним трением. В отличие от внешнего трения, которое возникает в местах соприкосновения контактных поверхностей твердых тел, внутреннее имеет место внутри объема движущегося потока жидкости или газа между их слоями, имеющими различные скорости.

Вязкость воды при выполнении расчетов сопротивления движению характеризуется коэффициентом кинематической вязкости v (в $м^2$ /с).

Расчетное численное значение коэффициента для соленой морской воды принимается при температуре t =4°С равным $v = 1{,}61 \cdot 10^{-10}$ $м^2$ /с.

Плотность воды, т.е. количество ее массы в единице объема, при расчетах ходкости морских судов принимается равной $\rho = 1025$ кг/$м^3$.

Весомость воды, т.е. силовое воздействие ее на судно в земном поле тяжести (гравитации), характеризуется удельным весом: $\gamma = \rho \cdot g$(в кН/$м^3$),

где $g = 9{,}81$ м/$с^2$ - ускорение силы тяжести.

Для уяснения природы силы сопротивления воды рассмотрим элементарную площадку $d\Omega$ на подводной наружной поверхности Ω, $м^3$, корпуса судна, называемой **смоченной поверхностью** (рис. 1.1).

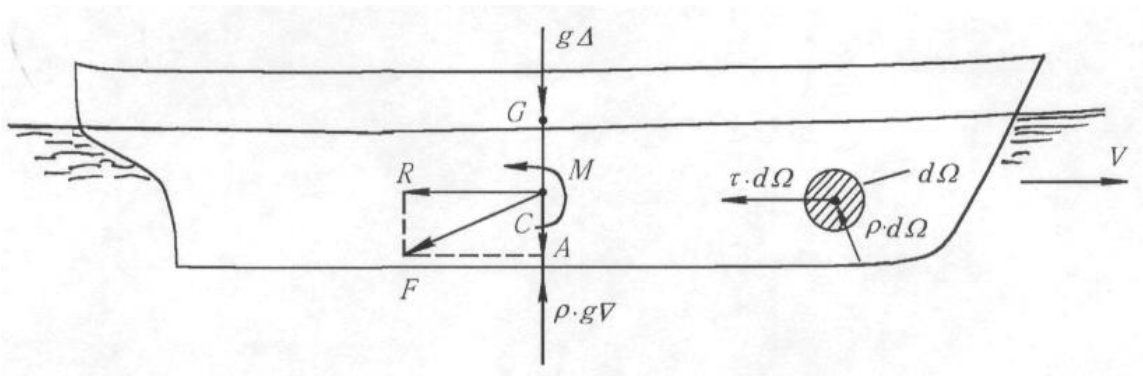


Рис. 1.1. Силы и моменты, действующие на движущееся судно

В результате взаимодействия судна с забортной водой на смоченной поверхности возникают непрерывно распределенные силы, которые в каждой ее точке характеризуются векторами касательных напряжений τ и нормальных напряжений p. Первые составляют элементарную силу трения $\tau \cdot d\Omega$, вторые - силу давления $p \cdot d\Omega$.

В состоянии покоя судна горизонтальные составляющие гидростатических сил давления воды взаимно уравновешиваются, а вертикальные приводятся к равнодействующей - силе плавучести $\rho g \nabla$ и уравновешиваются силой веса судна $gA\Delta$.

Возникающие в процессе прямолинейного поступательного движения судна гидродинамические силы представляют собой сумму указанных выше элементарных поверхностных сил. Интегрирование их по всей смоченной поверхности корпуса может быть сведено к одной силе F, приложенной в центре С подводного объема, и одному моменту М, действующему в диаметральной плоскости в силу симметрии судна относительно нее.

Горизонтальная составляющая R силы F параллельна скорости движения V и направлена в сторону, противоположную этой скорости. Сила R является сопротивлением воды движению судна.

Вертикальная составляющая А стремится погрузить (или приподнять) судно и уравновешивается недостатком или избытком силы плавучести.

Момент М стремится создать дифферент на корму или на нос и уравновешивается восстанавливающим моментом, возникающим при дифференте.

У надводных водоизмещающих судов вертикальная сила и дифферентующий момент по сравнению с силами плавучести малы и при решении задачи о сопротивлении движению принимается, что на ходу положение судна остается таким же, что и в покое.

Что касается подводных судов при их движении под водой, то сила А и момент М создаются и изменяются искусственным путем, меняя положение горизонтальных рулей.

Так как водоизмещающие суда движутся на границе раздела воздушной среды и воды, то их полное сопротивление складывается из сопротивления воды и сопротивления воздуха.

Однако с учетом того, что плотность воды в 813 раз больше плотности воздуха ($\rho_в$ = 1025 кг/м^3; $\rho_{возд}$ = 1,26 кг/м^3), а ее вязкость также во много раз больше, то воздушное сопротивление при обычных нормальных погодных условиях даже для быстроходных водоизмещающих судов существенно мало и составляет не более 5 % от полного и по этой причине специально не рассчитывается.

Так как силу сопротивления воды движению натурного судна можно определить путем измерения динамометром, включенным в буксирный канат при буксировке его со снятым движителем, то ее называют **буксировочным сопротивлением R.**

Для поддержания равномерного поступательного движения судна необходимо преодолеть силу буксировочного сопротивления путем приложения равной и противоположно направленной толкающей силы, создаваемой движителем.

Таким образом, при перемещении судна на определенное расстояние со-

вершается работа, которая ввиду непрерывности процесса движения оценивается расходом энергии в единицу времени, т.е. мощностью, затрачиваемой на продвижение судна.

Обычно она именуется буксировочной, или эффективной, мощностью, т.е. мощностью, которую необходимо затратить непосредственно на движение судна с заданной скоростью. Согласно определению понятия мощности она равна произведению движущей силы P_e - R, кН, на скорость движения V, м/с (в кВт):

$$N_\delta = R \cdot V$$

1.2. КАРТИНА ОБТЕКАНИЯ ВОДОЙ КОРПУСА ДВИЖУЩЕГОСЯ СУДНА

В процессе своего движения судно возмущает массы воды, прилегающие к наружной обшивке корпуса. Это возмущение визуально наблюдается как три наложенные друг на друга системы движения, каждая из которых занимает определенную область и обладает характерным для нее строением.

Наиболее четко наблюдаются образующиеся при движении волны, которые в отличие от ветровых морских называются корабельными волнами. Обычно образуется две их группы: носовая и кормовая (рис. 1.2). Первая зарождается несколько позади форштевня, а вторая - впереди ахтерштевня. Каждая группа состоит из системы расходящихся и поперечных

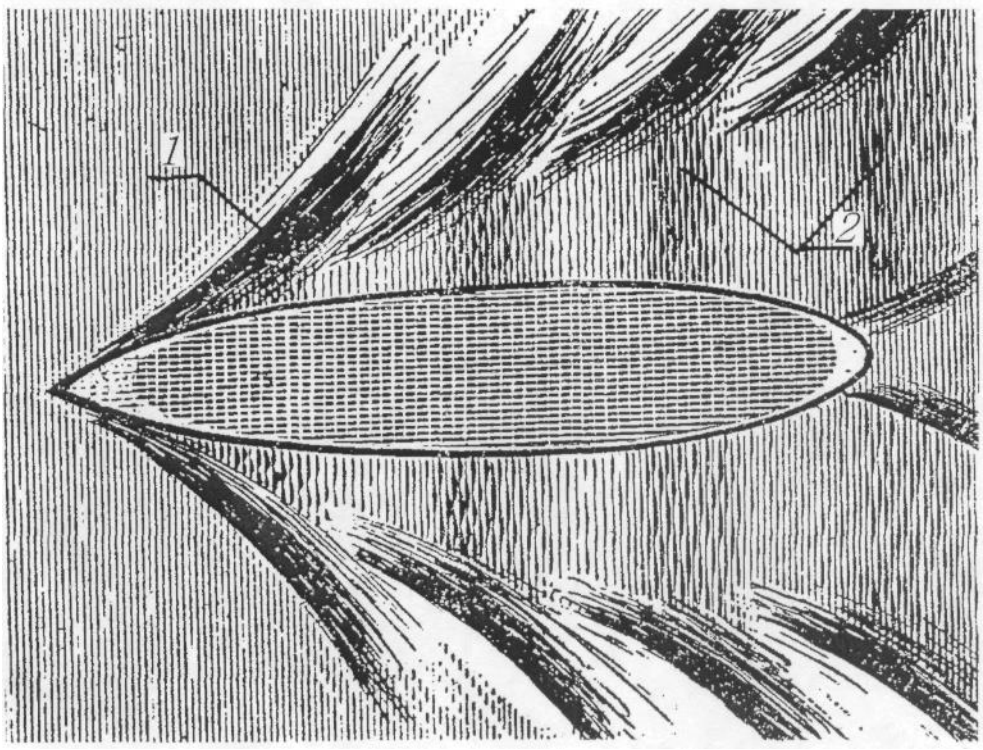


Рис. 1.2. Волновые системы, создаваемые движущимся судном:
1 – расходящиеся; 2 – поперечные волны

Как видно из рис. 1.2, расходящиеся волны представляют собой расположенные в эшелонном порядке ряды коротких волн, симметрично расположенных относительно диаметральной плоскости и составляющих с ней острые углы.

Поперечные волны образуют с диаметральной плоскостью угол 90°.

При малой скорости движения наблюдаются в основном расходящиеся волны, а при большой - поперечные.

Движение воды, составляющее вторую систему, наблюдается менее четко и лишь при благоприятных погодных условиях. Оно распространяется на сравнительно узкий ее слой, непосредственно прилегающий к наружной обшивке корпуса и называемый **пограничным слоем**.

Если судно в подводной его части имеет удлиненную форму и плавные очертания (рис. 1.3), то расположенные по бортам пограничные слои простираются до кормовой оконечности, за которой они сливаются и образуют сравнительно узкую полосу воды, движущуюся поступательно по инерции за судном.

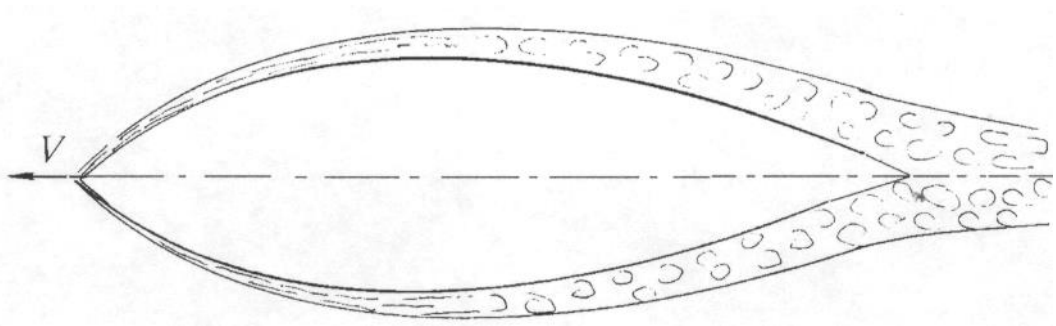


Рис. 1.3. Пограничный слой и попутный поток при плавных очертаниях корпуса судна

Обычно такое движение осложнено поперечным перемешиванием, которое имеет вид двойного ряда чередующихся отдельных вихрей.

Наблюдаемая полоса движущейся за судном воды носит название **попутного потока.**

Если судно имеет тупые образования носовой оконечности и ограничено полной, резко очерченной кормой, то попутный поток приобретает совершенно иную, особую систему движения (рис. 1.4).

Эта третья система составляет движение, которое занимает довольно широкую полосу, начинающуюся в том месте корпуса, где он начинает резко сужаться в корму.

При общем поступательном направлении движения потока за судном в нем с большой ясностью наблюдаются крупные отдельные вихри, организованные в достаточно правильные ряды.

Характерным для этой системы является то, что внешняя граница пограничного слоя не доходит до кормовой оконечности, а в месте резкого сужения корпуса отделяется от него (отрывается) и становится внешней границей широкой полосы завихренного попутного потока.

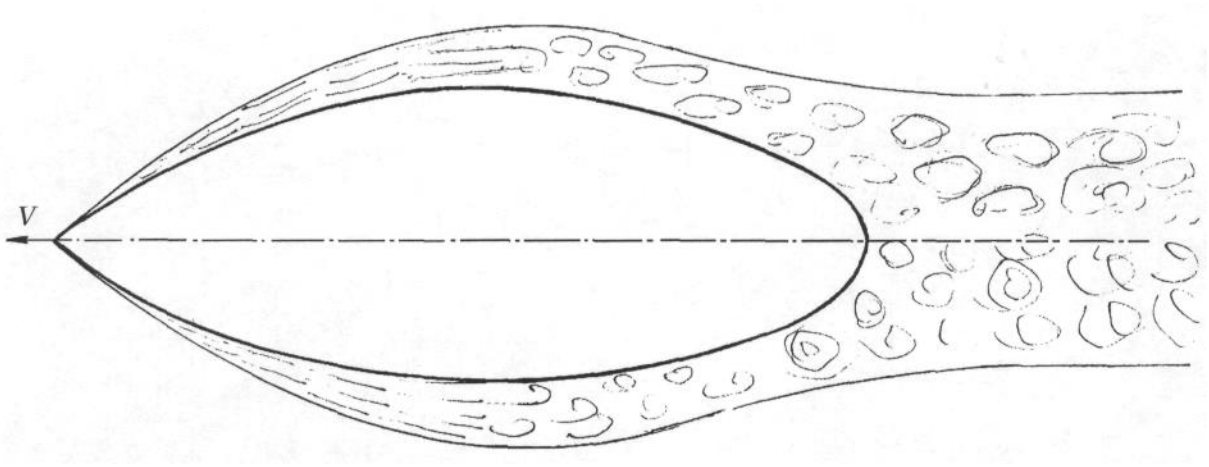


Рис. 1.4. Пограничный слой и попутный поток при большой полноте корпуса судна

Явление **отрыва** пограничного слоя возникает не только в кормовой части судна, но и в целом ряде других случаев местного нарушения плавности очертаний отдельных выступающих за наружную обшивку корпуса частей (кронштейнов гребных валов, ступиц гребных винтов, рулей, трубок лагов и пр.).

Изучение внутренней структуры движения каждой из трех систем: волнообразования, пограничного слоя и завихренного попутного потока за местом отрыва пограничного слоя, - а также изучение физических причин и условий их возникновения с последующей связью с силами воздействия воды на движущееся судно являются основой правильного понимания и последующего определения величины силы сопротивления воды движению.

1.3. ФИЗИЧЕСКАЯ ПРИРОДА ВЫЗВАННЫХ ДВИЖЕНИЙ ВОДЫ. СОСТАВЛЯЮЩИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ СУДНА

Причина образования корабельных волн кроется в действии сил гравитации, т.е. в проявлении свойства весомости воды.

Действительно, в состоянии покоя судна давление на свободную поверхность воды постоянно и равно атмосферному p_a (рис. 1.5).

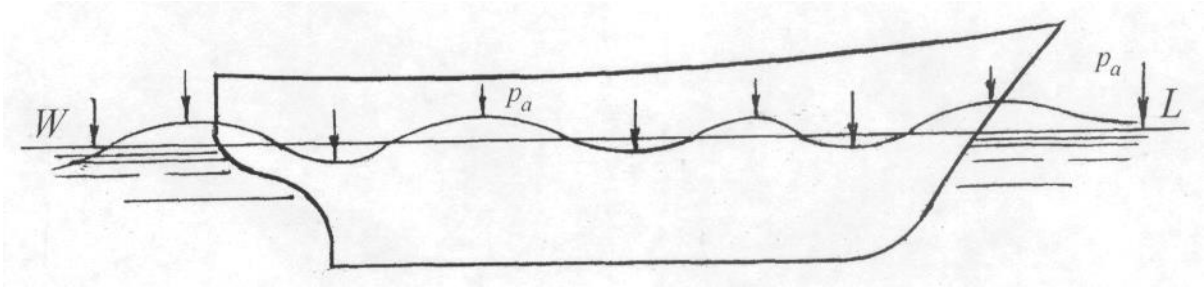


Рис. 1.5. К образованию корабельных волн

В процессе движения судна набегающий поток воды при его встрече с носовой оконечностью притормаживается, что приводит к уменьшению скорости потока. Следовательно, в соответствии с законом сохранения энергии в движущемся потоке (закон Бернулли) давление в этом районе возрастает, а так как свободная поверхность из-за малости атмосферного давления не препятствует вертикальным перемещениям, то массы воды здесь поднимутся вверх.

В средней части длины корпуса обтекающий его поток стеснен внешними массами воды и в силу неразрывности движения скорость потока увеличится, а давление уменьшится. По этой причине свободный уровень воды понизится под действием атмосферного давления.

В районе кормовой оконечности скорость потока опять уменьшится, а давление возрастает, что вызовет повышение свободного уровня воды.

Искривленная поверхность воды не будет оставаться неизменной, потому что на частицы воды, выведенные из состояния статического равновесия, действуют силы тяжести и инерции, и они начинают совершать колебательные движения, наблюдаемые в виде волн, распространяющихся по ходу движения судна.

На создание корабельных волн тратится часть энергии поступательного перемещения судна, которая представляет собой работу **волнового сопротивления R_w.**

Причина наблюдаемого движения воды в виде пограничного слоя кроется в проявлении ее свойства вязкости, суть которого объяснена в п. 1.1.

При поступательном перемещении судна частицы слоя воды, прилегающие непосредственно к наружной обшивке корпуса, прилипают к ней и останавливаются. Следующий слой медленно скользит вдоль прилипшего. Последующий за вторым слоем движется быстрее. И, наконец, на некотором удалении от поверхности корпуса слои воды уже движутся с полной скоростью внешнего потока.

Полный слой воды, в котором скорости его течения изменяются от нулевой у поверхности корпуса судна до скорости потока на некотором удалении от нее (точнее, до точки, где скорость составляет 99,5 % скорости внешнего потока), и является пограничным слоем.

В этом слое частицы воды с меньшими скоростями тормозят проходящие более удаленные от поверхности и более быстрые частицы, а те, наоборот, пытаются тянуть за собой более медленные. Передача движения от одних частиц к другим происходит касательными силами при относительном сдвиге частиц в пограничном слое. А так как эти силы направлены в сторону, противоположную направлению движения судна, то их сумма представляет собой силу **сопротивления трения R_f.**

Причину отрыва пограничного слоя и образования широкой полосы завихренного попутного потока можно пояснить следующим образом (рис. 1.6). Для удобства рассуждений будем рассматривать обращенное движение, т.е. считая судно неподвижным, а поток - набегающим на него со скоростью, равной скорости судна.

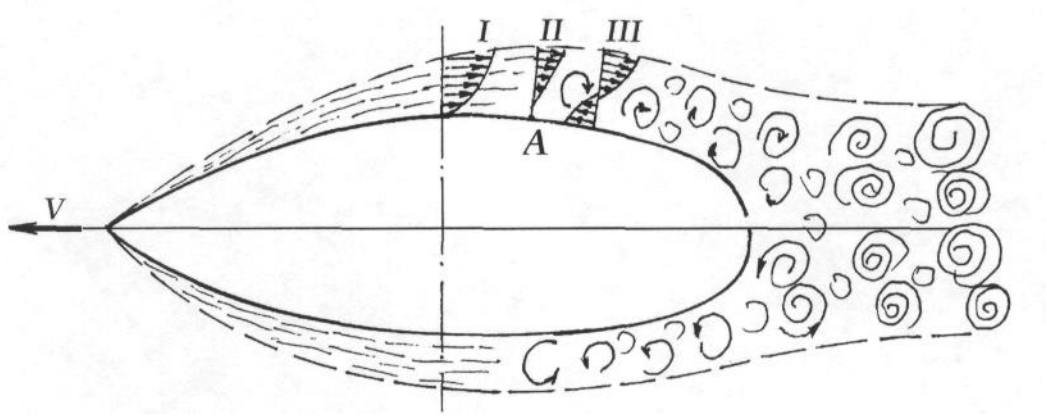


Рис. 1.6. Эпюры скоростей в пограничном слое и образование вихревого следа

Поток воды, встречая на своем пути корпус судна, разделяется на две части. При этом каждая из них сжимается внешними, удаленными от корпуса массами воды. Наибольшее сжатие наблюдается в средней, наиболее широкой части длины. Согласно закону сохранения энергии в движущихся потоках из-за сжатия неразрывно движущегося потока его скорость в этом районе будет наибольшей, а давление, следовательно, наименьшим (см. эпюру I рис. 1.6).

При продвижении слоев воды к корме судна их скорость из-за трения падает, а давление растет (см. эпюру II рис. 1.6).

У самых медленных слоев вблизи обшивки корпуса давление становится настолько большим, что они, как видно из эпюры, полностью останавливаются, а ближе к корме даже начинают двигаться обратно (см. эпюру III рис. 1.6), т.е. от большего давления к меньшему. Такое встречное движение вызывает отрыв пограничного слоя от поверхности корпуса. Из-за торможения слоев воды вблизи наружной обшивки более удаленные от нее слои устремляются к корпусу и увлекают пограничный слой во вращательное движение. В результате закручивания частиц воды образуются вихри, которые отрываются от места своего зарождения и уносятся потоком. На их месте возникают новые вихри и снова отрываются и т.д. В результате за кормой судна образуется широкий вихревой след.

На образование вихрей расходуется часть энергии движения судна. Это означает, что ему приходится преодолевать дополнительное сопротивление, которое в силу своей физической природы получило название вихревого, водоворотного или формы.

К настоящему времени название **сопротивление формы** утвердилось окончательно с обозначением R_{vp}.

Из приведенных выше рассуждений становится понятным, что сопротивление формы, как и сопротивление трения, обусловлено наличием у воды физического свойства вязкости, так как оно генетически связано с пограничным слоем и целиком зависит от образования вихрей и поверхностей раздела внутри движущихся масс воды.

Таким образом, различие в формах вызванных движений воды и в самой физической природе их возникновения, т.е. в свойствах воды, порождающих сопротивление движению, привело к его разделению на три составляющих:

$$R = R_f + R_{vp} + R_w, \quad (1.1)$$

т.е. сопротивление трения, формы и волновое.

Такое деление оказывается очень удобным для целей изучения сопротивления, так как энергия, затрачиваемая на преодоление каждой составляющей, превращается в энергию видимых соответствующих систем движения воды.

При изучении и последующем практическом расчете буксировочного сопротивления используется гипотеза о независимости действия каждой из составляющих. Согласно этой гипотезе физические процессы, вызывающие возникновение отдельных составляющих силы буксировочного сопротивления, происходят взаимно независимо.

Однако области, на которые распространяются отдельные системы движения воды, не только соприкасаются, но и перекрывают друг друга, вследствие чего между этими областями происходит неизбежное взаимодействие. Поэтому отдельные составляющие сопротивления испытывают взаимное влияние.

Тем не менее это обстоятельство не учитывается при анализе, а также при разработке практических схем расчета, и представление сопротивления воды как суммы трех слагаемых находит всеобщее применение.

Довольно часто оказывается удобным и целесообразным объединить волновое сопротивление и сопротивление формы, руководствуясь при этом направлением их воздействия на обшивку корпуса судна по нормали к ее поверхности. И тогда буксировочное сопротивление, разделенное по характеру приложения гидродинамических сил (касательных и нормальных напряжений), равно

$$R = R_f + R_r, \quad (1.2)$$

где R_r - сопротивление давления, которое традиционно называется остаточным сопротивлением и равно сумме

$$R_r = R_{vp} + R_w. \quad (1.3)$$

В связи с тем что сопротивление трения и сопротивление формы возникают вследствие проявления водой свойства ее вязкости, их иногда объединяют и называют **вязкостным** сопротивлением

$$R_v = R_f + R_{vp}. \quad (1.4)$$

Такое **физически обоснованное** объединение двух составляющих имеет значение при разработке теоретических формул и принципов моделирования.

1.4. СООТНОШЕНИЕ МЕЖДУ ОСТАВЛЯЮЩИМИ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ

Величина каждой из трех составляющих сопротивления зависит в основном от скорости движения судна, его формы в подводной части и линейных размеров.

Причем скорость хода в наибольшей степени определяет соотношение между различными составляющими.

На рис. 1.7 приведены средние долевые значения сопротивления трения и остаточного, включающего в себя сопротивление формы и волновое, в общем балансе буксировочного сопротивления судов традиционных форм различной быстроходности, за меру которой принята относительная скорость в форме так называемого числа Фруда:

$$Fr = V / \sqrt{gL},$$

где L - расчетная длина судна, а g - ускорение силы тяжести.

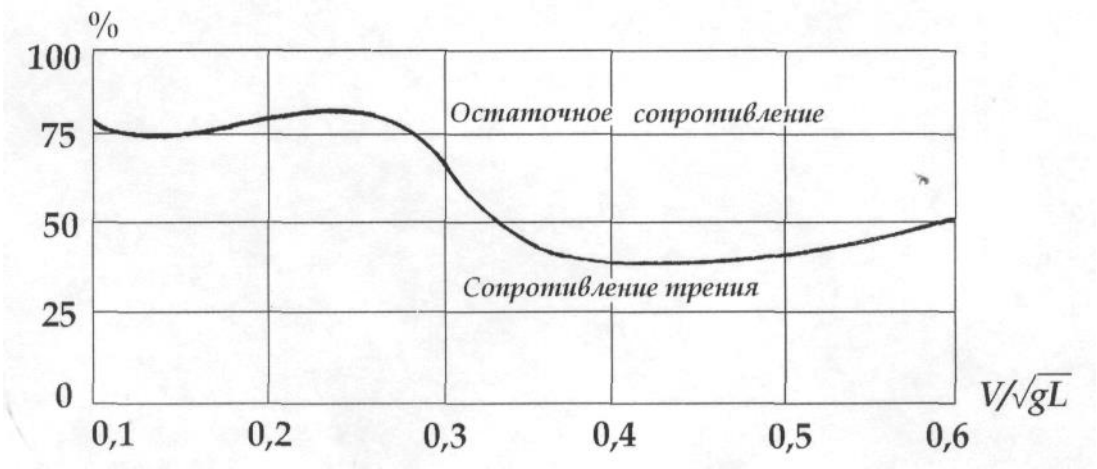


Рис. 1.7. Средние долевые значения составляющих сопротивления движению в зависимости от скорости хода

Из рисунка следует, что у тихоходных судов (Fr = 0,1...0,25) основную роль играет сопротивление трения, которое достигает ≈ 75 % от полного. По мере роста скорости хода доминирующее значение приобретает остаточное сопротивление. А так как волновое сопротивление в нем, в отличие от сопротивления формы, возрастает примерно пропорционально четвертой и более высокой степени скорости хода, то при высоких относительных скоростях (Fr ≥ 0,35) оно уже играет главную роль в буксировочном сопротивлении.

Относительная роль отдельных составляющих в величине буксировочного сопротивления в зависимости от формы корпуса показана на рис. 1.8 [1].

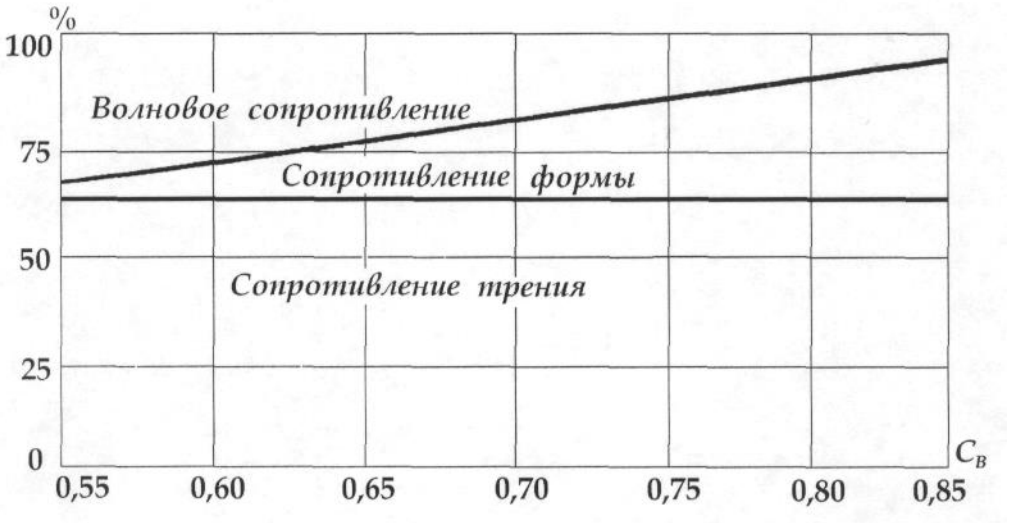


Рис. 1.8. Составляющие сопротивления движению
в зависимости от формы корпуса

В качестве основного параметра, определяющего форму подводной поверхности, принят коэффициент общей полноты водоизмещения

$$C_B = V/LBd,$$

так как он показывает, какую часть прямоугольного параллелепипеда с главными размерениями судна L, B, d занимает подводный объем судна ∇, м^3.

Приведенные на рисунке данные относятся к режиму полного хода как тихоходных ($C_в \geq 0{,}80$), так и среднескоростных ($C_в \approx 0{,}70$), и быстроходных ($C_в = 0{,}55...0{,}60$) транспортных судов.

Как видно, сопротивление трения для всех типов судов приблизительно постоянно и составляет около 60 % от полного. Остаточное же

$$R_r = R_{vp} + R_w$$

хотя и постоянно, однако соотношение компонентов в нем для разных типов судов различно.

Ценность графиков рис. 1.8 состоит в том, что они позволяют судить, на какие составляющие буксировочного сопротивления необходимо воздействовать при совершенствовании обводов корпуса судна в процессе проектирования в зависимости от его типа. При этом ясно видно, что изменением геометрии подводной части судна заданных размерений и водоизмещения нельзя рассчитывать на сколько-нибудь существенное уменьшение сопротивления трения. Следовательно, главное внимание при отработке элементов теоретического чертежа должно быть направлено на снижение остаточного сопротивления.

Как следует из рисунка, у быстроходных судов необходимо стремиться к максимально возможному снижению волнового сопротивления, а у полных тихоходных и среднескоростных судов основные усилия следует направлять на уменьшение сопротивления формы.

1.5. ПОНЯТИЕ О МОДЕЛИРОВАНИИ И МОДЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЯХ

Сложная физическая природа возникновения сопротивления воды движению судна и сложность формы корпуса в его подводной части затрудняют оценку сопротивления аналитическими методами.

Несмотря на сравнительно высокий уровень развития теоретических методов, основанных на применении положений гидродинамики, они оказываются недостаточными для полного решения насущных практических задач при исследовании ходкости в процессе разработки проектов для постройки судов или ее оценки в процессе их эксплуатации.

Поэтому способы практического определения сопротивления движению судов с любой произвольной формой обводов базируются на экспериментах с моделями в опытовых бассейнах.

Но такие испытания приводят к цели только в том случае, если имеется возможность по сопротивлению модели вычислить сопротивление натурного судна.

Эту возможность дает закон динамического подобия.

Согласно этому закону ***потоки жидкости, обтекающие геометрически подобные тела, являются динамически подобными, если в соответствующих точках соблюдается равенство безразмерных гидродинамических сил, а также сохраняются направления векторов скоростей и гидродинамических сил.***

Последнее положение означает, что картина обтекания, образование вихрей и волнообразование в таких потоках геометрически подобны.

Таким образом, наиболее точное прогнозирование сопротивления возможно при **полном** подобии формы корпуса и картины обтекания водой модели и натурного судна.

Геометрическое подобие форм корпусов и соответствующих размеров потоков характеризуется масштабом подобия

$$m = L_м / L_н$$

где L - расчетная длина; а индексы м и н относятся к модели и натурному судну соответственно.

Так как в возникновении сопротивления воды при прямолинейном поступательном движении участвуют лишь силы вязкости и силы тяжести, то анализ уравнений гидродинамики для таких условий позволяет установить, что динамическое подобие процессов будет обеспечено, если длины L, скорости V, промежутки времени t и кинематические вязкости v у жидкостей, в которых происходит движение, **одновременно** удовлетворяют следующим трем безразмерным соотношениям - **критериям подобия**:

$$V_м / \sqrt{gL_м} = V_н / \sqrt{gL_н}\,, \qquad (1.5)$$

где g = 9,81 м/с^2 - ускорение силы тяжести.

$$V_м L_м / V_м = V_н L_н / \nu ; \quad (1.6)$$

$$L_м / V_м t_м = L_н / V_н t_н . \quad (1.7)$$

Выражение

$$Fr = V / \sqrt{g\ L}$$

называется **числом Фруда**. Оно характеризует соотношение инерционных сил и сил тяжести в потоках жидкости. Соблюдение равенства (1.5) обеспечивает подобие картин волнообразования при движении геометрически подобных объектов.

Выражение

$$\mathrm{Re} = \mathrm{VL/v}$$

называется **числом Рейнолъдса**. Оно характеризует соотношение инерционных сил и сил вязкости в потоках жидкости. Соблюдение равенства (1.6) обеспечивает подобие структур пограничных слоев и гидродинамических попутных потоков при движении геометрически подобных объектов.

Выражение

$$\mathrm{Sh} = \mathrm{L/Vt}$$

называется **числом Струхаля**. Оно характеризует подобие потоков, структура которых изменяется с течением времени t. При движении объектов без ускорения число Струхаля не является определяющим критерием и не учитывается при изучении вопросов ходкости судов, так как их движение считается равномерным.

У геометрически подобных объектов, одинаково ориентированных по отношению к потоку обтекающих их жидкостей, соблюдается также равенство безразмерных коэффициентов ζ сил сопротивления R

$$\zeta = \acute{r}(\mathrm{Fr};\mathrm{Re}),$$

формула для которого, основанная на законе динамического подобия, имеет вид

$$\zeta = \frac{R}{0{,}5 p V^2 \Omega} \quad (1.8)$$

где р - плотность жидкости; Ω - смоченная поверхность движущегося объекта.

Следовательно, при $\zeta_м = \zeta_н$

имеем

$$\frac{R}{0{,}5 p_м V_м{}^2 \Omega_м} = \frac{R_н}{0{,}5 p_н V_н^2 \Omega_н}.$$

Отсюда сопротивление движению натурного судна

$$R_н = R_м \left(p_н V_н^2 \Omega_н / p_м V_м^2 \Omega_м \right) = R_м \left(p_н V_н^2 / p_м V_м^2 \right) \frac{1}{m^2},$$

где m - масштаб модели.

При испытании модели в морской воде $\rho_м = \rho_н$. Тогда

$$R_н = R_м \frac{V_н^2}{V_м^2} \cdot \frac{1}{m^2}$$

Причем зависимости между скоростями модели и натурного судна необходимо устанавливать из условия одновременного удовлетворения равенств критериев подобия:

$$Fr_м = Fr_н , \qquad Re_м = Re_н .$$

Выясним возможность выполнения такого условия. Подставив для чисел Фруда и Рейнольдса их выражения (1.5), (1.6), получим

$$\frac{V_м}{\sqrt{gL_м}} = \frac{V_н}{\sqrt{gL_н}} \quad , \quad \text{или} \quad \frac{V_н}{V_м} = \left(\frac{L_н}{L_м} \right)^{1/2} ; \qquad (1.9)$$

$$\frac{V_м L_м}{\nu_м} = \frac{V_н L_н}{\nu_н} \quad , \quad \text{или} \quad \frac{V_н}{V_м} = \frac{L_м}{L_н} \cdot \frac{\nu_н}{\nu_м} ; \qquad (1.10)$$

Из выражений (1.9) и (1.10) получаем условие полного динамического подобия обтекания судна и его модели

$$L_н / L_м = (\nu_н / \nu_м)^{2/3} \qquad (1.11)$$

Так как в настоящее время кроме морской и пресной воды, кинематические вязкости которых практически одинаковы, невозможно найти какую-либо иную жидкость, удобную в обращении, не слишком дорогую и в больших количествах, то $\nu_н/\nu_м \approx 1$. Значит, длину модели следует принимать практически равной длине судна.

Следовательно, при одновременном удовлетворении обоих требований, т.е. при полном динамическом подобии, невозможно использование уменьшенных размеров, что составляет главное преимущество модельных испытаний.

Рассмотрим возможность соблюдения подобия отдельно для сил вязкости и сил тяжести.

Для первой группы сил необходимо выполнить условие (1.6), из которого следует

$$V_м = V_н \frac{L_н}{L_м} \cdot \frac{\nu_м}{\nu_н}$$

Как видно, при испытании в воде модель должна двигаться со скоростью, в десятки раз превышающую скорость хода судна, что, с одной стороны, очень трудно выполнить, а с другой - при столь большой скорости меняется вся картина обтекания модели водой.

При действии сил тяжести необходимо выполнить условие (1.5), откуда

$$V_м = V_н \sqrt{L_м / L_н}\,. \qquad (1.12)$$

Это условие выполнить вполне возможно, если предположить, что полное (буксировочное) сопротивление состоит лишь из двух частей, первая из которых обусловлена действием только касательных к обшивке корпуса сил, а вторая - нормальных к ней сил давления, т.е. согласно уравнениям (1.2), (1.3).

Такую гипотезу о разделении сопротивления движению на сопротивление трения и остаточное, действующих независимо друг от друга, предложил еще в XIX столетии английский инженер Вильям Фруд.

Реализация гипотезы предполагает определение сопротивления трения экспериментально-расчетным путем, т.е. с использованием тех или иных формул.

Таким образом, Фруд нашел путь для решения казавшейся неразрешимой задачи и открыл широкие возможности для организации и проведения модельных экспериментов и последующего пересчета сопротивления движению моделей на натурные суда.

Уточненная в деталях гипотеза Фруда и в настоящее время продолжает оставаться основой для анализа модельных испытаний судов.

1.6. СМОЧЕННАЯ ПОВЕРХНОСТЬ КОРПУСА СУДНА И ЕЕ ПЛОЩАДЬ

По определению - это поверхность наружной обшивки в подводной части корпуса.

Формулы для расчета сопротивления движению показывают (см., например, (1.8), что оно изменяется прямо пропорционально смоченной поверхности Ω. Поэтому точность расчета ее площади предопределяет правильность получения численного значения силы сопротивления.

Так как аналитическое представление формы судовой поверхности в целом или в виде уравнений ее ординат связано с огромными трудностями, то при практических расчетах величины П используются различного рода приближенные зависимости.

Достаточно точно площадь смоченной поверхности так **называемого голого корпуса**, т.е. без учета таких выступающих частей, как кронштейны и выкружки гребных валов, рулей, скуловых килей и пр., определяется по теоретическому чертежу, построенному при равноотстоящих теоретических шпангоутах, с использованием формулы трапеций

$$\Omega = 2\frac{L}{n}\sum_{i=0}^{n}\left[l_i - (l_0 - l_n)/2\right], \qquad (1.13)$$

где L - расчетная длина судна; n = 20 - число теоретических шпангоутов; l_i - полудлина спрямленного теоретического шпангоута.

На начальных стадиях проектирования или при выполнении различного рода оценочных расчетов ходкости, т.е. когда теоретический чертеж неизвес-

тен или отсутствует, для расчета площади смоченной поверхности используются различного рода приближенные формулы.

К настоящему времени разработано и предложено свыше двух десятков таких формул. Причем наибольшее их количество имеет двучленный вид. Чаще других используются:

- формула В.А. Семеки, пригодная для среднескоростных транспортных судов с большими значениями коэффициента полноты

$$\Omega = Ld\left[2 + 1.37(C_B - 0.274)\frac{B}{d}\right]; \qquad (1.14)$$

- формула Мумфорда с коэффициентами С.П. Мурагина, наиболее пригодная для быстроходных судов

$$\Omega = Ld\left(1{,}36 + 1{,}13C_B\frac{B}{d}\right) \qquad (1.15)$$

- формула, рекомендованная Вагенингенским опытовым бассейном для транспортных судов

$$\Omega = \nabla^{1/3}\left(3{,}4 \cdot \nabla^{1/3} + 0{,}5L\right); \qquad (1.16)$$

- формула В.А. Ерошина, рекомендуемая для промысловых судов

$$\Omega = Ld\left(1 + 0{,}5\frac{B}{d}\right)\left(0{,}55 + 1{,}52C_B\right) \qquad (1.17)$$

- формула Денни-Мумфорда, пригодная для рыбодобывающих судов всех типов

$$\Omega = Ld\left(1{,}45 + 1{,}12C_B\frac{B}{d}\right) \qquad (1.18)$$

Перечисленные формулы обеспечивают точность расчета величины площади в пределах отклонений не более 2...4 % от значений, определяемых по теоретическому чертежу.

К значениям площади, вычисленным по приведенным выше формулам (1.13—1.18) ,необходимо добавить площадь выступающих частей в виде поправки, увеличивающей полученные значения на 1,5...7 % в зависимости от их конструкции и размеров.

1.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ

Расчет сопротивления трения возможен двумя путями.

Первый путь заключается в теоретическом расчете касательных напряжений на основе закона распределения скоростей и давлений в пограничном

слое и последующем интегрировании их по всей смоченной поверхности корпуса судна. Но это сделать очень сложно и трудно и для практических расчетов неприемлемо.

Второй путь состоит в расчете безразмерного коэффициента трения ζ_f, входящего в частную формулу сопротивления трения R_f.

Согласно зависимости (1.8)

$$\zeta_f = \frac{R_f}{0{,}5\rho V^2 \Omega}$$

Сложность определения этого коэффициента состоит в том, что касательные и нормальные напряжения, возникающие на поверхности наружной обшивки корпуса в процессе движения судна, действуют одновременно.

Для исключения нормальных напряжений английский корабельный инженер Вильям Фруд в 1871 г. предложил определять сопротивление трения и, следовательно, коэффициент трения путем буксировки погруженных под свободную поверхность воды длинных **тонких** досок, у которых из-за их малой толщины практически исключаются силы давления и остаются только силы трения (рис. 1.9).

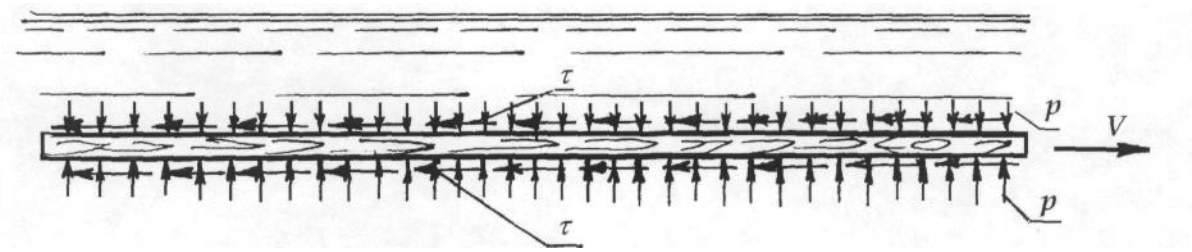


Рис. 1.9. Схема буксировки тонкой доски

Позже, на основе опытов Фруда по буксировке досок было введено понятие об ***эквивалентной тонкой плоской, технически гладкой пластине***.

Считается, что такая пластина имеет длину, равную длине судна по действующую грузовую ватерлинию; смоченную поверхность, одинаковую со смоченной поверхностью корпуса судна; и скорость буксировки которой равна скорости хода судна.

Термин ***технически гладкая*** означает, что степень шероховатости поверхности доски такая, что практически ее дальнейшее сглаживание уже не оказывает влияния на изменение сопротивления движению.

На основе многочисленных экспериментов и теоретических исследований движения жидкости в пограничном слое, выполненных в разных странах такими известными учеными, как Карман, Прандтль, Рейнольде, Шёнхерр, Геберс и др., были установлены общие закономерности изменения коэффициента трения ζ_{f0} технически гладких пластин в турбулентном режиме обтекания их водой функцией от чисел Рейнольдса.

Обобщенные интерполяционные формулы, чаще других используемые в судостроении РФ и называемые ***эстраполяторами трения***, имеют следу-

ющий вид:

$\zeta_{a0}=0{,}455/(\lg Re)^{2.58}$ - формула Прандтля-Шлихтинга; (1-19)

$\zeta_{a0}= 0.075 /(\lg Re- 2)^2$ - Мадридская формула. (1.20)

Вторая формула, рекомендованная Восьмой международной конференцией опытовых бассейнов 1958 г. в Мадриде, в последнее время становится все более предпочтительной.

Решения зависимостей (1.19), (1.20) приводятся в справочной литературе чаще всего в графической форме. На рис. 1.10 приведены графики изменения $\zeta_{a0}= f(Re)$ построенные по результатам вычислений согласно формуле (1.19).

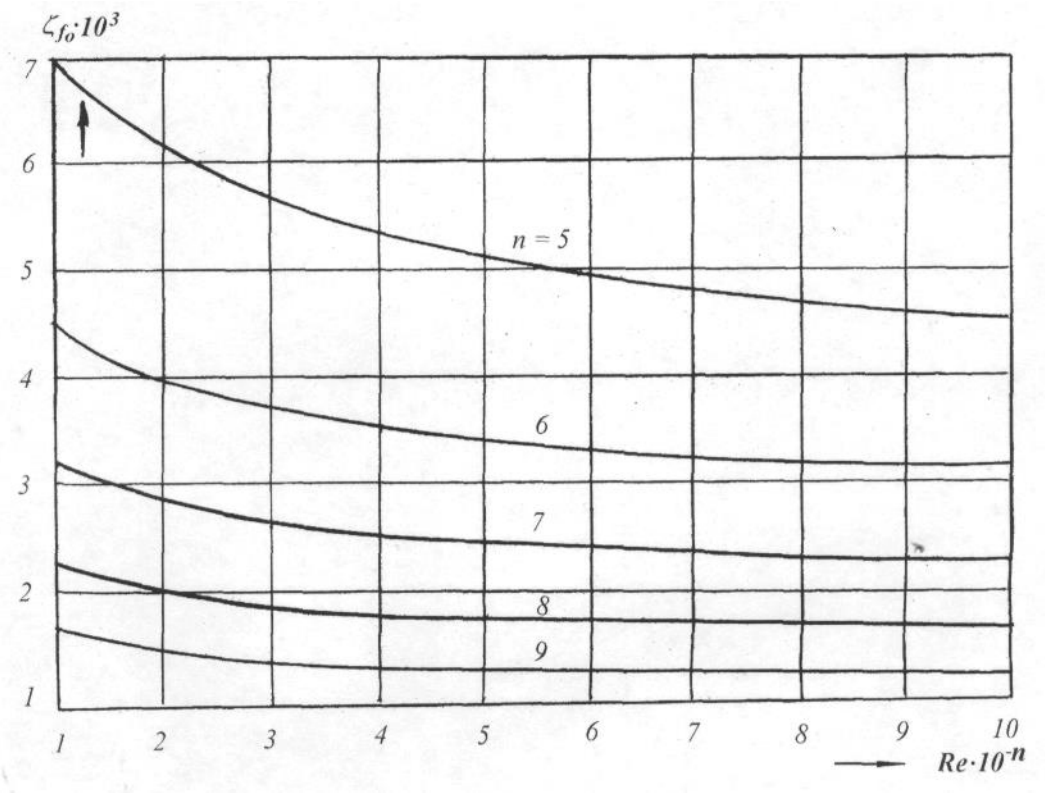


Рис. 1.10. Коэффициенты сопротивления трения технически гладких пластин

Замена корпуса судна эквивалентной ему пластиной не учитывает, во-первых, кривизны судовой поверхности и, во-вторых, существенного отличия степени шероховатости поверхности обшивки корпуса в подводной его части от принятого состояния поверхности технически гладкой пластины.

Криволинейность судовых обводов приводит к тому, что расстояние, проходимое частицами воды от носа до кормы, оказывается больше соответствующего расстояния для эквивалентной пластины. Кроме того, криволинейность создает продольный и поперечный перепад скоростей обтекающего потока на внешней границе пограничного слоя. Оба эти факторы приводят к изменению местных сил трения, которое оценивается с помощью так называемого ***коэффициента влияния кривизны на трение*** К.

Его численные значения, как показывают экспериментальные данные ис-

пытания моделей судов в опытовых бассейнах, изменяются в пределах K= 1,02... 1,08 при вариации относительного удлинения судов в диапазоне L/B = 10...6.

Шероховатость корпуса любого морского судна, несмотря на покрытие выравнивающего грунтового слоя и окраску его подводной части четырьмя слоями антикоррозийной краски и двумя слоями противообрастающей эмали, увеличивается еще в период достройки на плаву. Установлено, что каждые сутки стоянки на достройке сопротивление трения увеличивается на 0,25 %, а в период эксплуатации процессы коррозии и обрастания корпуса продолжают развиваться, и если судно не ставить в док для очистки и возобновления покраски подводной поверхности, то потеря скорости хода может достигать 25.. .30 % от построечной.

Отличие шероховатости смоченной поверхности судна от шероховатости технически гладкой пластины в практических схемах расчета сопротивления учитывается путем введения специальной добавки - ***корреляционного коэффициента*** $\zeta_п$, именуемого условно ***надбавкой на шероховатость наружной обшивки***. В отечественной практике средние значения такой надбавки принимаются для ***свежеокрашенного*** корпуса $\zeta_п{*}10^3$:

- для пассажирских судов - 0,2.. .0,4;
- для сухогрузных транспортных судов - 0,3.. .0,5;
- для крупных танкеров и балккэриеров — 0,1.. .0,2;
- для рыбодобывающих судов - 0,3.. .0,6.

Таким образом, с учетом кривизны судовых обводов и надбавки на шероховатость сопротивление трения судна любых размеров и любого типа определяется по формуле

$$R_f=(\zeta_{f10*}K + \zeta_п)\rho V^2\Omega/2. \qquad (1.21)$$

1.8. ПОНЯТИЕ ОБ ОПЫТОВЫХ БАССЕЙНАХ И МОДЕЛЯХ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ В НИХ

В п. 1.5 установлено, что все практические схемы и способы определения сопротивления движению судов базируются на экспериментах с их моделями в опытовых бассейнах.

Опытовые (или испытательные) бассейны по методу работы в них подразделяются на два типа:

- гравитационные;
- динамометрические.

Основное их различие - в способе приведения модели в движение. В первом случае - при помощи груза, связанного с моделью нитью и опускающегося под действием силы тяжести. Во втором случае модель ведется принудительно специальным устройством.

Кроме того, в динамометрических бассейнах задается скорость модели, а ее сопротивление измеряется. В гравитационных же наоборот, сопротивление задается весом груза, а скорость измеряется.

Бассейны представляют собой бетонированные каналы с водой, устроенные внутри специальных лабораторий (рис. 1.11). При этом гравитационные бассейны имеют длину до 50 м, ширину до 6 м и глубину до 3,5 м, а динамометрические - соответственно до 1200 м, 16 м и 8 м.

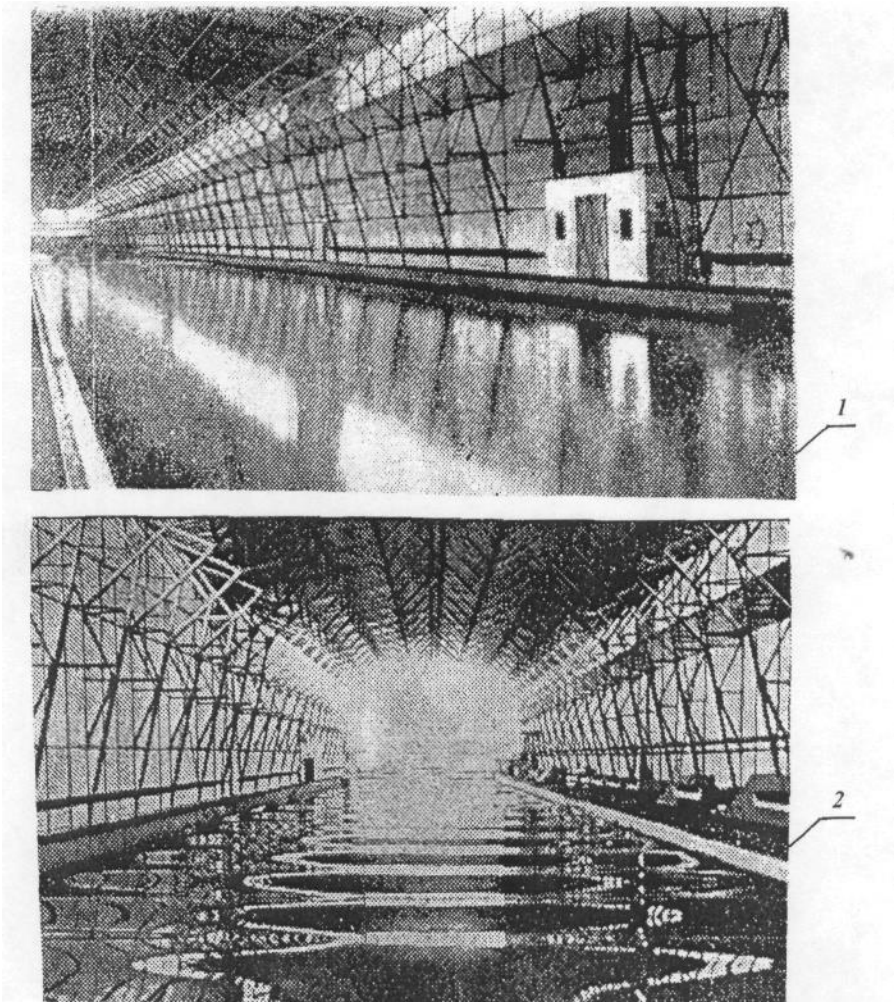


Рис. 1.11. Внутренний вид бассейна динамометрического типа:
1-е невозмущенной поверхностью воды; 2-е поверхностью,
покрытой искусственно созданными волнами

Оборудование бассейна состоит из средств создания и поддержания поступательного движения модели вдоль канала и необходимой измерительно-регистрирующей аппаратуры.

Способ буксировки модели определяется длиной бассейна. Так, в бассейнах длиной примерно от 100 м до 1200 м используется самоходная буксировочная тележка с жестко прикрепленной к ней моделью, которая движется по рельсам, проложенным вдоль бортов бассейна, со скоростью до 15 м/с и приводится в движение с помощью электродвигателя (рис. 1.12).

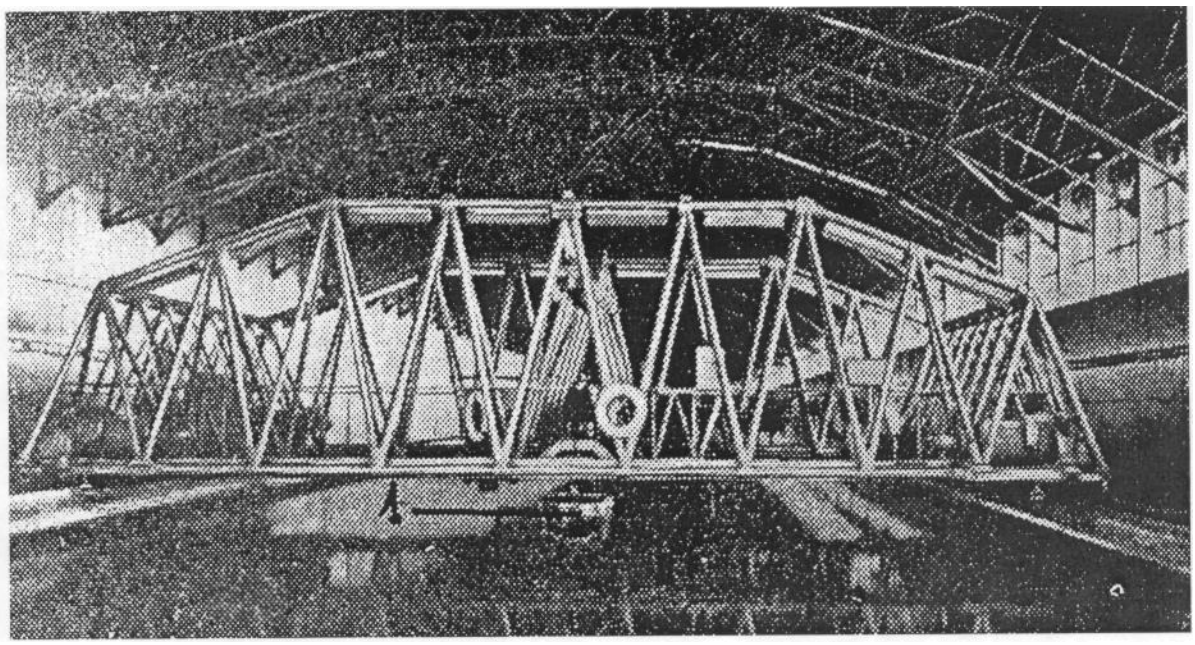


Рис. 1.12. Буксировочная тележка большого бассейна:
1 - модель

На тележке смонтирована вся измерительно-регистрирующая аппаратура, а также находится бригада экспериментаторов.

Сопротивление движению модели при пробегах с разными скоростями совместно с тележкой определяется динамометром. Наиболее распространенной является его конструкция, основанная на принципе рычажных весов, позволяющая измерять сопротивление движению модели с точностью до 0,05...0,10 Н (рис. 1.13).

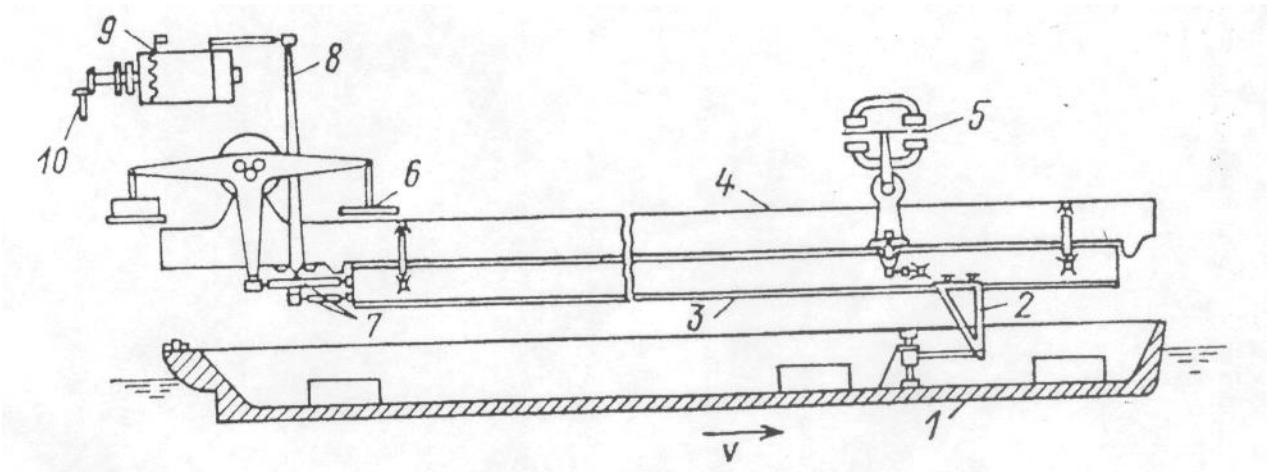


Рис. 1.13. Схема рычажного динамометра:
1 - модель; 2 - буксировочный угольник; 3 - плавающая балка, связанная с нижним рычагом динамометра; 4 - рама динамометра; 5 - электромагнитный демпфер; 6 - чашка рычажных весов; 7 - гибкие звенья; 8 - плечо самописца сопротивления; 9 - отметка времени на барабане; 10 - привод к ведущему колесу тележки

Процесс регистрации и обработки данных испытаний обычно автоматизирован. Для этой цели на буксировочной тележке устанавливается специализированная ЭВМ, позволяющая не только получать измеряемые величины, но и сразу осуществлять их пересчет на натурное судно.

Необходимо отметить, что в настоящее время опытовым бассейном называется не только сама установка с каналом, но и название учреждения, которому принадлежит бассейн. Оно, как правило, располагает целым комплексом экспериментальных средств, позволяющих проводить исследования не только сопротивления движению надводных водоизмещающих судов, но и подводных лодок, судов на подводных крыльях, воздушной подушке, а также работы судовых движителей как в свободной воде, так и в присутствии корпуса судна, качки судов, их движения на волнении, в узких проходах и судоходных каналах.

Помимо рассмотренных испытательных бассейнов, в которых моделируется прямое движение судна, перемещающегося в ***неподвижной жидкости***, в мировой практике широко применяется принцип моделирования при обращенном движении, т.е. обтекании потоком жидкости ***неподвижной модели***. Он используется в гидроканалах и гидролотках, аэродинамических и кавитационных трубах.

Испытания в гидролотках и каналах дают возможность производить наблюдения и измерения на неподвижной модели в течение неограниченного промежутка времени, а также воздействовать на модель в процессе эксперимента и менять его условия. Кроме того, при таких испытаниях нет необходимости делать перерывы для успокоения поверхности воды.

В кавитационных трубах исследуется влияние кавитации на сопротивление движению, а также другие гидродинамические характеристики. При этом соблюдается условие сохранения постоянства относительного воздухосодержания в воде трубы и натурного объекта.

В конструкции замкнутых аэродинамических и кавитационных труб имеется много общего.

Модели по своим размерам для испытаний в любом опытовом бассейне изготавливаются исходя из соблюдения ряда определенных требований. Наиболее существенные из них:

- размеры модели должны обеспечивать наибольшую требуемую скорость испытания, согласованную с механически осуществимой в бассейне;
- должно быть обеспечено геометрическое подобие границ водоемов, в которых движется натурное судно и его модель, т.е. должно быть исключено искажающее влияние границ бассейна;
- должно быть обеспечено турбулентное течение воды в пограничном слое модели в процессе ее испытания.

Первые два требования, ограничивающие наибольшие размеры модели, выполняются сравнительно легко, особенно тогда, когда испытания проводятся в больших бассейнах.

Обычно так называемая стандартная модель имеет длину 6 м (21 фут) для испытаний на тихой воде и 3.. .4 м при движении на волнении.

Единственным путем выполнения третьего требования является искусственная турбулизация пограничного слоя. Она осуществляется установкой по периметру одного из носовых шпангоутов модели проволоки диаметром 1 ...2 мм.

В качестве материала для изготовления моделей широко используется парафин с примесью натурального воска. Такой состав был предложен еще в 1900 г. в Петербургском опытовом бассейне и до настоящего времени широко используется в практике работы бассейнов всего мира. Он обеспечивает весьма легкую обработку наружной поверхности и доведение ее до высокой степени гладкости, а также позволяет получить модель, приемлемую по ее массе.

Технологический процесс изготовления включает в себя подготовку деревянного каркаса-скельтона (рис. 1.14), который оклеивается плотной материей или толстой бумагой и устанавливается на горизонтальном столе. Далее по наружной поверхности каркаса строится деревянная литейная форма. В изготовленную таким образом форму заливается расплавленная парафиново-восковая смесь.

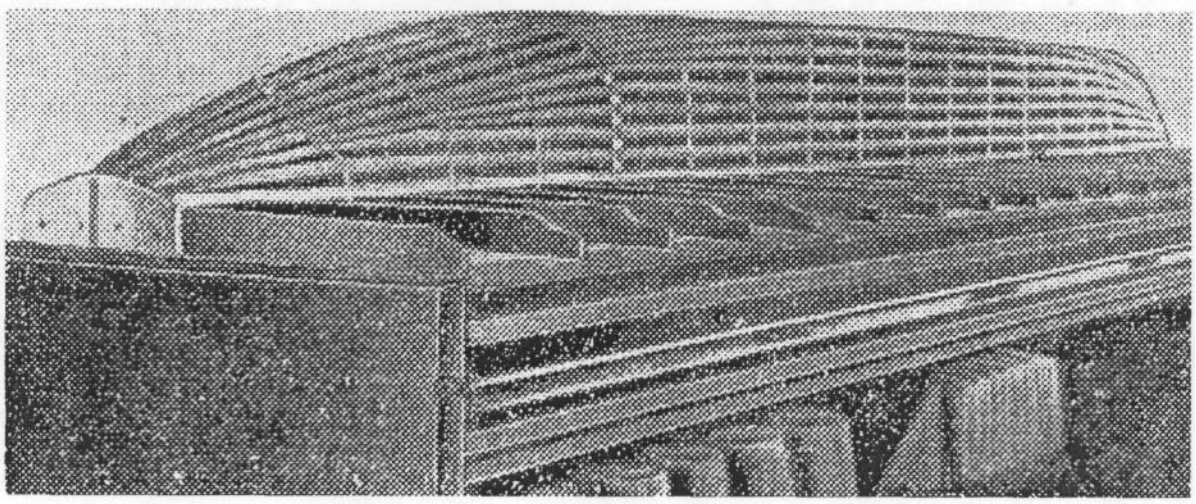


Рис. 1.14. Деревянный каркас модели

После остывания и освобождения от формы парафиновая болванка поступает в обработку на копировально-фрезерньш станок, где модель формируется в плоскостях ватерлиний.

Последним этапом является ручная обработка по дополнительно изготовленным шаблонам шпангоутов и нанесение грузовой ватерлинии.

Выступающие части в большинстве случаев делают деревянными, покрытыми снаружи парафином.

После изготовления модели определяется ее масса, а грузовая ватерлиния совмещается с поверхностью воды балластными грузами, закрепляемыми внутри модели.

1.9. ПОНЯТИЕ О СИСТЕМАТИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ СЕРИЙ МОДЕЛЕЙ СУДОВ, ИХ ОБРАБОТКЕ И ПРЕДСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Достоверность определения сопротивления движению предполагаемого к постройке судна путем пересчета данных испытаний его модели возможна только лишь после детальной разработки теоретического чертежа.

Но на первоначальных этапах разработки проекта, когда производится оценка ходкости при различных вариантах формы корпуса судна для отбора наиболее близкой к требованиям задания на проектирование, указанный выше способ невозможен.

Поэтому крайне необходимо иметь не слишком громоздкие и достаточно точные приближенные способы определения буксировочного сопротивления, позволяющие решать задачу с помощью небольшого числа элементов и безразмерных коэффициентов, характеризующих форму подводной части корпуса.

Но сложность очертаний и разнообразие форм обводов судов разных типов и назначений не позволяет создать единый универсальный способ, пригодный для определения сопротивления ***любого*** судна и обеспечивающий достаточную для практических целей точность.

Наибольшую достоверность позволяют получить способы, разработанные на основе так называемых ***систематических испытаний серий моделей*** судов, выполненных при полном соответствии режимов обтекания водой модели и натурного судна.

Указанное понятие означает, что испытаниям подвергается группа моделей, которые отличаются друг от друга только лишь одним, планомерно от модели к модели меняющимся параметром, коэффициентом полноты или отношением главных размерений, в то время как все остальные элементы остаются неизменными.

При разработке и изготовлении серий моделей выделяются несколько основных элементов, влияние которых на сопротивление движению наиболее существенно. Таких, например, как коэффициент общей полноты $C_в$, отношения главных размерений L/B, B/d, форма обводов носовой оконечности. Влияние же остальных полагается незначительным и они не учитываются, как, например, коэффициент полноты мидель-шпангоута β радиус закругления скулы, подъем днища к бортам и др.

Испытания каждой модели из подготовленной к испытаниям серии производятся примерно в такой последовательности:

1. Задается ряд значений скорости буксировки из условия равенства чисел Фруда $Fr_M = Fr_H$ модели и натурного судна, откуда

$$V_м = V_н \cdot \sqrt{L_м / L_н}\,.$$

2. При каждом пробеге модели в бассейне производятся замеры ее скорости $V_м$ и полного сопротивления движению R_M.

3. Подсчитываются коэффициенты сопротивления модели

$$\zeta_м = R_м / 0{,}5 \rho_м V^2_м \Omega_м .$$

4. Подсчитываются числа Рейнольдса для модели

$$Re_М = V_М L_М / \nu_М .$$

5. По формулам (1.19) или (1.20) находятся коэффициенты трения эквивалентной технически гладкой плоской пластины

$$\zeta_{fo} = f(Re_М).$$

6. Определяются коэффициенты остаточного сопротивления для модели

$$\zeta_{гм} = \zeta_м - \zeta_{fOM} ,$$

которые из-за подобия сил гравитации, т.е. при $Fr_м = Fr_н$, равны $\zeta_{гн}$ натурного судна $\zeta_{гм} = \zeta_{гн}$.

Полученные результаты буксировочных испытаний моделей представляются в виде диаграмм зависимостей типа

$$\zeta_r = f(C_B; Fr),$$

$$\zeta_r = f(L/B; Fr)$$

и им подобных.

Интенсивное развитие индустрии судостроения и судоходства во второй половине XX столетия побудило многие развитые страны к постройке крупных опытовых бассейнов и проведению в них систематических испытаний серий моделей судов самых разных типов и назначений.

В СССР в период с 1955 г. по 1982 г. выполнены испытания серий моделей судов следующих типов [1], [12]:

1) универсальные одновинтовые сухогрузные суда, среднетоннажные танкеры и рудовозы, 1955-1958 гг.;

2) двухвинтовые пассажирские и грузопассажирские суда, 1962 г.;

3) крупнотоннажные танкеры и рудовозы с большими коэффициентами общей полноты, 1969 г.;

4) быстроходные и среднескоростные сухогрузные, контейнерные и трейлерные суда, 1972 г.;

5) среднетоннажные и малые рыбопромысловые суда, 1972-1975 гг.;

6) двухзальные большегрузные суда внутреннего и смешанного плавания, 1982г.

1.10. ПРАКТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ И СХЕМЫ РАСЧЕТА БУКСИРОВОЧНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ И БУКСИРОВОЧНОЙ МОЩНОСТИ СУДОВ РАЗНЫХ ТИПОВ

Для определения сопротивления воды движению судна, не прибегая к проведению испытаний его модели, существует три группы методов:

- непосредственный расчет буксировочного сопротивления или буксировочной мощности;

- пересчет буксировочной мощности по данным прототипа;

- расчет остаточного сопротивления по диаграммам и графикам, построенным по результатам буксировочных испытаний систематических серий мо-

делей.

Для первичной оценки необходимой мощности главного двигателя широкое применение находит формула адмиралтейских коэффициентов

$$Ne=V^3_{s*}\Delta^{2/3}/C_e, \quad (1.22)$$

а также формула профессора В.В. Давыдова

$$Ne=V_s{}^{3,25}{}_*\Delta^{0,5}/C_1, \quad (1.23)$$

где V_s - скорость судна, уз; Δ - водоизмещение судна, т; C_e и C_1 - безразмерные коэффициенты.

Формула адмиралтейских коэффициентов используется также для определения буксировочной мощности по прототипу. При этом предполагается, что коэффициенты C_e, пропульсивные коэффициенты η и числа Фруда Fr судна-прототипа и проектируемого судна равны. С учетом этого замечания буксировочная мощность для проектируемого судна будет равна

$$N_\delta = N_{\delta np}\left(\frac{V_s}{V_{snn}}\right)^3 \cdot \left(\frac{\Delta}{\Delta_{np}}\right)^{2/3} \quad (1.24)$$

Если в этой формуле заменить скорость прототипа из условия равенства чисел Фруда, то

$$V_{snn} = V_s \cdot \sqrt{L_{np}/L}$$

а с учетом того, что для геометрически подобных судов

$(L/L_{np})^3=\Delta/\Delta_{np}$, то формулу (1.24) можно преобразовать к виду

$$N_\delta=N_{\delta np}(\Delta/\Delta_{np})^{7/6}. \quad (1.25)$$

При расчете буксировочного сопротивления с использованием метода раздельного определения остаточного сопротивления общая формула для вычислений имеет вид

$$R = R_f + R_r = Q,5\rho V^2\Omega(\zeta_{fQ *}K + \zeta_п)+ 0,5\rho V^2\Omega\zeta_г =$$

$$= 0,5\rho V^2\Omega(\zeta_{fo*}K + \zeta_п+\zeta_г). \quad (1.26)$$

Коэффициенты ζ_{f0}; K; $\zeta_п$ определяются однотипно для всех типов и размеров судов. Определение же коэффициента остаточного сопротивления $\zeta_г$ производится отдельно для каждой группы схожих между собой типов судов.

При правильном выборе способа расчета, основанного на приближенном определении остаточного сопротивления, удается достичь наибольшей возможной точности.

1.10.1. Расчет сопротивления движению и буксировочной мощности быстроходных транспортных судов (универсальных сухогрузных, контейнерных, трейлерных и лихтеровозов)

Эти суда имеют низкие значения коэффициентов общей полноты водоизмещения ($C_в$ = 0,55...0,65) и большие значения отношений главных размерений (L/B = 6,0...7,5); (B/d == 2...5).

Возрастание скорости хода до V_s = 25 уз и более сопровождается повышенным волнообразованием и развитием неблагоприятной интерференции (наложения поперечных корабельных волн носовой и кормовой групп), что приводит к резкому возрастанию волнового сопротивления, которое становится доминирующим в общем балансе сопротивления движению и, следовательно, основным из составляющих при поиске путей воздействия с целью уменьшения полного, т.е. буксировочного сопротивления.

Практически нейтрализация волнового сопротивления осуществляется применением специальных интерферирующих бульбообразных наделок, устраиваемых в подводной части носовой оконечности судна. Выбор их формы, размеров и места расположения на корпусе по осадке производится эмпирическим или, в лучшем случае, полуэмпирическим путем при обязательном сочетании с плавным заострением носовых ветвей грузовой ватерлинии (рис. 1.15).

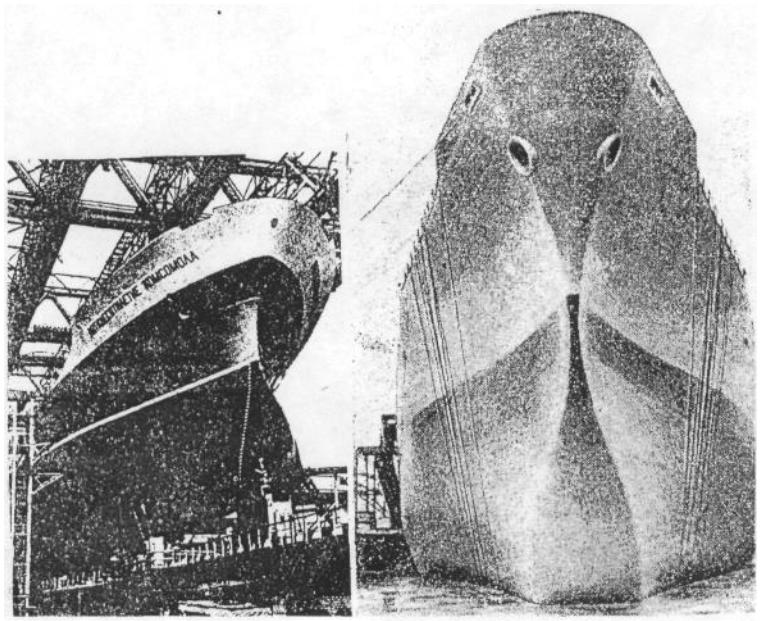


Рис. 1.15. Бульбовая форма носа

Следует отметить, что при относительно больших размерах бульба в сочетании с малой полнотой корпуса судна трудно обеспечить одинаковую эффективность нейтрализаторов при ходе в грузу и в балласте.

Обводы кормовой оконечности современных быстроходных судов обычно завершаются транцем. Необходимость применения таких кормовых образований обусловлена тем, что на транцах крепятся конструкции, с помощью которых выполняются специфические для этих судов операции, такие, как прием и выгрузка колесной техники, лихтеров, барж и пр.

На ходу корма погружается в воду из-за появления значительного ходового дифферента, интенсивного волнообразования. При этом омываемая водой площадь транца заметно возрастает. Поскольку обтекание его острых сочленений с бортами сопровождается фиксированным отрывом пограничного слоя и интенсивным вихреобразованием, то резко возрастает сопротивление формы. Следовательно, для его уменьшения должно уделяться особое внимание выбору размеров, формы и расположению транца по высоте.

В настоящее время пока еще отсутствуют достаточно полные данные, позволяющие наиболее оптимально решить эту задачу для каждого конкретно взятого судна.

При выполнении практического расчета сопротивления движению скоростных судов по материалам серийных испытаний их моделей, обводы которых приведены на рис. 1.16, коэффициент остаточного сопротивления определяется по формуле

$$\zeta r = \zeta r_0(C_B;F_r)*K_{L/B} - K_{B/d}, \qquad (1.27)$$

где ζ_{r0} - $f(C_B;F_r)$ - базовый коэффициент остаточного сопротивления, снимаемый с графиков рис. 1.17 или [2J в зависимости от формы носовой оконечности рассматриваемого судна;

$K_{L/B} = \frac{\zeta_r(для заданного L/B)}{\zeta_r(для L/B = 5{,}64)}$ - коэффициент влияния несоответствия заданного L/B и стандартного L/B = 5,64, определяемый по графикам рис. 1.18, 1.19;

$K_{B/d}$ = f(B/d;Fr) - коэффициент, учитывающий несоответствие рассматриваемого B/d от стандартного B/d = 3,5 и определяемый по графику рис. 1.20.

Обычно результаты расчета представляются в виде кривых $R = f(V_s)$ и $N_\delta = f(V_s)$. Для этого расчет ведется в табличной форме (табл. 1.1), задавая несколько значений скорости хода судна (обычно пять) в пределах 0,8... 1,2 от заданной или ожидаемой.

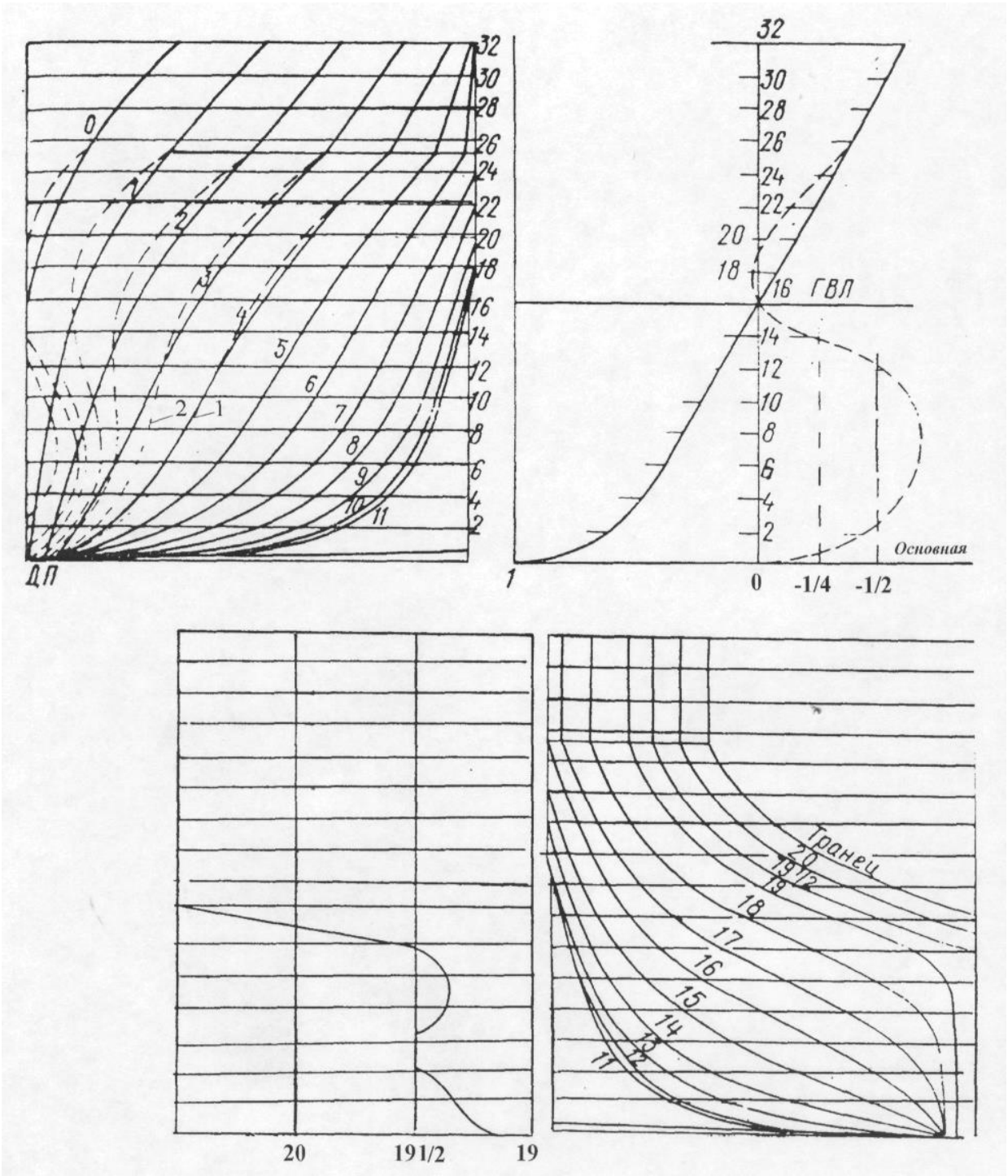


Рис. 1.16. Теоретический корпус, фор- и ахтерштевень серии моделей быстроходных судов: 1 - V-образный вариант носовой оконечности; 2 - бульбообразный вариант носовой оконечности

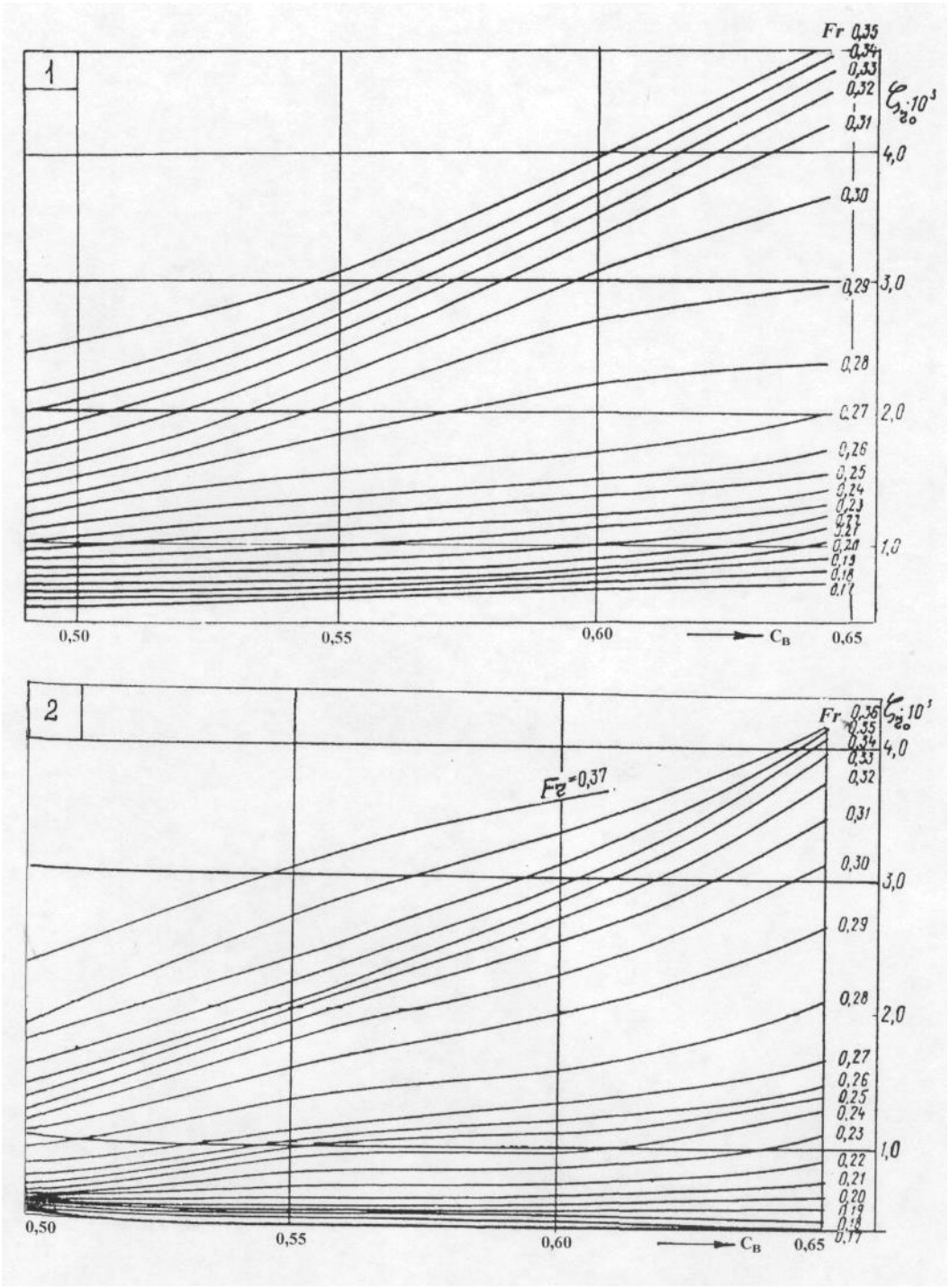


Рис. 1.17. Зависимость коэффициента ζ_{r0} - f(C_B;Fr)

1 - для судов с V-образной носовой оконечностью; 2 - для судов с бульбообразной носовой оконечностью

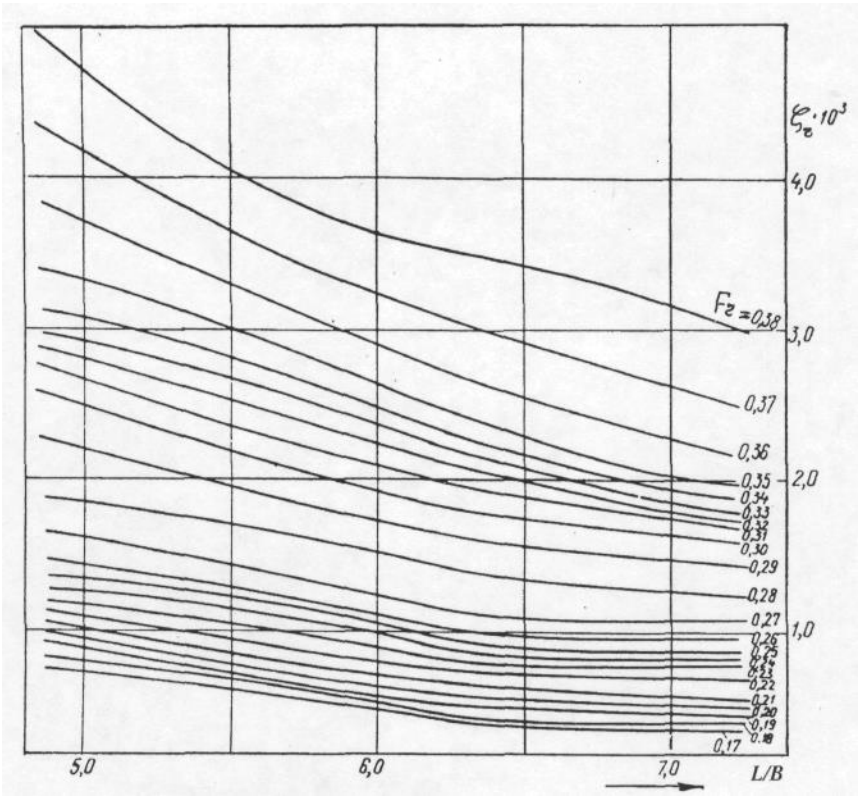


Рис. 1.18. Зависимость коэффициента $\zeta_{r0} = f(L/B;Fr)$ для судов с V-образной носовой оконечностью

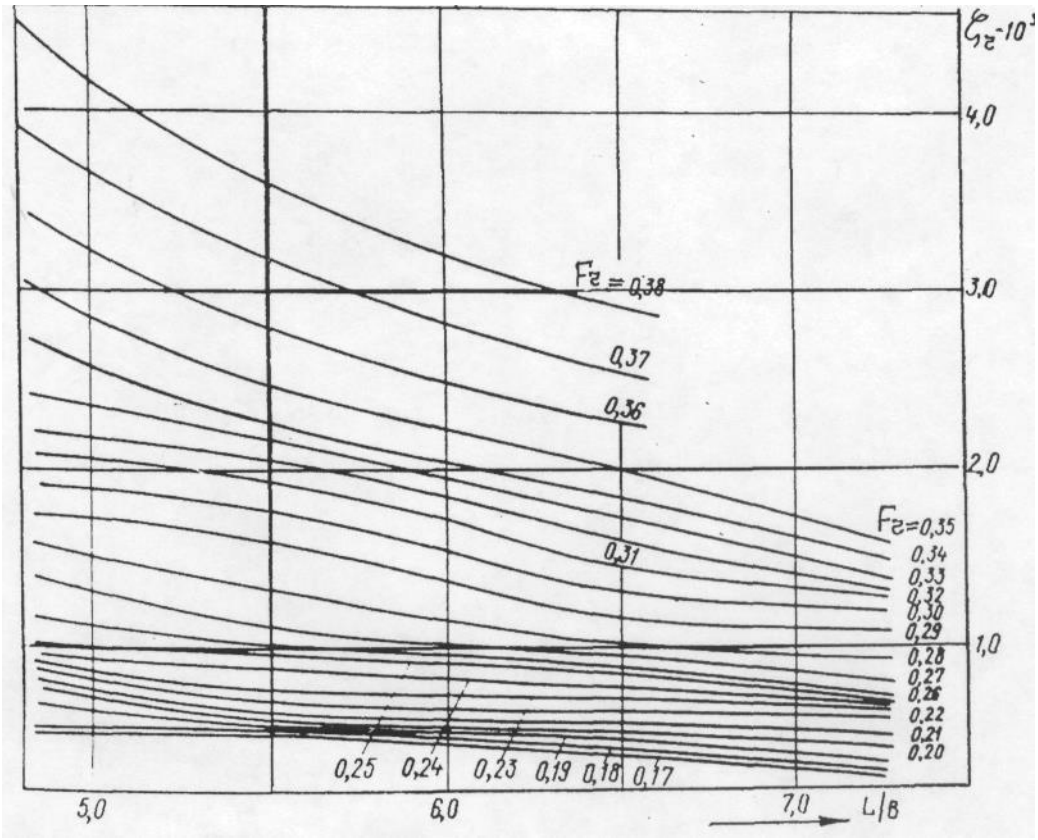


Рис. 1.19. Зависимость коэффициента $\zeta_{r0} = f(L/B;Fr)$ для судов с бульбообразной носовой оконечностью

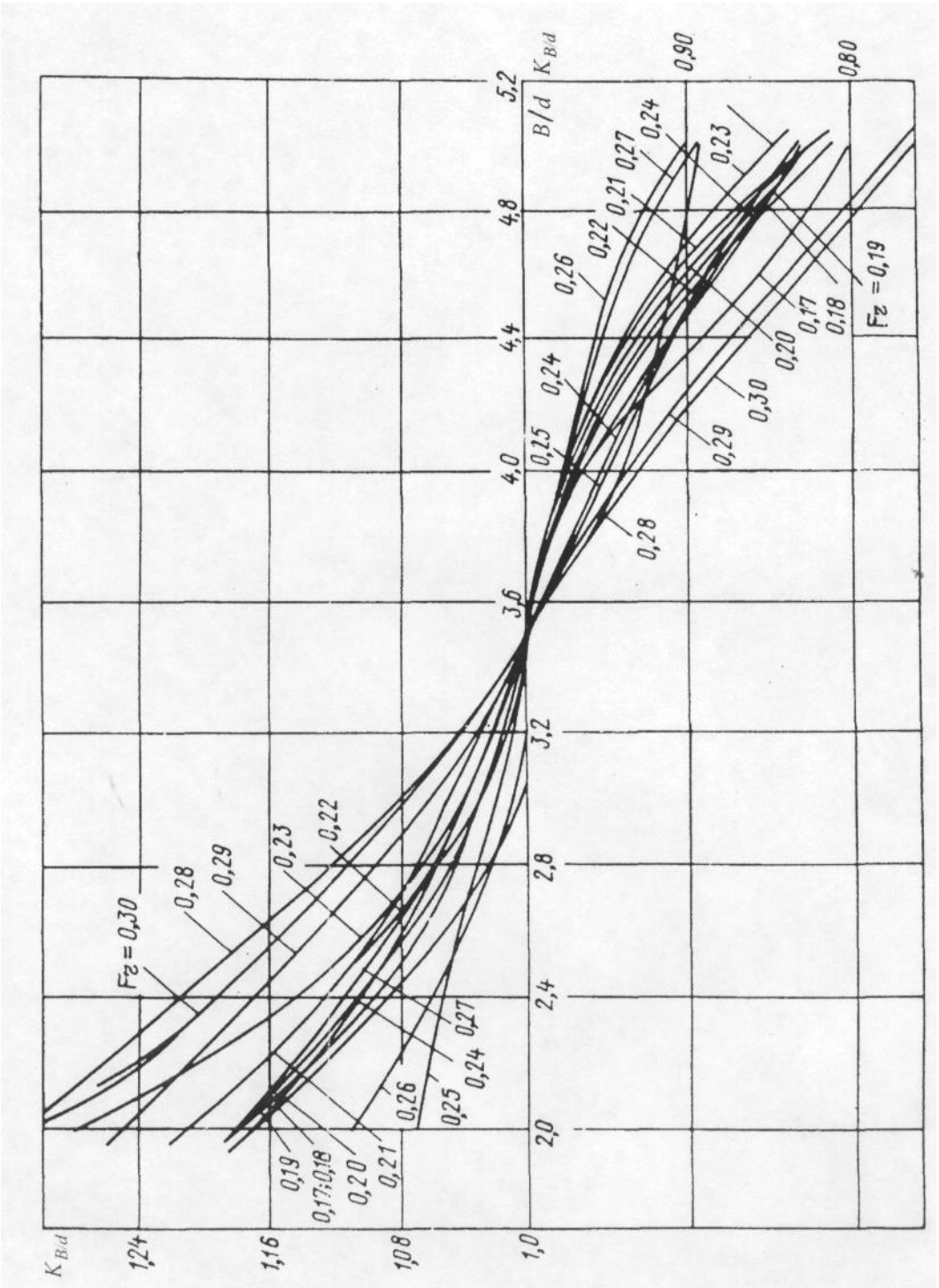


Рис. 1.20. Зависимость коэффициента влияния $K_{B/d}$= f(B/d;Fr)

Таблица 1.1

Расчет буксировочного сопротивления и буксировочной мощности быстроходных транспортных судов

Постоянные и исходные величины					
ρ=1 ,025 т/м^3 g=9,81 м/с^2 V=1,61$*$10^{-6} м2/с К = $\zeta_п*10^3$ } см. п. 1.7.		L= м B= м d= м Δ= т		L/B= B/d= $C_в = \Delta/ \rho*L*d$ Ω = м^2 (см. п. 1.6.)	
№ п/п	Расчетные величины	Обозначения и формулы	Единицы измерения	Числовые значения	Примечание
1	Скорость хода	V_{Si}	уз	$V_{S1}…V_{S5}$	Задаемся
2	Скорость хода	V_i=0,514$*$ V_{Si}	м/с		
3	Квадрат скорости	V^2_i	м^2/с^2		
4	Число Фруда	$Fr = V_i / \sqrt{gL}$	-		
5	Базовый коэффициент остаточного сопротивления	ζ_{r0}=f(C_B;Fr)$*10^3$	-		
6	Коэффициент влияния L/B	$K_{L/B} = \frac{\zeta_r(для зад. L/B)}{\zeta_r(для L/B = 5{,}64)}$	-		По кривым рис. 1.18, 1.19
7	Коэффициент влияния B/d	$K_{B/d}$=f(B/d;Fr)	-		По кривым рис. 1.20
8	Коэффициент остаточного сопротивления	$\zeta_{r*}10^3$=[5]$*$ [6]$*$ [7]	-		
9	Число Рейнольдса	Re=V_iL/v	-		
10	Коэффициент трения гладкой пластины	$\zeta_{f0*}10^3$=f(Re)	-		По кривым рис. 1.10
11	Коэффициент буксировочного сопротивления	$\zeta*10^3$=[8]+ [10]$*$ K+$\zeta_п*10^3$	-		
12	Буксировочное сопротивление	R=0,5$*\rho*\Omega*$ [11]$*$ [3]$*$ 10^3	кН		
13	Буксировочная мощность	N_δ=[12]$*$ [2]	кВт		

1.10.2. Расчет сопротивления движению и буксировочной мощности одновинтовых транспортных судов с умеренной полнотой обводов корпуса (универсальные сухогрузные, среднетоннажные танкеры и рудовозы, лесовозы, обрабатывающие и приемно-транспортные суда

флота рыбной промышленности)

Форма обводов корпуса серий моделей таких судов приведена на рис. 1.21 чертежами корпуса, штевней, носовыми U (а) и V-образными (б) шпангоутами и крейсерской кормой.

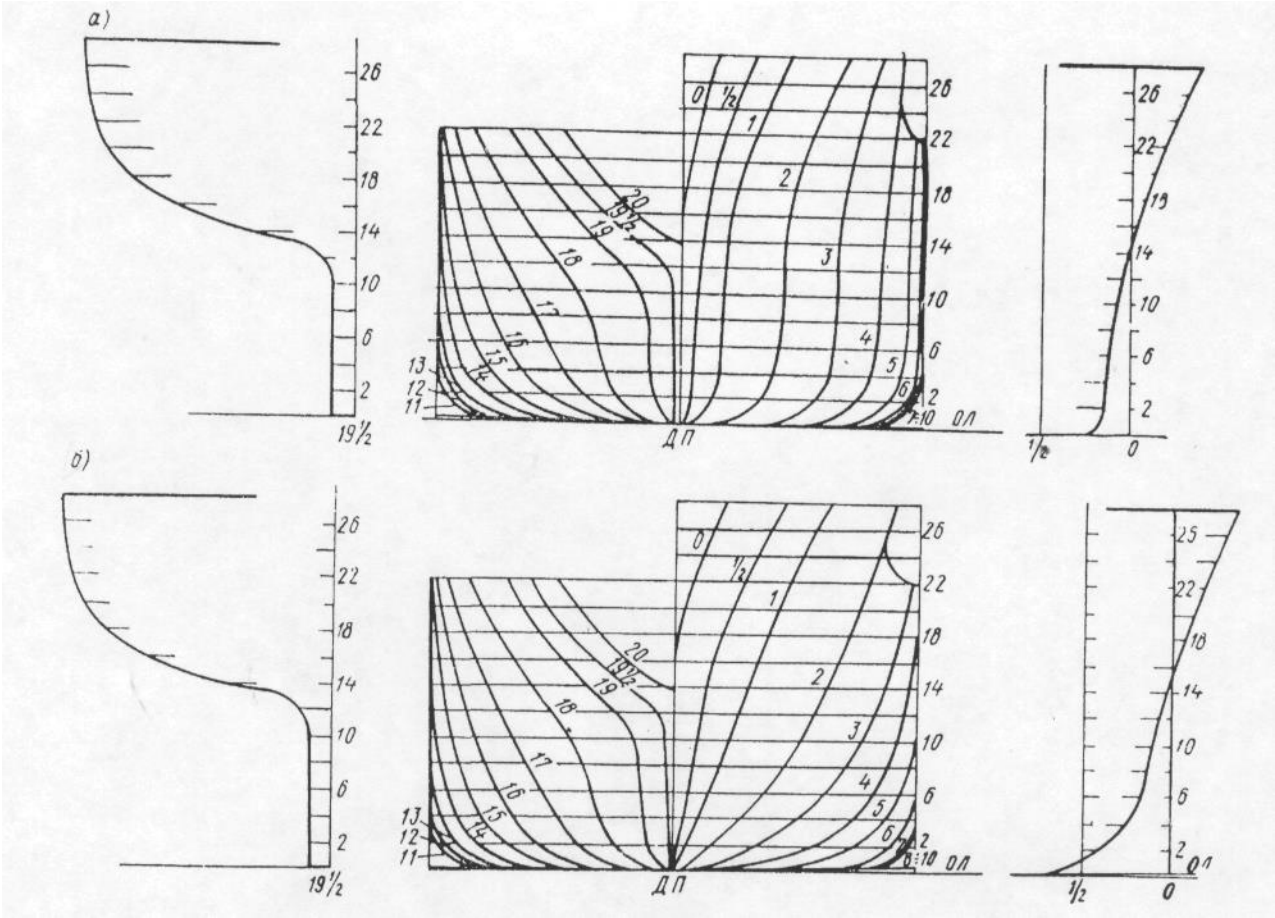


Рис. 1.21. Обводы морского судна с умеренной полнотой корпуса

При выполнении практического расчета буксировочного сопротивления по результатам систематических испытаний этих серий моделей коэффициент остаточного сопротивления определяется по формуле

$$\zeta_r = \zeta_{r0}(C_B; Fr) \cdot K_{\psi} \cdot K_{B/d} \cdot a_{B/d} \cdot K_{\overline{X}C} \qquad (1.28)$$

Диаграммы и графики, по которым находятся численные значения сомножителей этого произведения, приведены ниже на рис. 1.22... 1.27 и заимствованы из [12].

Базовый коэффициент остаточного сопротивления $\zeta_{r0}=f(C_B;Fr)$ снимается с кривых рис. 1.22.

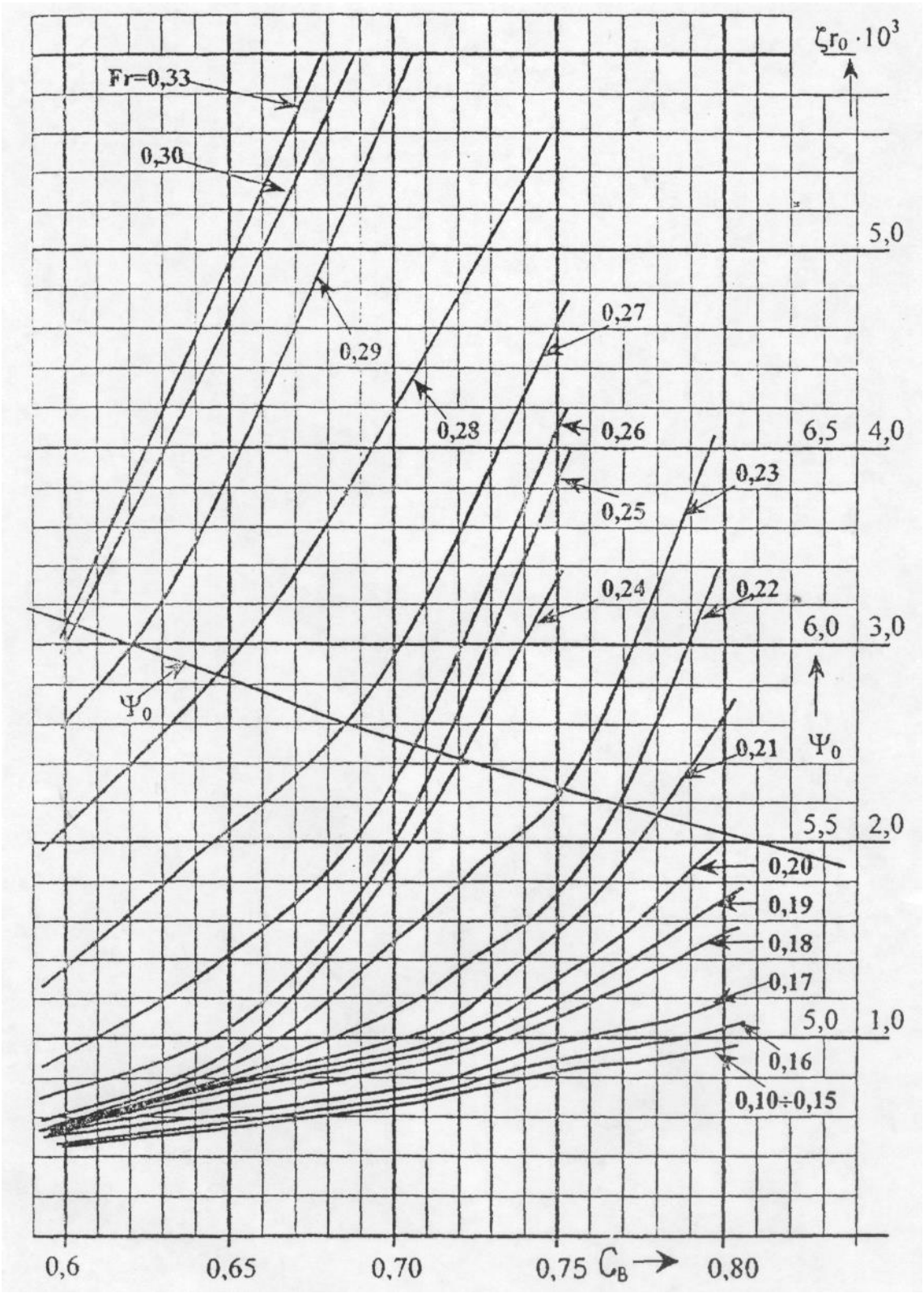


Рис. 1.22. Кривые зависимости $\zeta_{r0}=f(C_B;Fr)$ и стандартных значений относительной длины $\psi_0=f(C_B)$

Коэффициент $K_\psi=a_\psi/a_{\psi 0}$ (рис. 1.23) вычисляется как отношение значений $a_\psi=f(\psi;Fr)$ для относительной длины $\psi = L/\sqrt[3]{\Delta/p}$ рассматриваемого судна к $a_{y/0}=f(\psi_0;Fr)$ для так называемой стандартной относительной длины ψ_0,

определяемой по кривой $\psi_0 = f(C_B)$ (см. рис. 1.22).

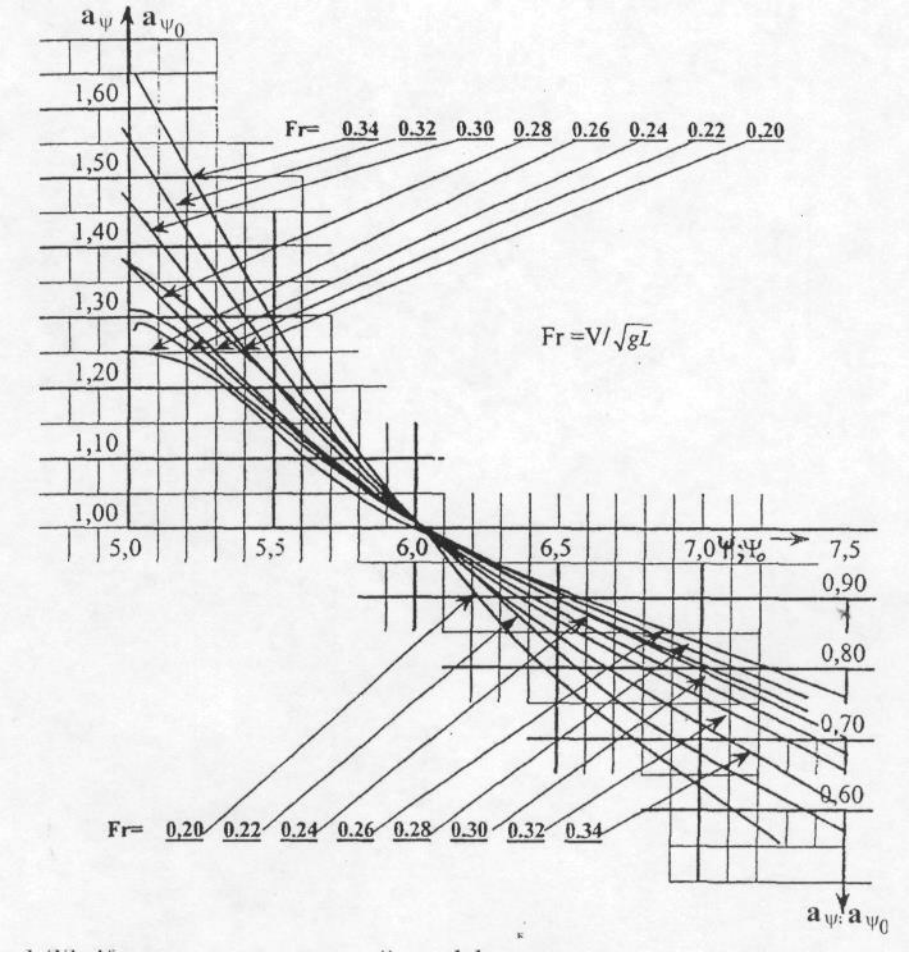


Рис. 1.23. Кривые зависимостей коэффициентов влияния относительной длины $\psi = L/\sqrt[3]{\Delta/p}$ рассматриваемого судна $a_\psi = f(\psi;Fr)$ и стандартной относительной длины $\psi_0 = f(C_B)$ рис. 1.22 - $a_{y/0} = f(\psi_0;Fr)$

Произведение $K_{B/d} - a_{B/d}$ учитывает влияние отличия расчетного значения B/d от принятого в серии испытанных моделей и определяемого по кривым (рис. 1.24).

Коэффициент $K_{\overline{Xc}}$ учитывает влияние относительного значения центра величины $\overline{X}_C = X_C / L$ рассматриваемого судна по сравнению со стандартными $\overline{X}_C = f(Fr)$, приведенными на рис. 1.25... 1.27.

Поскольку обычно расчеты выполняются и оформляются в виде кривых зависимостей $R = f(v_s]$ и $N_\delta = f(V_s]$, то целесообразно все необходимые вычисления выполнить в табличной форме (табл. 1.2) для 4...5 значений скорости хода, что сокращает время и гарантирует от возможных ошибок в процессе производства вычислений.

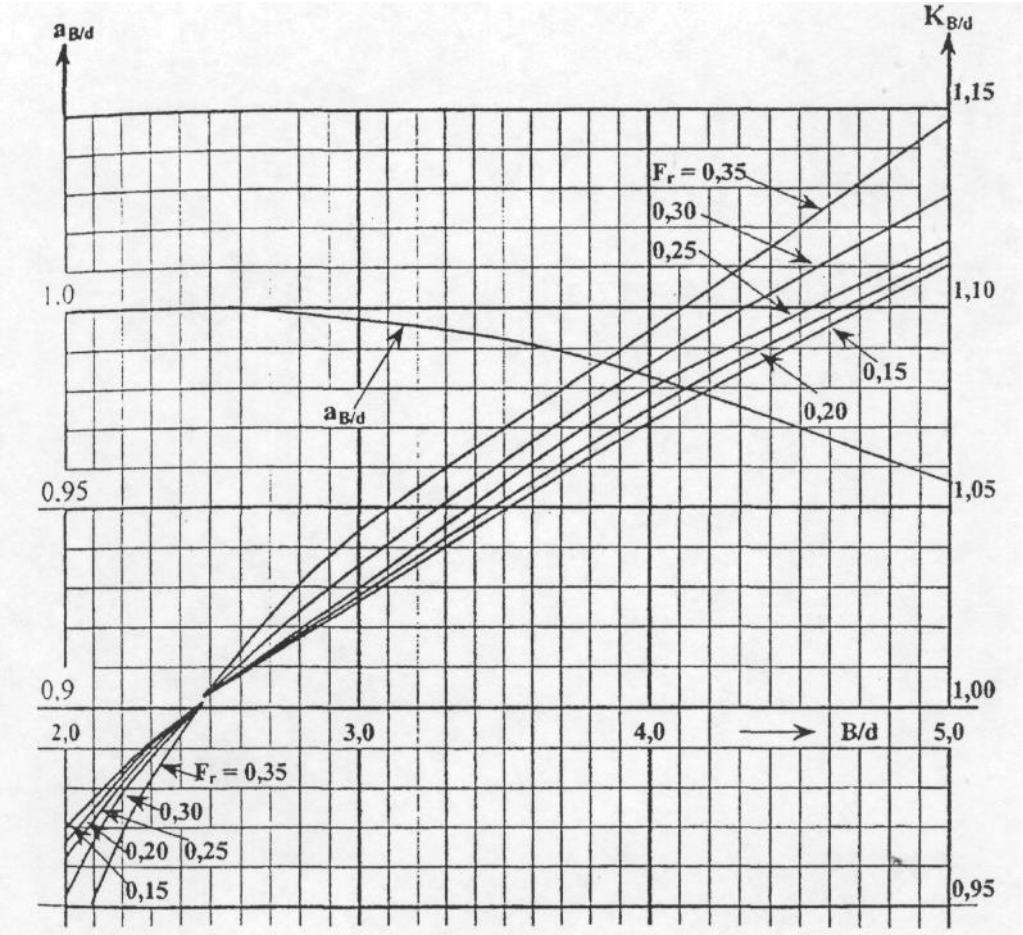


Рис. 1.24. Кривые зависимости коэффициентов влияния $K_{в}/_{d}$ и $a_{в}/_{d}$ от B/d и Fr

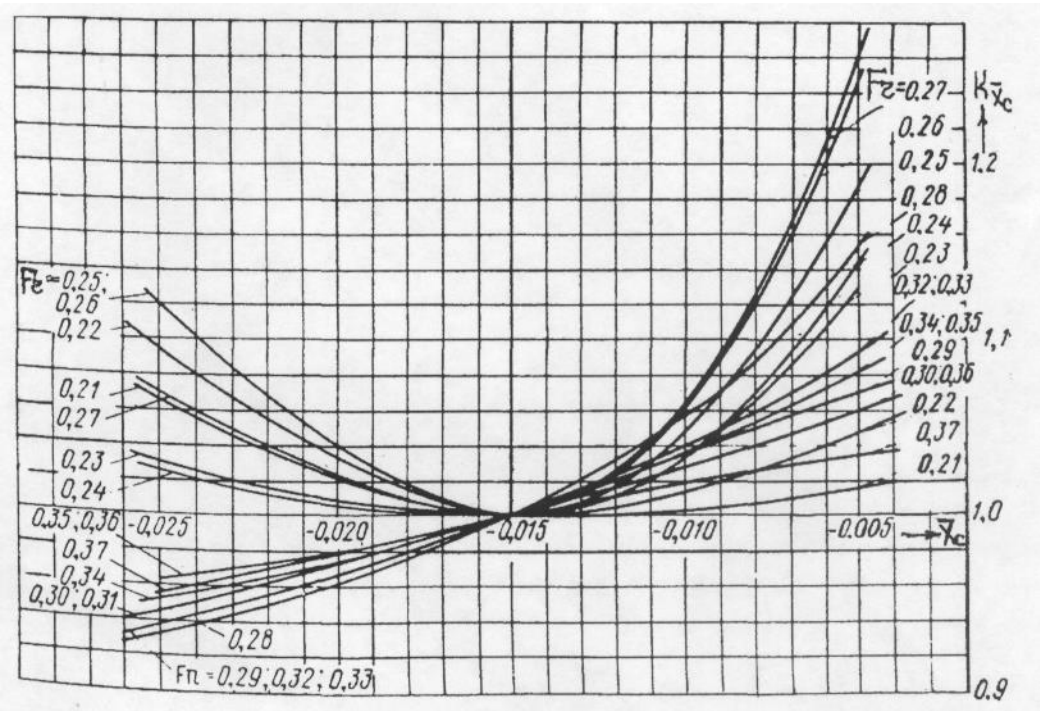


Рис. 1.25. Кривые зависимости коэффициента влияния $K_{\overline{Xc}} = f(\overline{X}_C; Fr)$ при Св = 0,60

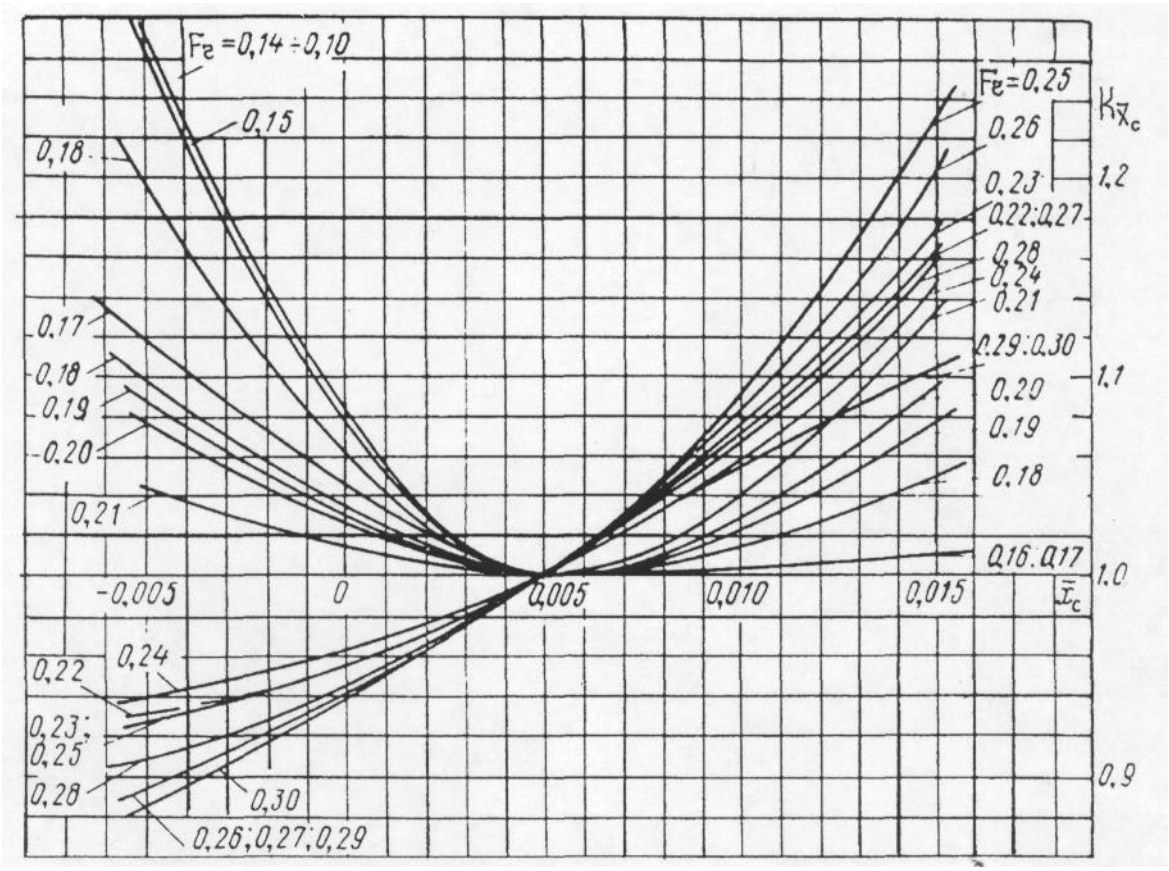


Рис. 1.26. Кривые зависимости коэффициента влияния $K_{\overline{Xc}} = f(\overline{X}_C; Fr)$

при Св = 0,70

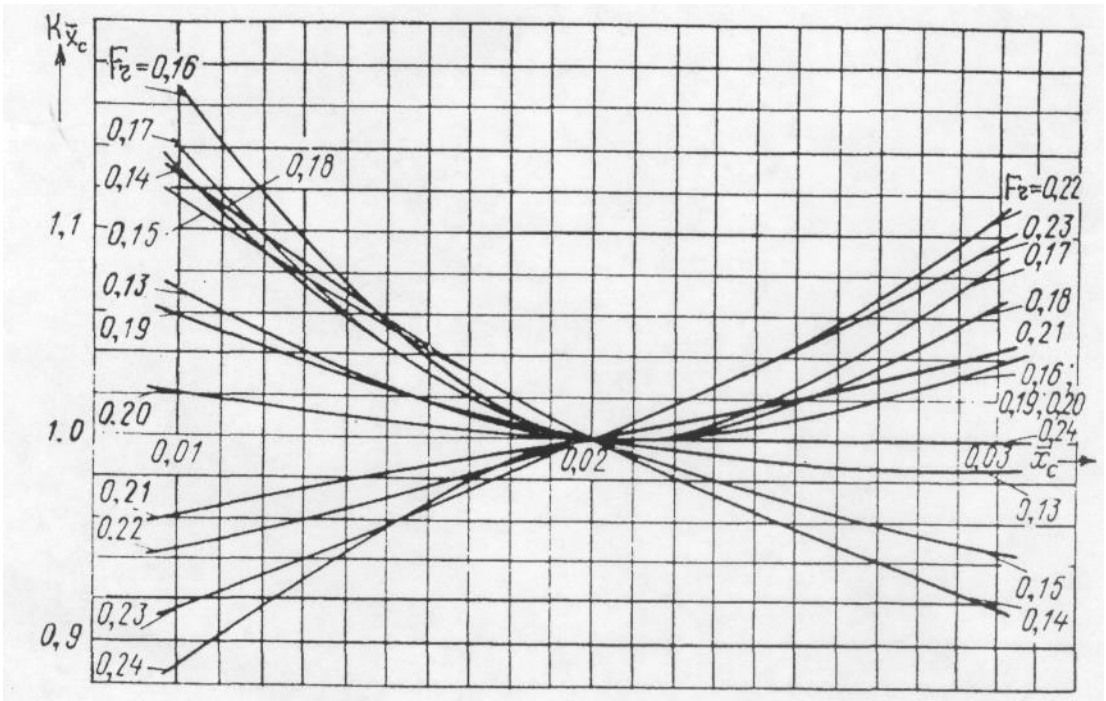


Рис. 1.27. Кривые зависимости коэффициента влияния $K_{\overline{Xc}} = f(\overline{X}_C; Fr)$

при $C_в$ = 0,80

Таблица 1.2

Расчет буксировочного сопротивления и буксировочной мощности одновинтовых транспортных судов с умеренной полнотой обводов

Постоянные и исходные величины		
ρ=1 ,025 т/м^3 g=9,81 м/с^2 V=1,61$*$10^{-6} м2/с К = $\zeta_{п}*10^3$ } см. п. 1.7.	L= м B= м d= м Δ= т Xc= м	L/B= B/d= $C_в = \Delta / \rho * L * d$ $\psi = L / \sqrt[3]{\Delta / \rho}$ $\bar{X}_C = X_C / L$ Ω = м^2 (см. п. 1.6.)

№ п/п	Расчетные величины	Обозначения и формулы	Единицы измерения	Числовые значения	Примечание
1	Скорость хода	V_{Si}	уз	$V_{S1}…V_{S5}$	Задаемся
2	Скорость хода	V_i=0,514$*$ V_{Si}	м/с		
3	Квадрат скорости	V^2_i	м^2/с^2		
4	Число Фруда	$Fr = V_i / \sqrt{gL}$	-		
5	Базовый коэффициент остаточного сопротивления	ζ_{r0}=f(C_B;Fr)$*10^3$	-		
6	Поправочный коэффициент	$K_\psi = a_\psi / a_{\psi 0}$	-		По кривым рис. 1.23
7	Поправка на влияние B/d	$K_{B/d} * a_{B/d}$=f(B/d;Fr)	-		По кривым рис. 1.24
8	Поправка на положение центра величины Xc	$K_{\bar{X}c} = f(\bar{X}_C; Fr)$	-		По кривым рис. 1.25-1.27
9	Коэффициент остаточного сопротивления	$\zeta_к * 10^3$=[5]$*$ [6]$*$[7]$*$ [8]	-		
10	Число Рейнольдса	Re=V_iL/v	-		
11	Коэффициент трения гладкой пластины	$\zeta_{f0} * 10^3$=f(Re)	-		По кривым рис. 1.10
12	Коэффициент буксировочного сопротивления	$\zeta * 10^3$=[8]+ [10]$*$ K+$\zeta_{п} * 10^3$	-		
13	Буксировочное сопротивление	R=0,5$*\rho*\Omega*$ [11]$*$ [3]$*$ 10^3	кН		
14	Буксировочная мощность	N_δ=[12]$*$ [2]	кВт		

1.10.3. Расчет сопротивления движению и буксировочной мощности двухвинтовых пассажирских и грузопассажирских судов

Эти суда, теоретический чертеж корпуса которых для одной из моделей серии приведен на рис. 1.28, характеризуются значительным смещением центра величины Xc в корму от миделя и большими отношениями B/d.

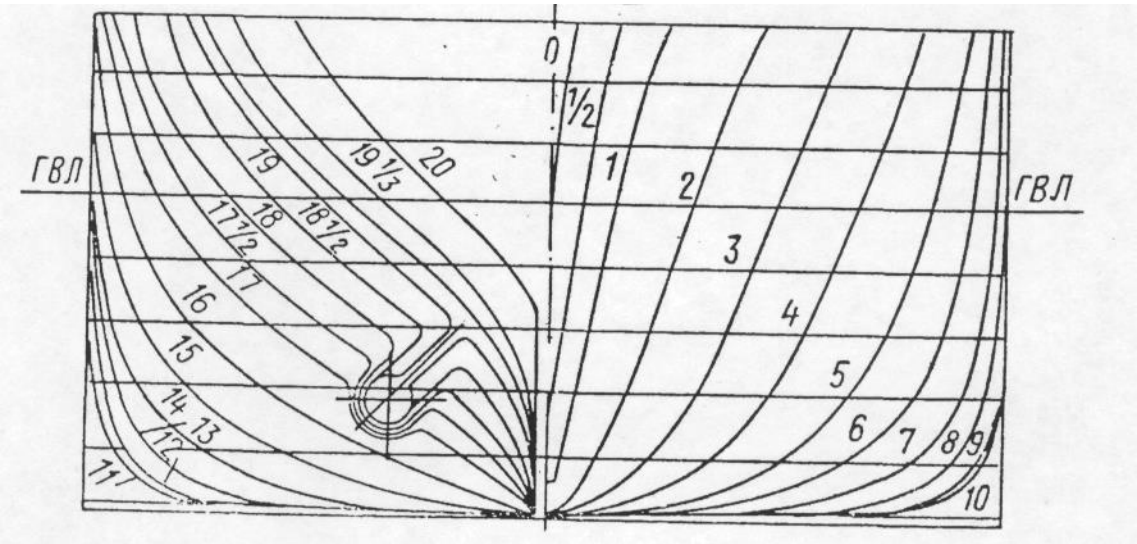


Рис. 1.28. Теоретический чертеж корпуса модели серии двухвинтовых судов (Св = 0,60, Xc/L = -0,02)

Определение коэффициентов остаточного сопротивления судов этого типа производится с использованием зависимости

$$\zeta_r=\zeta_{ro}(C_B;Fr)-K_{L/B}.K_{B/d}, \qquad (1.29)$$

в которой базовый коэффициент остаточного сопротивления

$\zeta_{r0} = f(C_B;Fr)$ определяется по диаграмме рис. 1.29.

Поправка на влияние L/B

$$K_{L/B}=\frac{\zeta_r\,(для L/B заданного судна)}{\zeta_r\,(для L/B=7{,}3)}$$

принимается по кривым рис. 1.30.

Поправка $K_{в/d}$ на влияние B/d $^{=}$f(Fr] снимается с графиков рис. 1.31.

Для выяснения закономерности изменения сопротивления движению и буксировочной мощности при изменении скорости движения судна строятся графики зависимости $R = f(V_s)$ и $N_\delta\ (V_s)$ в реальном диапазоне скоростей хода от 0,8 до 1,2 заданной или ожидаемой с интервалом 1 уз. Необходимые вычисления целесообразно вести в табличной форме, аналогичной табл. 1.3.

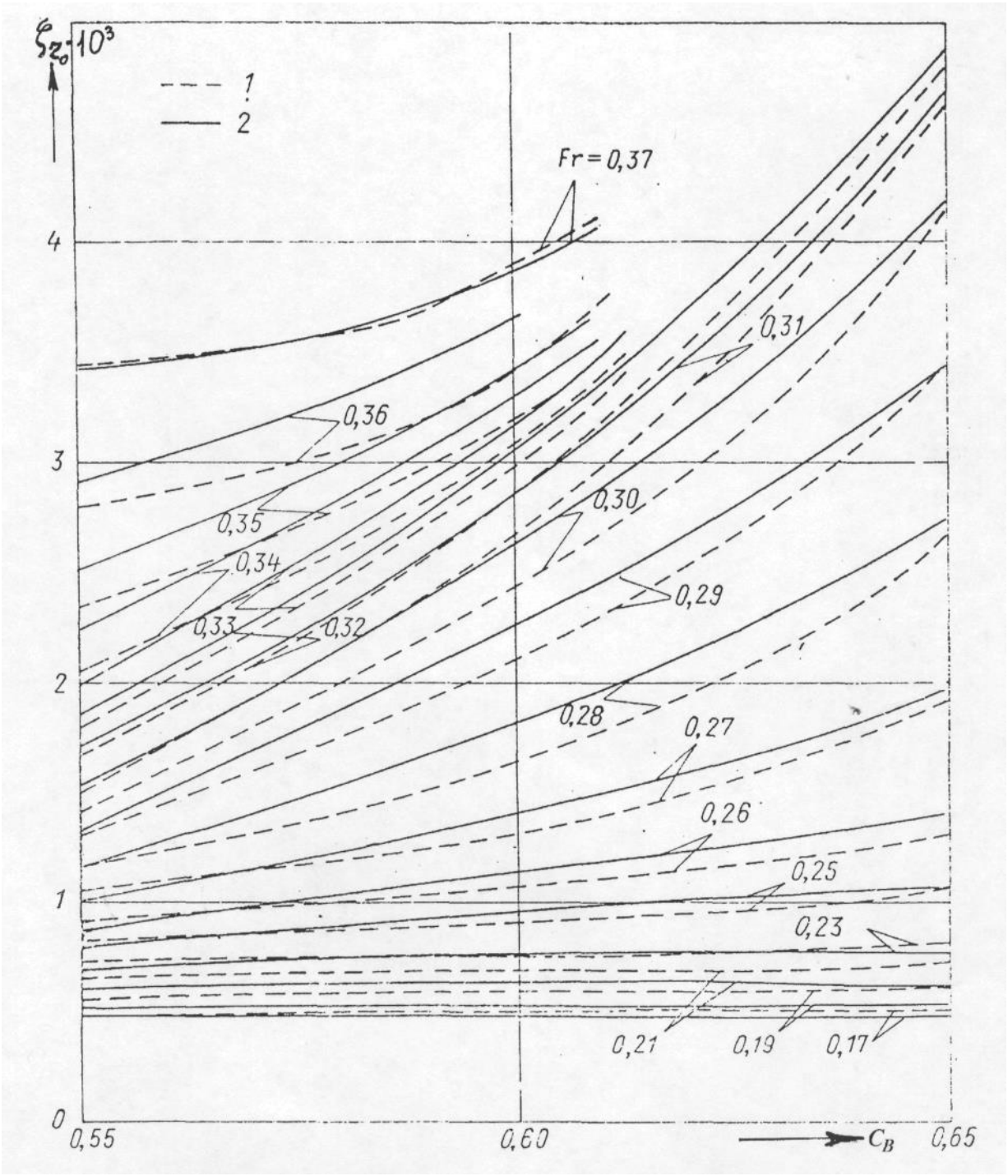


Рис. 1.29. Зависимость коэффициентов остаточного сопротивления $\zeta_{r0} = f(C_B;Fr]$ двухвинтовых судов:

1-Xc/L = -0,03; 2 - Xc/L = - 0,02

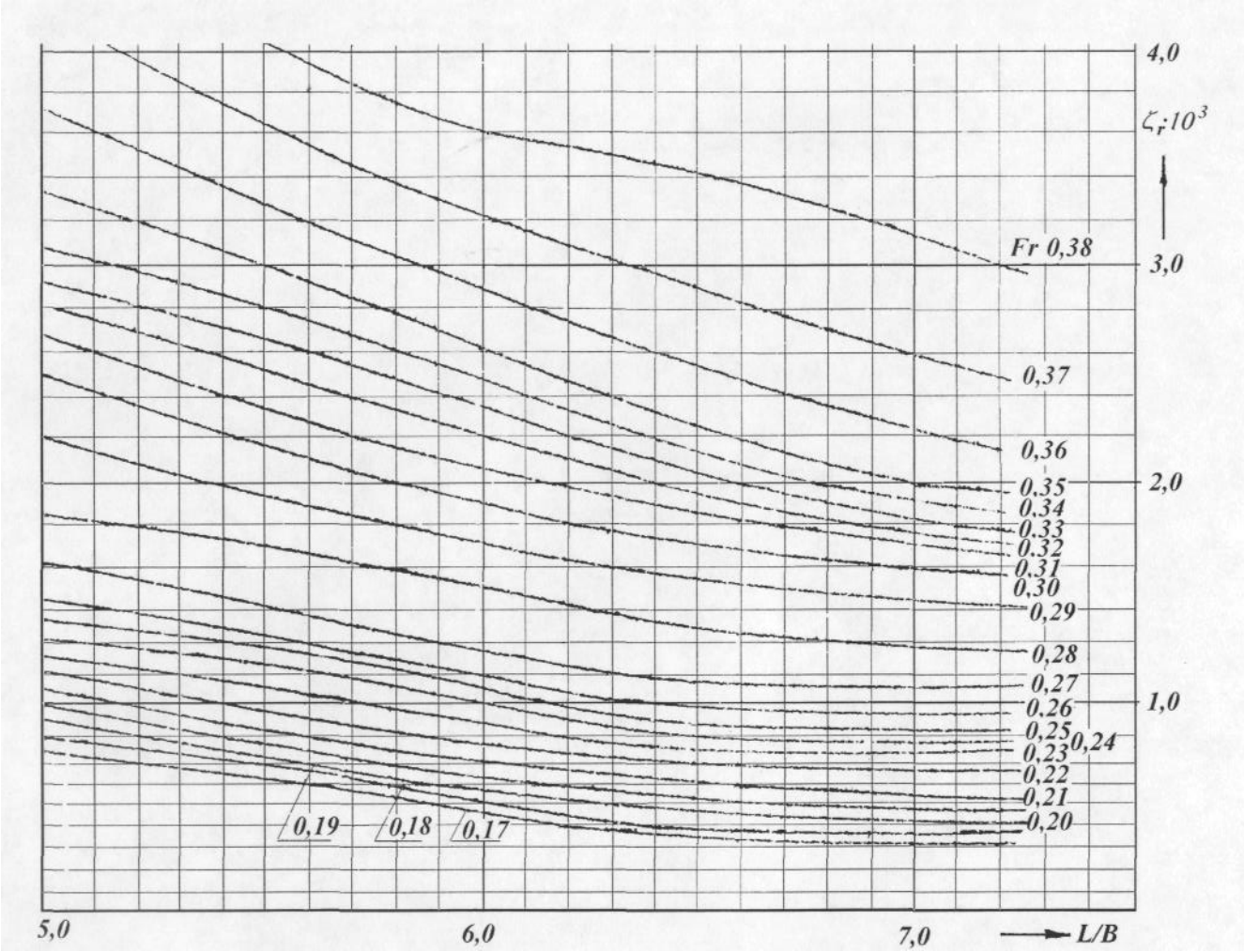


Рис. 1.30. Кривые влияния удлинения двухвинтового судна
L/B= f(Fr) коэффициент остаточного сопростивления

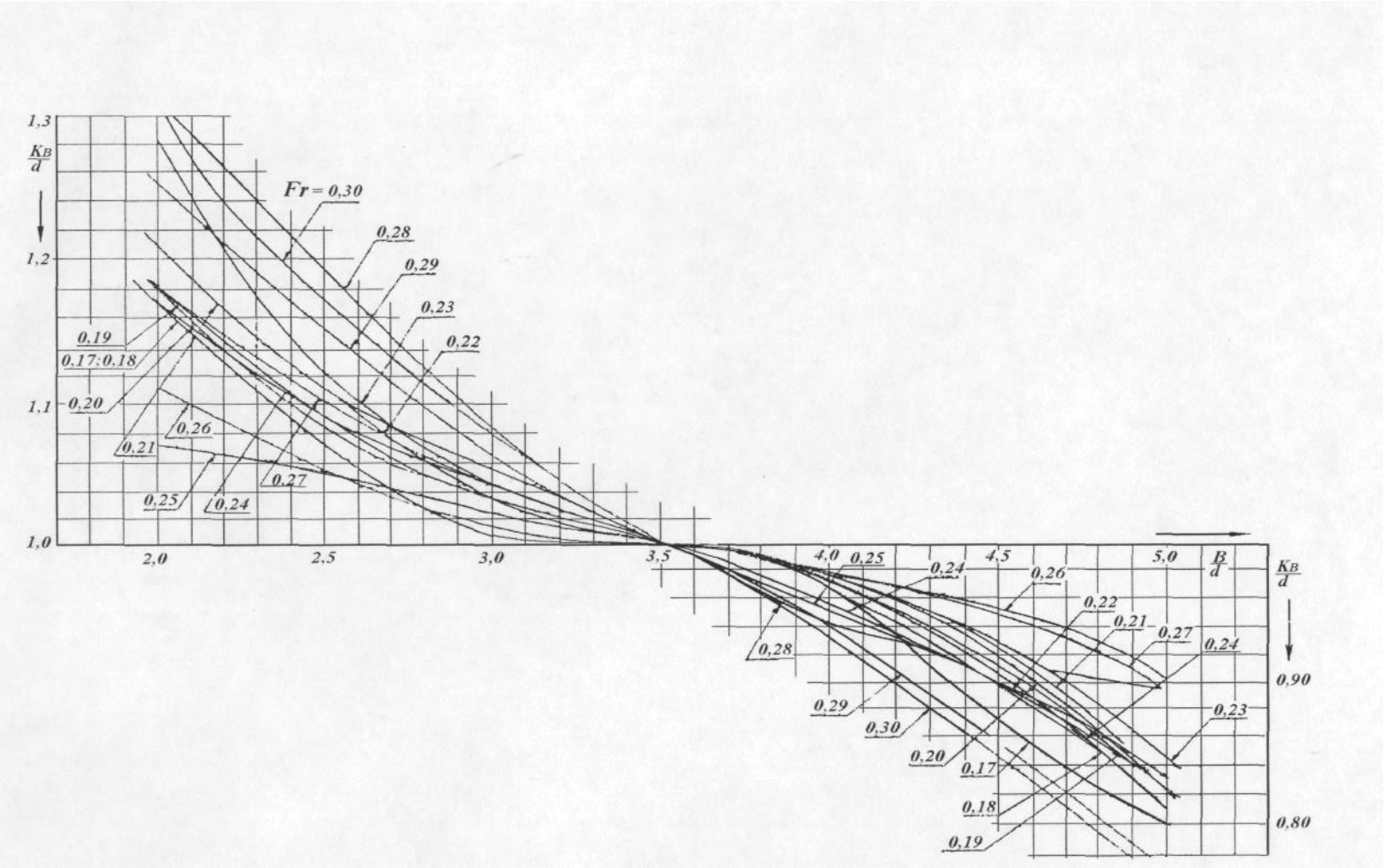


Рис. 1.31. Зависимость влиянии отношения B/d= f(Fr)
на сопротивление движению двухвинтового судна

Таблица 1.3

Расчет буксировочного сопротивления и буксировочной мощности двухвинтового транспортного судна

Постоянные и исходные величины					
ρ=1 ,025 т/м^3 g=9,81 м/с^2 V=1,61$*$10^{-6} м2/с К = $\zeta_п*10^3$ } см. п. 1.7.		L= м B= м d= м Δ= т Xc= м		L/B= B/d= $C_в = \Delta / \rho * L * d$ Ω = м^2 (см. п. 1.6.) $\bar{X}_C = X_C / L$	
№ п/п	Расчетные величины	Обозначения и формулы	Единицы измерения	Числовые значения	Примечание
1	Скорость хода	V_{Si}	уз	$V_{S1}…V_{S5}$	Задаемся
2	Скорость хода	V_i=0,514$*$ V_{Si}	м/с		
3	Квадрат скорости	V^2_i	м^2/с^2		
4	Число Фруда	$Fr = V_i / \sqrt{gL}$	-		
5	Базовый коэффициент остаточного сопротивления	ζ_{r0}=f(C_B;Fr)$*10^3$	-		
6	Коэффициент влияния L/B	$K_{L/B} = \frac{\zeta_r (L/B = зад.)}{\zeta_r (для L/B = 7{,}3)}$	-		По кривым рис. 1.30
7	Поправка на влияние B/d	$K_{B/d}*a_{B/d}$=f(B/d;Fr)	-		По кривым рис. 1.24
8	Коэффициент остаточного сопротивления	$\zeta_к*10^3$=[5]$*$ [6]$*$[7]$*$ [8]	-		
9	Число Рейнольдса	Re=V_iL/v	-		
10	Коэффициент трения гладкой пластины	$\zeta_{f0}*10^3$=f(Re)	-		По кривым рис. 1.10
11	Коэффициент буксировочного сопротивления	$\zeta*10^3$=[8]+ [10]$*$ K+$\zeta_п*10^3$	-		
12	Буксировочное сопротивление	R=0,5$*\rho*\Omega*$ [11]$*$ [3]$*$ 10^3	кН		
13	Буксировочная мощность	N_δ=[12]$*$ [2]	кВт		

1.10.4. Расчет сопротивления движению и буксировочной мощности крупнотоннажных грузовых судов

(нефтетанкеры, навалочники-балккэриеры)

Эти суда начали строить сравнительно недавно. Их скорости практически неизменны и составляют $V_s \approx 16$ уз. Они имеют четко выраженную тенденцию к неуклонному увеличению тоннажа, которое сопровождается ростом коэффициента общей полноты водоизмещения до $C_в$ =0,82...0,85. Более высокие значения оказываются нецелесообразными из-за резкого скачка сопротивления движению. Поэтому увеличение грузоподъемности в условиях ограничений по осадке вследствие недостаточности глубин в портах, проливах и проходах достигается увеличением ширины при одновременном снижении удлинения до L/B = 5,8...6,3 , а в некоторых случаях и до L/B = 5,0.

Уменьшение L/ B способствует улучшению поворотливости, приводит к выигрышу в построечной стоимости и к снижению массы корпуса.

У рассматриваемых судов деформация свободной поверхности воды в процессе движения носит местный характер и сконцентрирована в районе, прилегающем к форштевню. Появляющаяся при этом мощная ***подпорная волна*** отличается от обычных поперечных корабельных волн, возникающих у судов с традиционными формами обводов. Разрушаясь, эта волна образует за собой вихревой след, на создание и поддержание которого затрачивается определенная часть энергии, что обусловливает появление новой составляющей сопротивления движению - ***сопротивления разрушенной волны*** (рис. 1.32).

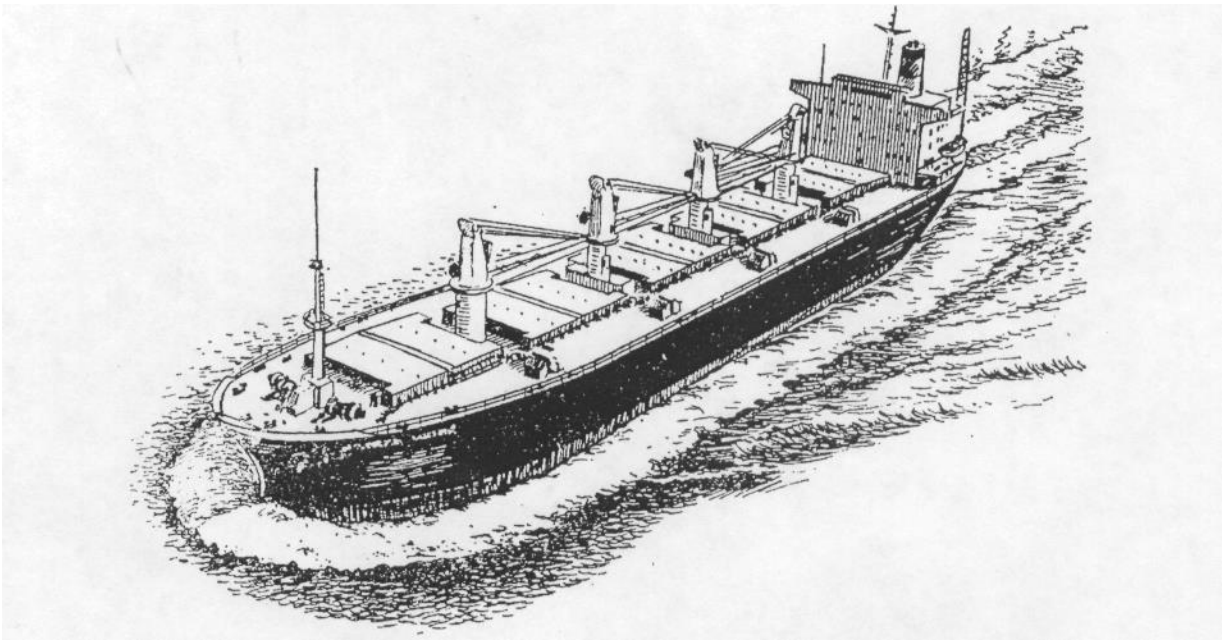


Рис. 1.32. Разрушение носовой волны при движении судна

Его величина может достигать 10... 15% от полного (буксировочного) со-

противления и вместе с волновым, доля которого довольно велика, полностью определяется геометрией носовой оконечности.

До недавнего времени необычные для среднескоростных судов формы носа на крупнотоннажных судах стали успешно применять самые разные формы, уменьшающие интенсивность фронта подпорной волны и тем самым позволяющие снизить затраты энергии на образование вихревого следа.

Хотя формы и отдельные особенности носовых обводов у современных полных судов довольно разнообразны, но все их можно подразделить на три типа (рис. 1.33).

Границы эффективности каждой из форм носового образования зависят от величины коэффициента общей полноты корпуса $C_в$, его удлинения L/ B

и положения центра величины X_c вдоль длины судна.

В кормовой оконечности судов с большой полнотой корпуса при обтекании ее водой наблюдается возрастание давления и создаются условия, способствующие образованию скуловых вихрей в месте перехода цилиндрической вставки к кормовому заострению, а также отрыву пограничного слоя.

При выборе формы кормы одновременно решается несколько задач: достижение возможного максимума снижения сопротивления движению, улучшение взаимодействия движителя с корпусом судна, уменьшение неоднородности потока воды в диске гребного винта, обеспечение удовлетворительных характеристик управляемости.

Однако основным критерием выбора до сих пор является сопротивление движению. И в настоящее время на одновальных полных судах чаще других применяются кормы с умеренными U- и V-образными формами (рис. 1.34) и очертаниями штевней (рис. 1.33).

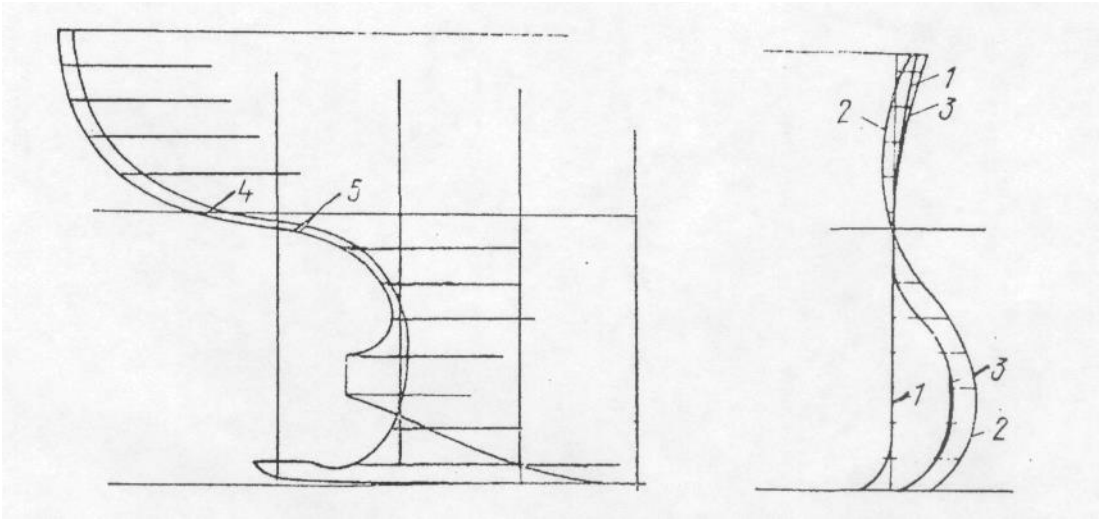


Рис. 1.33. Очертания штевней крупнотоннажных танкеров и рудовозов:
1 - цилиндрический нос; 2 - бульбовый нос; 3 - таранно-конический нос;
4 - U- и V-образные кормы; 5 - сигарообразная корма

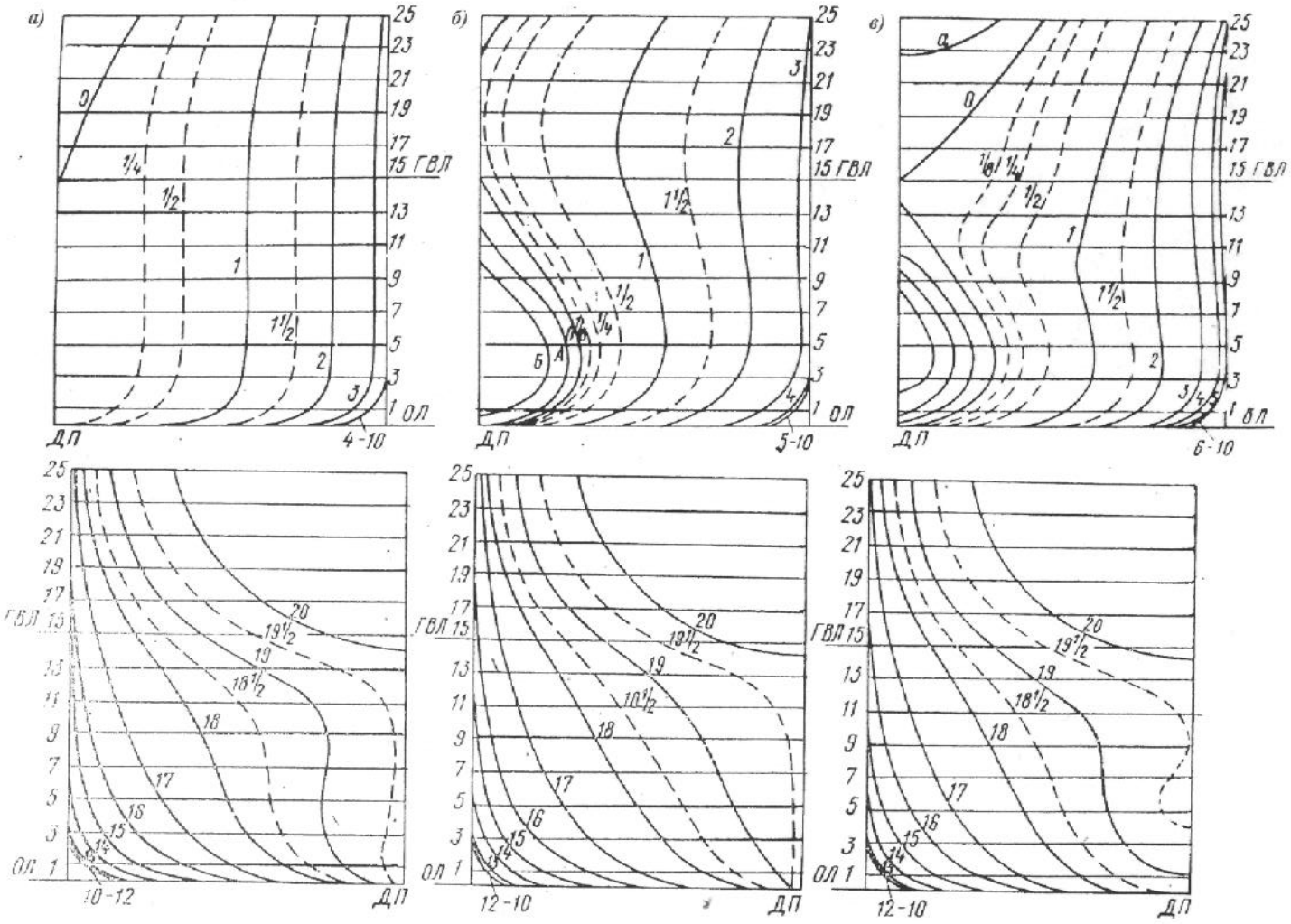


Рис. 1.34. Теоретические корпусы моделей крупнотоннажных танкеров и рудовозов:
а – нос цилиндрической, корма; б – нос бульбовый, корма; в – нос таранно-конический, корма сигарообразная
U – образная; V - образная

Наиболее крупными экспериментальными исследованиями в области изучения сопротивления движению крупнотоннажных судов являются систематические испытания серий моделей в Токийском институте судостроения и в опытовом бассейне ЦНИИ им. А.Н. Крылова.

В отечественной серии большое внимание уделялось исследованию различных форм носовой и кормовой оконечностей (см. рис. 1.33, 1.34). При этом оказалось, что V-образные носовые обводы на судах с $C_в > 0,80$ мало

перспективны.

Практический расчет коэффициентов остаточного сопротивления рассматриваемого типа судов для всех исследованных форм обводов определяется по формуле

$$\zeta_r = \zeta_{r0}\,(L/B;Fr,C_B)*K_{B/d}*k_{xc}*K_A. \qquad (1.30)$$

Базовый коэффициент остаточного сопротивления f_r снимается с диаграмм рис. 1.35 -1.37 для соответствующей формы носовой оконечности с линейной интерполяцией по $C_в$от 0,80 до 0,85.

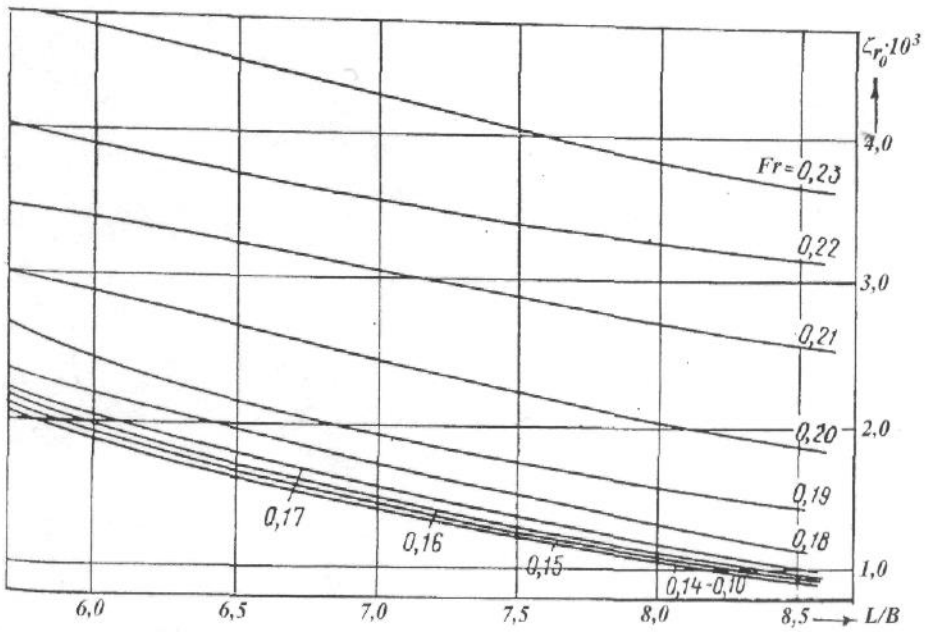


Рис. 1.35. Зависимость коэффициента ζ_{r0} =(L/B;Fr) при Св = 0,825
(для судов с цилиндрической носовой оконечностью)

Коэффициент $K_{в/d}$ = f(B/d;Fr), учитывающий несоответствие расчетного и стандартного B/d = 2,7, определяется по графику рис. 1.38.

Коэффициент влияния положения центра величины относительно миделя

$$K_{\overline{X}_C} = \frac{a_{\overline{X}_C}\left(\overline{X}_C \text{ заданное}\right)}{a_{\overline{X}_{C_0}}\left(\overline{X}_{C_0} = 0,0225\right)}.$$

При этом $a_{\overline{XC}}$, для бульбовых носовых обводов снимается с кривых рис. 1.39, а для цилиндрических и таранно-конических - с рис. 1.40.

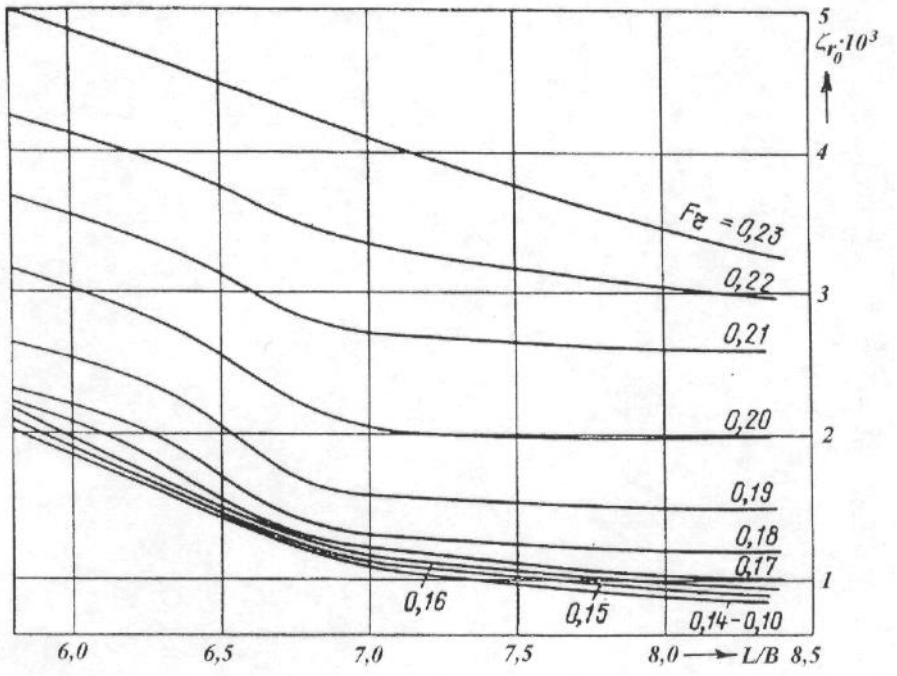


Рис. 1.36. Зависимость коэффициента ζ_{r0}(L/ B\ Fr) при С в =0,825
(для судов с бульбообразной носовой оконечностью)

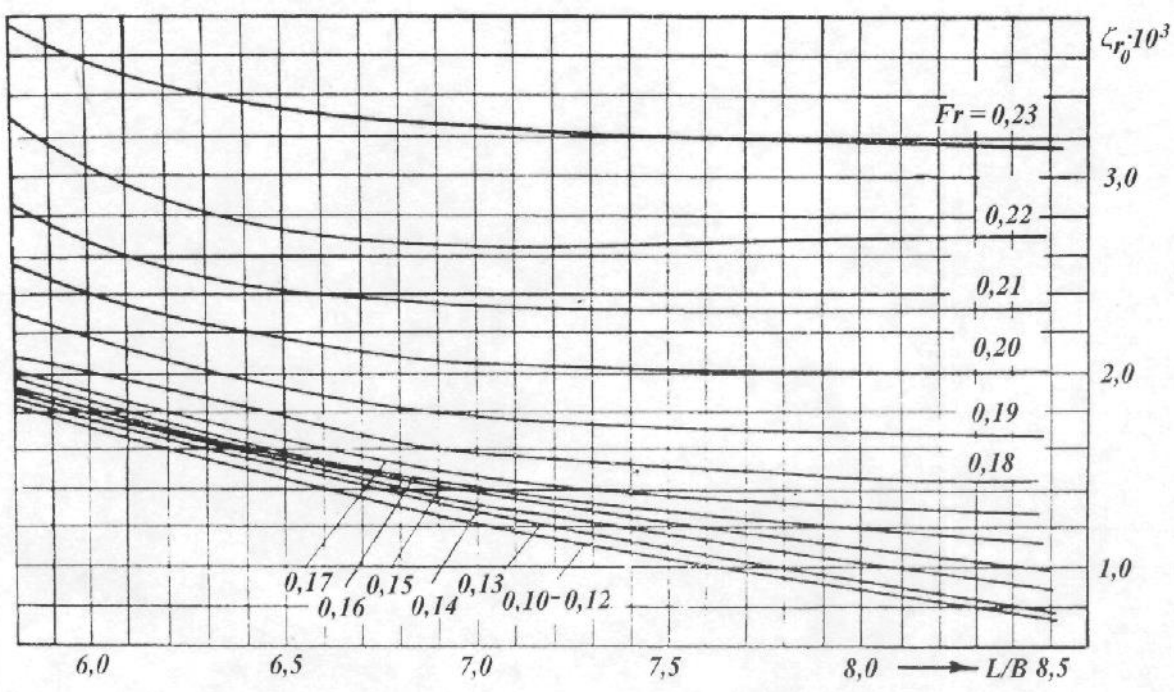


Рис. 1.37. Зависимость коэффициента ζ_{r0} (L/ B;Fr) при Св = 0,825
(для судов с таранно-конической носовой оконечностью)

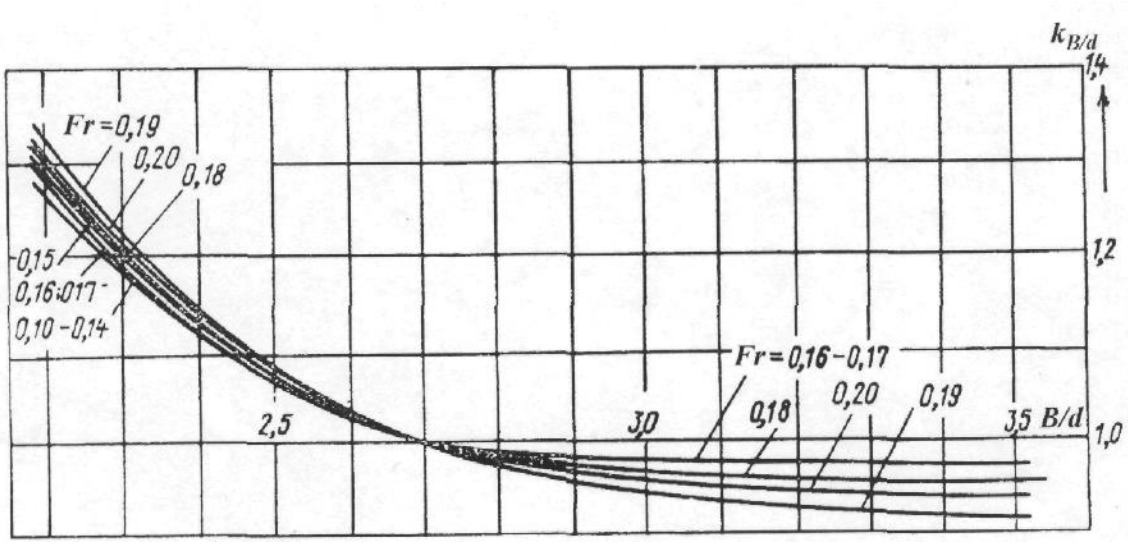


Рис. 1.38. Коэффициент влияния отношения B/d заданного судна
от стандартного B/d = 2,7

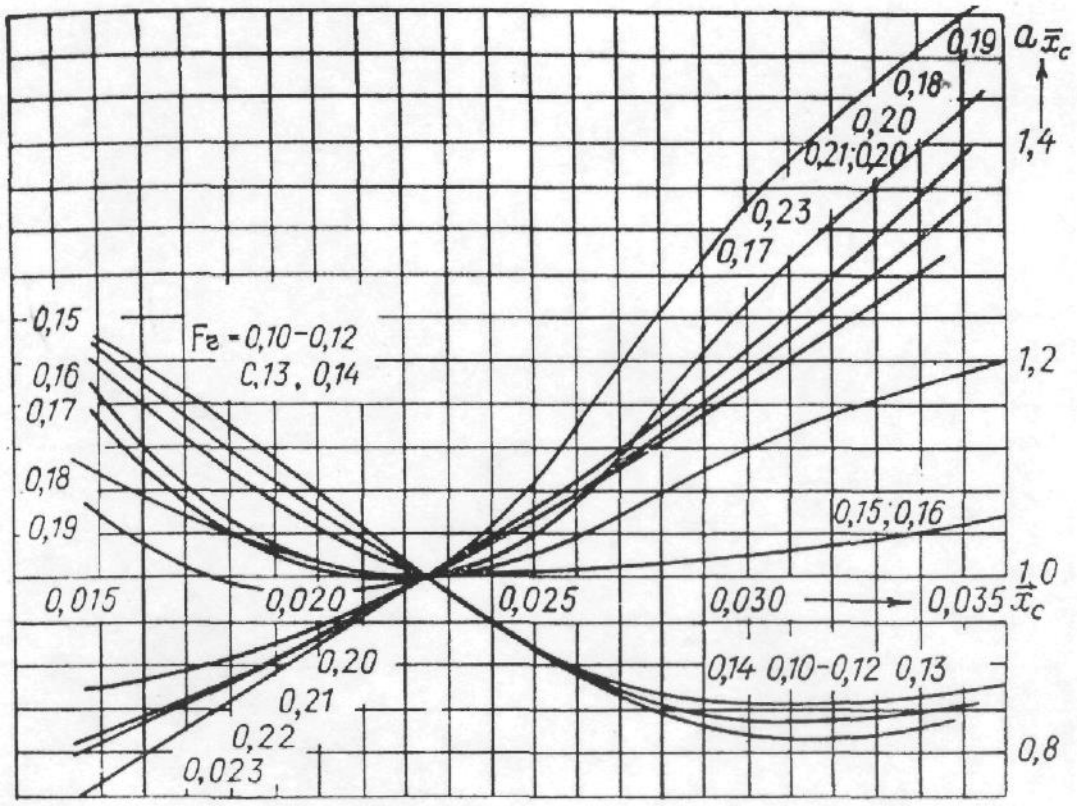


Рис. 1.39. Коэффициент влияния положения центра величины X_c
с бульбообразной носовой оконечностью и заостренной ГВЛ

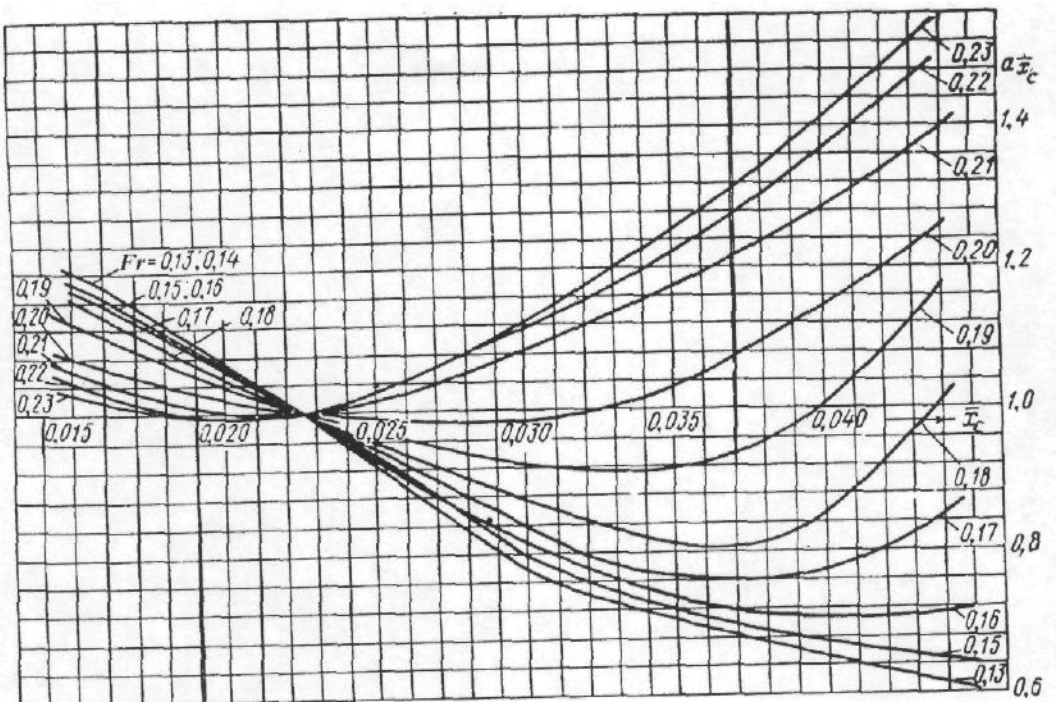


Рис. 1.40. Коэффициент влияния положения центра величины X_c для носовой оконечности с притуплением ГВЛ

Коэффициент K_A учитывает различия в форме кормовых обводов судна по сравнению с U-образной - базовой. Его значения находятся по табл. 1.4.

Таблица 1.4

Поправочные коэффициенты K_A на влияние формы кормовых обводов

Fr	$C_B = 0{,}800$		$C_B = 0{,}825$		$C_B = 0{,}850$	
	V-образная	Сигарообразная	V-образная	Сигарообразная	V-образная	Сигарообразная
	K_A					
0,12	0,914	1,096	0,696	0,752	0,784	0,602
0,13	0,809	1,020	0,689	0,769	0,811	0,610
0,14	0,758	0,969	0,696	0,787	0,834	0,624
0,15	0,750	0,969	0,724	0,794	0,875	0,700
0,16	0,758	1,060	0,740	0,802	0,890	0,746
0,17	0,838	0,956	0,795	0,769	0,920	0,780
0,18	0,900	0,908	0,831	0,880	0,941	0,839
0,19	0,900	0,945	0,875	0,884	0,998	0,860
0,20	0,868	0,972	0,867	0,867	0,941	0,825
0,21	0,938	0,938	0,831	0,884	0,916	0,825
0,22	0,922	1,030	0,880	0,955	0,926	0,855
0,23	0,914	1,070	0,702	0,740	0,795	0,610

Схема и последовательность вычислений для определения функциональных зависимостей $R(V_S)$ и $N_6(V_S)$ в реальном диапазоне скоростей хода 10... 17 уз приведены в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Расчет буксировочного сопротивления и буксировочной мощности крупнотоннажных танкеров и рудовозов

Постоянные и исходные величины		
$\rho = 1{,}025$ т/м^3	$L =$ м	$L/B =$
$g = 9{,}81$ м/с^2	$B =$ м	$B/d =$
$\nu = 1{,}61 \cdot 10^{-6}$ м^2/с	$d =$ м	$\overline{X}_C = X_C/L =$
$C_B = 0{,}825$	$\Delta =$ т	$C_B = \Delta/\rho \cdot L \cdot B \cdot d$
$K =$ $\zeta_n \cdot 10^3 =$ } см. п. 1.7	$X_C =$ м	$\Omega =$ м^2 (см. п. 1.6)

№ п/п	Расчетные величины	Обозначения и формулы	Единицы измерения	Числовые значения	Примечания
1	Скорость хода	V_{S_i}	уз	$V_{S_1} \ldots V_{S_5}$	Задаемся
2	Скорость хода	$V_i = 0{,}514 \cdot V_{S_i}$	м/с		
3	Квадрат скорости хода	V_i^2	м^2/с^2		
4	Число Фруда	$Fr = V_i/\sqrt{gL}$	-		
5	Базовый коэффициент остаточного сопротивления	$\zeta_{r_a} = f(L/B; Fr) \cdot 10^3$	-		По кривым рис. 1.35 – 1.37
6	Коэффициент влияния B/d	$K_{B/d} = f(B/d; Fr)$	-		По кривым рис. 1.38
7	Коэффициент влияния положения центра величины	$K_{\overline{X}_C} = a_{\overline{X}_C}/a_{\overline{X}_{C_0}}$	-		По кривым рис. 1.39, 1.40
8	Коэффициент остаточного сопротивления	$\zeta_r \cdot 10^3 = [5] \cdot [6] \cdot [7] \cdot K_A$	-		
9	Число Рейнольдса	$Re = V_i L/\nu$	-		
10	Коэффициент трения технически гладкой пластины	$\zeta_{f_0} \cdot 10^3 = f(Re)$	-		По кривым рис. 1.10
11	Коэффициент буксировочного сопротивления	$\zeta \cdot 10^3 = [8] + [10] \cdot K + \zeta_n \cdot 10^3$			
12	Буксировочное сопротивление	$R = 0{,}5 \cdot \rho \cdot \Omega \cdot [11] \cdot [3] \cdot 10^{-3}$	кН		
13	Буксировочная мощность	$N_\delta = [12] \cdot [2]$	кВт		

1.10.5. Расчет сопротивления движению и буксировочной мощности ледокольно-транспортных судов

Особенности расчета ходкости ледокольно-транспортных судов (ЛТС) объясняются существенным отличием формы их корпуса по сравнению с корпусами обычных транспортных судов. Это обстоятельство обусловило необходимость разработки для расчета сопротивления движению ЛТС узкоспециализированного метода, основой которого является использование данных прототипа - судна, показавшего в процессе эксплуатации наилучшие ходовые и ледовые качества.

Опыт эксплуатации ЛТС показывает, что они проходят большие расстояния по чистой воде для доставки грузов, пассажиров и экспедиционного персонала к ледовому бассейну, а затем некоторое время работают в ледовых условиях, свойственных их ледовому классу, т.е. плавают самостоятельно в сплошном ледяном поле толщиной до 0,5 м и в крупнобитом льду арктических и антарктических морей в течение всего навигационного периода, а также движутся за ледоколом.

С учетом сказанного выше о соотношении в режимах работы ЛТС при определении сопротивления их движению в качестве расчетного принимается наиболее длительный режим, т.е. свободный ход на чистой воде.

При этом условии буксировочное сопротивление рассчитывается по формуле

$$R = 0{,}5\rho V^2 \Omega\left(0{,}45 + \zeta_{f_0} + \zeta_r^{np} \cdot K_\varphi \cdot K_\psi \cdot K_{B/d}\right), \qquad (1.31)$$

где Ω, - площадь смоченной поверхности корпуса судна, определяемая но формуле (1.14);

ζ_{f0} - коэффициент сопротивления трения технически гладкой пластины, снимаемый с кривых рис. 1.10;

$\zeta^{пр}_{r}$ - коэффициент остаточного сопротивления прототипа, снимаемый с кривой рис. 1.41;

K_φ , K_ψ; $K_{B/d}$ - поправочные коэффициенты, учитывающие влияние параметров $\varphi = C_B / d; \psi = L/\sqrt[3]{\Delta / p}; B/d$ формы корпуса рассматриваемого судна на величину остаточного сопротивления и определяемые из соотношений:

$$K_\varphi = \chi_\varphi / \chi_\varphi^{np}; \qquad K_\psi = \chi_\psi / \chi_\psi^{np};$$
$$K_{B/d} = \left(1 + 0{,}06 \cdot B/d\right) / \left[1 + 0{,}06\left(B/d\right)_{np}\right].$$

(1.32)

Для прототипа (рис. 1.41): $\varphi_{пр}$ =0,7; $\psi_{пр}$ -5,33; $(B/d)_{пр}$ =2,42.

Коэффициенты X_φ и X_ψ для рассматриваемого судна и судна - прототипа снимаются с кривых рис. 1.42, где они представлены в виде функций

$$X_\varphi = f(\varphi; Fr) и X_\psi = f(\psi; Fr)$$

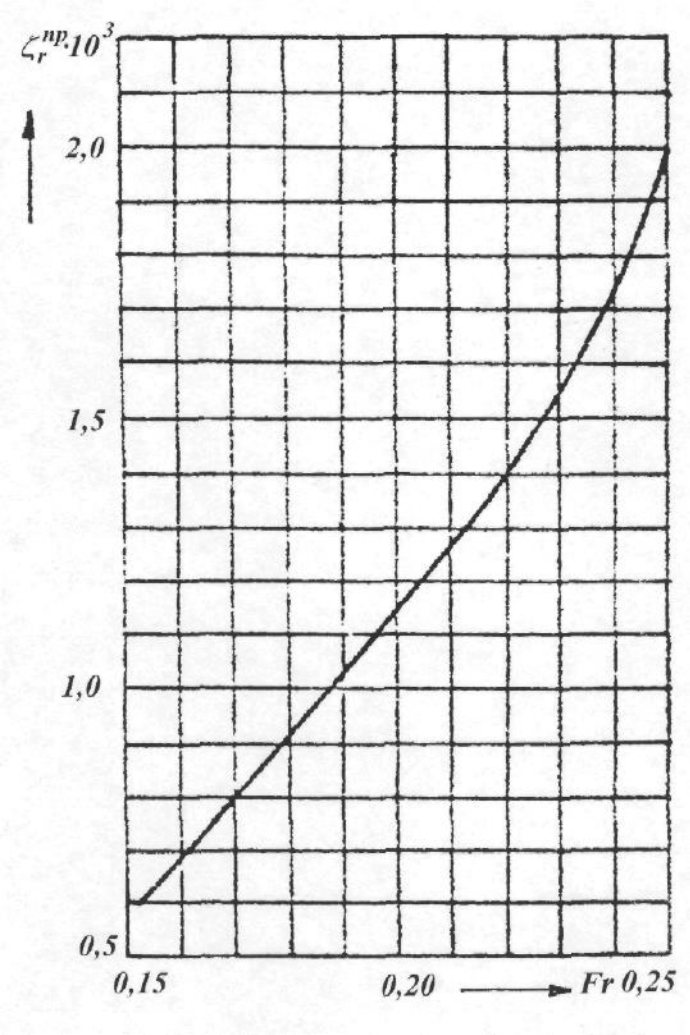


Рис. 1.41. Кривая изменения коэффициента остаточного сопротивления $\zeta^{пр}_r = f(Fr)$ судна-прототипа, имеющего:
$C_{Bпр}$ =0,654; $\varphi_{пр}$ = 07; $\psi_{пр}$ =5,33; $(B/d)_{пр}$=2,42

Все необходимые вычисления по формуле (1.31) выполняются в форме табл. 1.6.

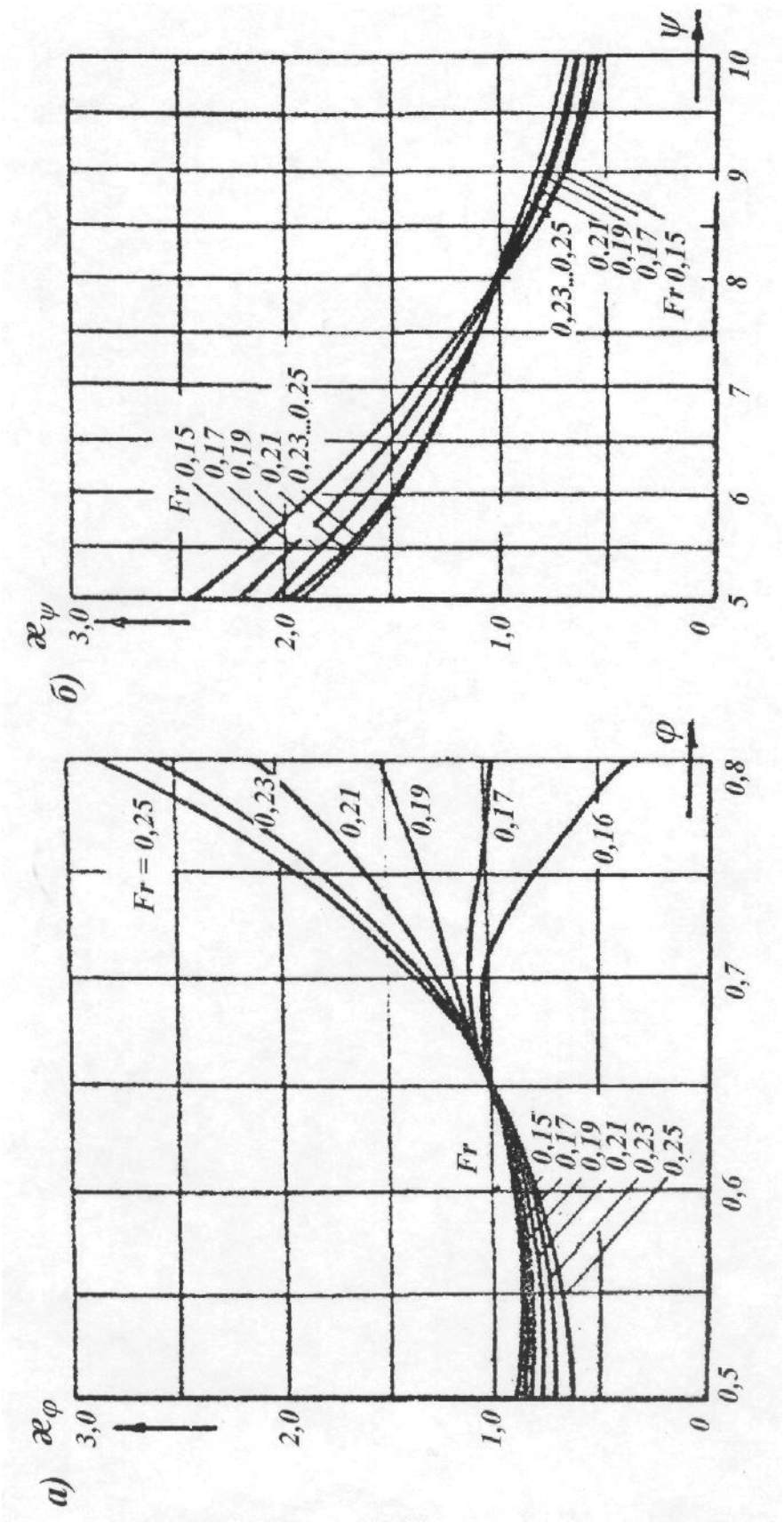


Рис. 1.42. Влияние параметров формы корпуса $\varphi = C_в / d; \psi = L / \sqrt[3]{\Delta / p}; B / d$ на коэффициент остаточного сопротивления

Таблица 1.6

Расчет буксировочного сопротивления и буксировочной мощности ледоколыю-транспортного судна

Постоянные и исходные величины		
$\rho = 1{,}025$ т/м^3	$L =$ м	$B/d =$
$g = 9{,}81$ м/с^2	$B =$ м	$\Omega =$ м^2 (см. п. 1.14)
$\nu = 1{,}61 \cdot 10^{-6}$ м^2/с	$d =$ м	$C_B = \Delta / \rho \cdot L \cdot B \cdot d$
$K =$ $\zeta_n \cdot 10^3 =$ } см. п. 1.7	$\Delta =$ т $\beta =$ м	$\varphi = C_B / \beta$ $\psi = L / \sqrt[3]{\Delta / \rho}$

№ п/п	Расчетные величины	Обозначения и формулы	Единицы измерения	Числовые значения	Примечания
1	2	3	4	5	6
1	Скорость хода	V_{S_i}	уз	$V_{S_1} \ldots V_{S_5}$	Задаемся
2	Скорость хода	$V_i = 0{,}514 \cdot V_{S_i}$	м/с		
3	Квадрат скорости хода	V_i^2	м^2/с^2		
4	Число Фруда	$Fr = V_i / \sqrt{gL}$	-		
5	Коэффициент остаточного сопротивления прототипа	$\zeta_r^{np} \cdot 10^3 = f(Fr)$	-		По кривой рис. 1.41
6	Коэффициент χ_φ для рассматриваемого судна	$\chi_\varphi = f(\varphi; Fr)$	-		По кривым рис. 1.42, а
7	Коэффициент χ_φ^{np} для судна-прототипа	$\chi_\varphi^{np} = f(\varphi_{np}; Fr)$	-		То же
8	Поправочный коэффициент	$K_\varphi = [6]/[7]$	-		
9	Коэффициент χ_ψ для рассматриваемого судна	$\chi_\psi = f(\psi; Fr)$	-		По кривым рис. 1.42, б
10	Коэффициент χ_ψ^{np} для судна-прототипа	$\chi_\psi^{np} = f(\psi_{np}; Fr)$	-		То же
11	Поправочный коэффициент	$K_\psi = [9]/[10]$	-		
12	Коэффициент влияния B/d	$K_{B/d}$	-		По формуле (1.32)
13	Коэффициент остаточного сопротивления	$\zeta_r \cdot 10^3 = [5] \cdot [8] \cdot [11] \cdot [12]$	-		
14	Число Рейнольдса	$Re = V_i L / \nu$	-		

Окончание табл. 1.6

1	2	3	4	5	6
15	Коэффициент трения технически гладкой пластины	$\zeta_{f_o} \cdot 10^3 = f(Re)$	-		По кривым рис. 1.10
16	Коэффициент буксировочного сопротивления	$\zeta \cdot 10^3 = 0{,}45 + [15] \cdot K + [13] + \zeta_{\text{п}} \cdot 10^3$	-		
17	Буксировочное сопротивление	$R = 0{,}5 \cdot \rho \cdot \Omega \cdot [3] \cdot [16] \cdot 10^{-3}$	кН		
18	Буксировочная мощность	$N_\delta = [17] \cdot [2]$	кВт		

1.10.6. Расчет сопротивления движению и буксировочной мощности добывающих судов флота рыбной промышленности

Для добывающих судов характерны малая полнота корпуса и небольшие удлинения, обусловленные требованиями повышенной маневренности.

У подавляющего числа судов этого класса обводы кормовой оконечности завершаются транцем, необходимость которого обусловлена технологическими особенностями использования орудий лова и обработки улова. На ходу корма погружается в воду вследствие появления ходового дифферента и интенсивного волнообразования. При этом омываемая водой площадь транца заметно возрастает. А поскольку обтекание его острых сочленений с бортами сопровождается фиксированным отрывом пограничного слоя и интенсивным вихреобразованием, то резко возрастает сопротивление формы. Для его уменьшения приходится обращать особое внимание на выбор формы, размеров и расположения транца по высоте.

Существенные различия линейных размеров корпусов добывающих судов и параметров их формы обусловили необходимость разработки для них узкоспециализированных способов расчета сопротивления движению.

Наибольших успехов в этом направлении добился коллектив, возглавляемый Ерошиным В.А. [5], [6], [7]. Им разработана единая методика расчета сопротивления движению для больших, средних и малых добывающих судов по схеме разделения буксировочного сопротивления на составляющие: трения и остаточного

$$R = 0{,}5\rho \cdot V^2 \cdot \Omega \cdot \left(\zeta_{f_0} \cdot K + \zeta_n + C_\varphi \cdot C_{L/B} \cdot C_{B/d} \cdot C_\beta C_{\overline{X}_c} / C_{\varphi 0}^4\right). \quad (133)$$

В результате обработки систематических испытании серии моделей с изменяющимися параметрами: $L/B; B/d; \beta; \varphi = C_B/\beta; \overline{X}_C = X_C/L$ - построены однотипные серии расчетных диаграмм, приведенных на рис. 1.43, 1.45, позволяющих выполнить расчеты буксировочного сопротивления добывающих судов по схеме, приведенной в табл. 1.7.

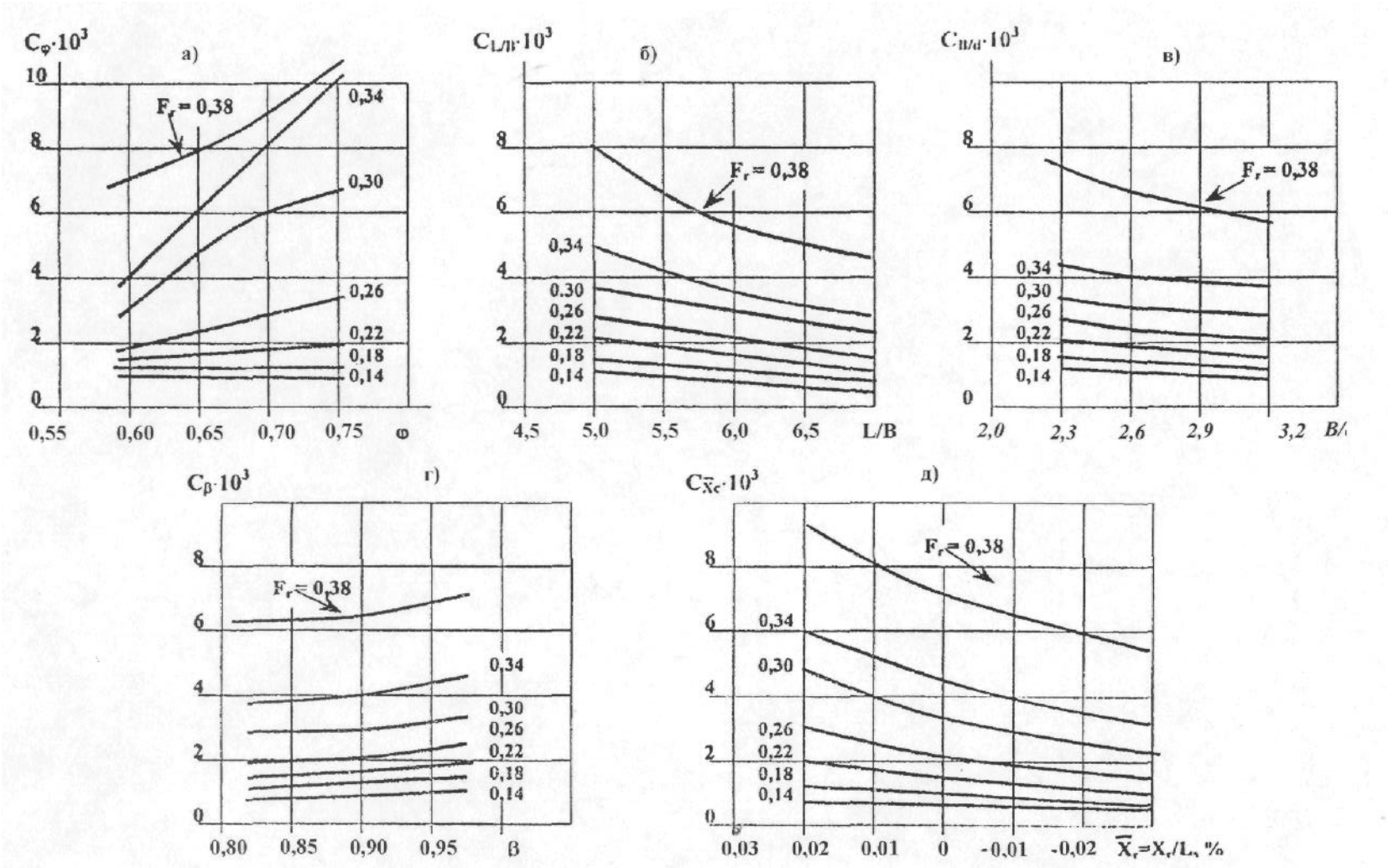


Рис. 1.43. Зависимость коэффициента остаточного сопротивления от параметров формы корпуса больших добывающих судов

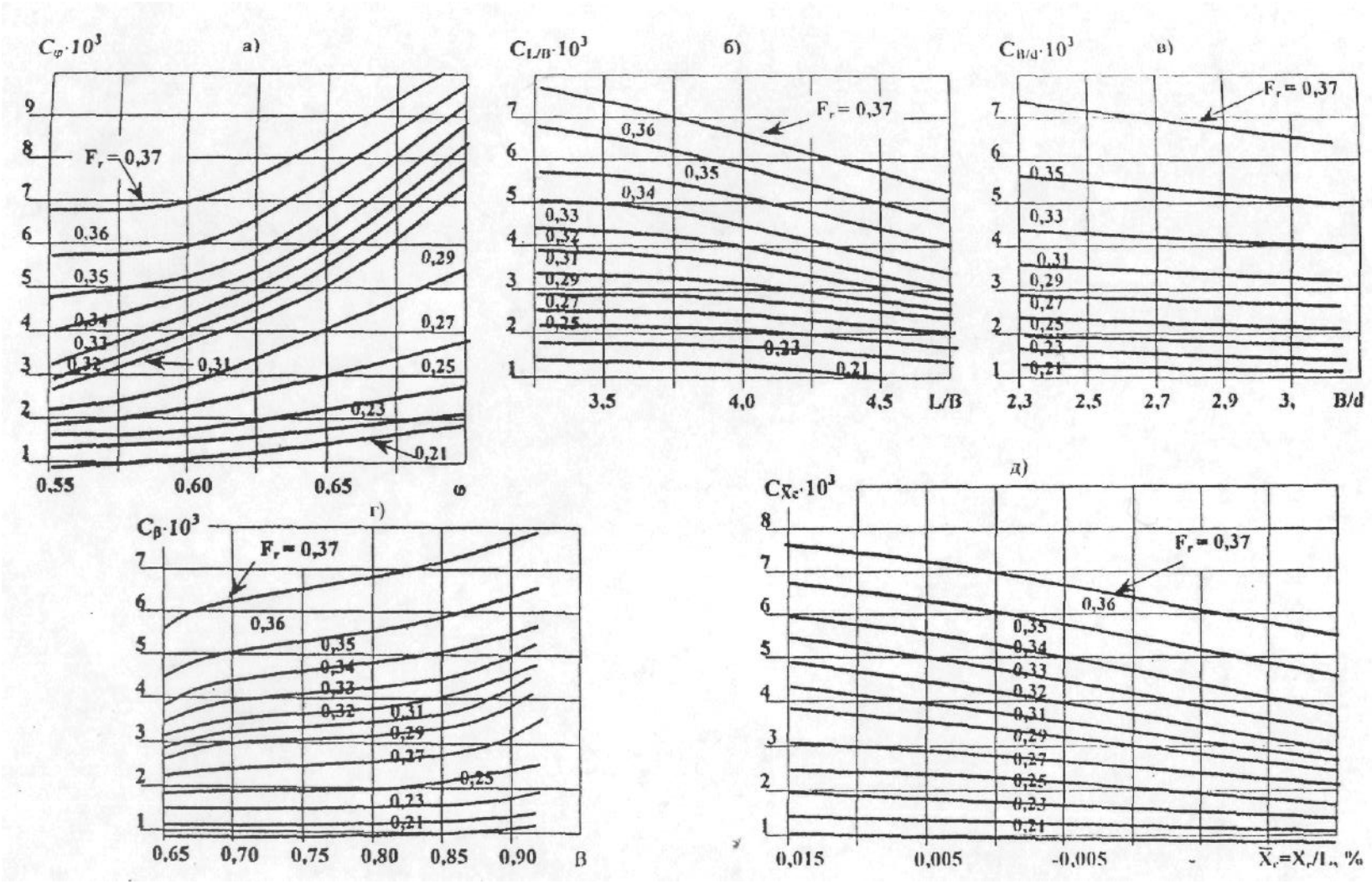


Рис. 1.44. Зависимость коэффициента остаточного сопротивления от параметров формы корпуса средних добывающих судов

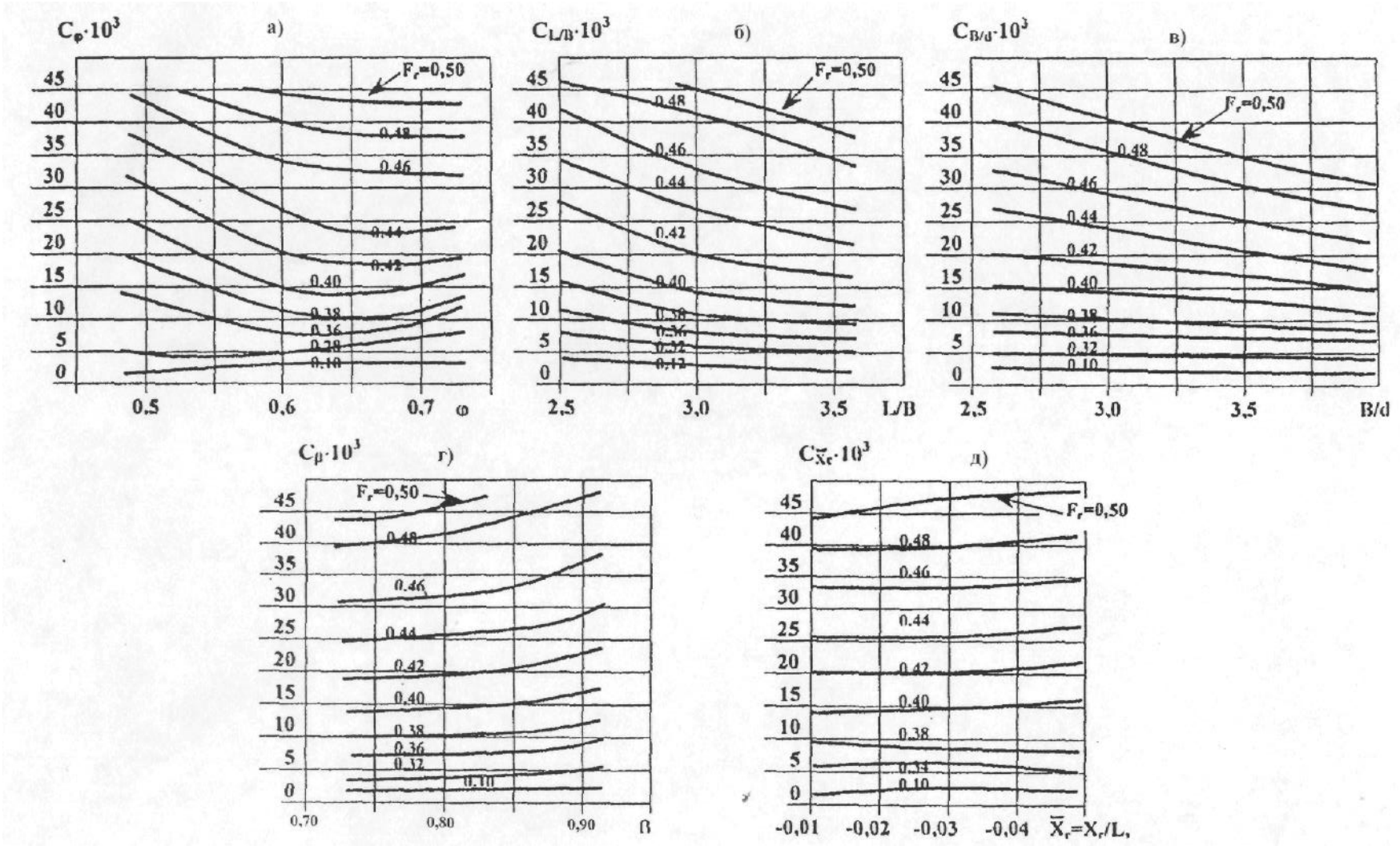


Рис. 1.45. Зависимость коэффициента остаточного сопротивления от параметров формы корпуса малых добывающих судов

Расчетный диапазон изменения скорости принимается равным от минимальной при работе с орудием лова до скорости свободного хода. Для больших (БМРТ, РТМ) - 5...15 уз; средних (СРТМ, ССТ, РС) - 4...14 уз; малых (МРТ, МРС, МТЯ) - 3... 11 уз.

Таблица 1.7

Расчет буксировочного сопротивления и буксировочной мощности добывающих судов

Постоянные и исходные величины		
$\rho = 1{,}025$ т/м^3 $g = 9{,}81$ м/с^2 $\nu = 1{,}61 \cdot 10^{-6}$ м^2/с $K =$ $\zeta_n \cdot 10^3 =$ } см. п. 1.7	$L =$ м $B =$ м $d =$ м $\Delta =$ т $\beta =$ м $X_C =$ м	$L/B =$ $B/d =$ $C_B = \Delta / \rho \cdot L \cdot B \cdot d$ $\varphi = C_B / \beta$ $\overline{X}_C = X_C / L$ $\Omega =$ м^2 (см. п. 1.6)

№ п/п	Расчетные величины	Обозначения и формулы	Единицы измерения	Числовые значения	Примечания
1	2	3	4	5	6
1	Скорость хода судна	V_{S_i}	уз	$V_{S_1} \ldots V_{S_5}$	Задаемся
2	Скорость хода	$V_i = 0{,}514 \cdot V_{S_i}$	м/с		
3	Квадрат скорости хода	V_i^2	м^2/с^2		
4	Число Рейнольдса	$Re = V_i L / \nu$	-		
5	Коэффициент трения технически гладкой пластины	$\zeta_{f_o} \cdot 10^3 = f(Re)$	-		По кривым рис. 1.10
6	Коэффициент трения для судна	$\zeta_{f_c} \cdot 10^3 = [5] \cdot K + \zeta_n \cdot 10^3$	-		
7	Число Фруда	$Fr = V_i / \sqrt{gL}$	-		
8	Базовый коэффициент остаточного сопротивления	$C_{\varphi_0} \cdot 10^3 = f(\varphi_0; Fr)$	-		По кривым а) рис. 1.43 – 1.45, при $\varphi_0 = 0{,}6$
9	Базовый коэффициент в четвертой степени	$\left(C_{\varphi_0} \cdot 10^3\right)^4$	-		
10	Коэффициенты влияния формы корпуса рассматриваемого судна		-		
	$\varphi =$	$C_\varphi \cdot 10^3 = f(\varphi; Fr)$	-		По кривым а)
	$L/B =$	$C_{L/B} \cdot 10^3 = f(L/B; Fr)$	-		б)

Окончание табл. 1.7

1	2	3	4	5	6
	$B/d=$	$C_{B/d}\cdot 10^3 = f(B/d;Fr)$	-		в)
	$\beta=$	$C_{\beta}\cdot 10^3 = f(\beta;Fr)$	-		г)
	$\bar{X}_C = X_C/L=$	$C_{\bar{X}_C}\cdot 10^3 = f(\bar{X}_C;Fr)$	-		д)
11	Коэффициент остаточного сопротивления	$\zeta_r\cdot 10^3 = \frac{(C_{\varphi}\cdot C_{L/B}\cdot C_{B/d}\cdot C_{\beta}C_{X_c})}{[9]}$			рис. 1.43 – 1.45
12	Коэффициент буксировочного сопротивления	$\zeta\cdot 10^3 = [6]+[11]$	-		
13	Буксировочное сопротивление	$R = 0{,}5\cdot\rho\cdot\Omega\cdot[3]\cdot[12]\cdot 10^{-3}$	кН		
14	Буксировочная мощность	$N_{\delta} = [13]\cdot[2]$	кВт		

1.10.7. Расчет сопротивления движению и буксировочной мощности буксиров и спасателей

Эти суда имеют специфические формы обводов с относительно малыми значениями удлинений L/B и коэффициентов общей полноты $C_в$, обусловленных необходимостью обеспечения повышенных маневренных качеств и высокой остойчивости. Эти условия не позволяют безоговорочно использовать диаграммы и графики, предназначенные для расчета сопротивления движению судов других типов.

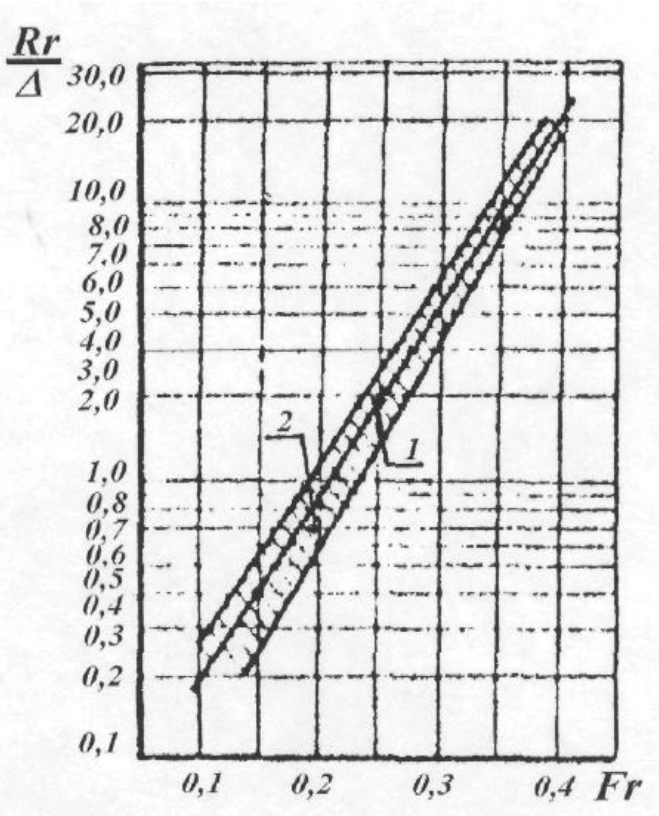


Рис. 1.46. Диаграмма удельного остаточного сопротивления для буксиров и спасателей:
1 – зона для всех испытанных моделей;
2 – интерполяционная кривая

Для судов с малыми удлинениями результаты экспериментальных исследований в области сопротивления движению обычно представляются в виде диаграмм зависимости удельного остаточного сопротивления от относительной скорости хода

$R_r/\Delta = f(Fr)$.

При этом расчетная формула принимает вид

$$R = m\left[0{,}5\rho V^2 \Omega\left(0{,}4 + \zeta_{f_0}\right) + (Rr/\Delta)\Delta \cdot g\right],$$

(1.34)

где m - 1,05... 1,08 - коэффициент, учитывающий влияние выступающих частей корпуса, ветра и волнения моря.

Схема расчета и последовательность вычислений приведены в табл. 1.8.

Таблица 1.8

Расчет буксировочною сопротивления и буксировочной мощности буксиров и спасателей

Постоянные и исходные величины					
ρ = 1,025 т/м^3 g = 9,81 м/с^2 ν = 1,61·10^{-6} м^2/с m = K = $\zeta_n \cdot 10^3$ = } см. п. 1.7	L = м B = м d = м Δ = т	Ω = м^2 (см. п. 1.6)			
№ п/п	Расчетные величины	Обозначения и формулы	Единицы измерения	Числовые значения	Примечания
1	Число Фруда	$Fr = V_i / \sqrt{gL}$	-	0,1; 0,2; 0,3; 0,4	Задаемся
2	Удельное остаточное сопротивление	$Rr/\Delta = f(Fr)$	кН/т		По кривой 1 рис. 1.46
3	Остаточное сопротивление	$Rr = m \cdot [2] \cdot \Delta \cdot g \cdot 10^{-3}$	кН		
4	Скорость хода судна	$V = [1] \cdot \sqrt{g \cdot L}$	м/с		
5	Число Рейнольдса	$Re = [4] \cdot L/\nu$	-		
6	Коэффициент трения технически гладкой пластины	$\zeta_{f_o} \cdot 10^3 = f(Re)$	-		По кривым рис. 1.10
7	Коэффициент трения судна	$\zeta_{f_c} \cdot 10^3 = [6] + 0{,}4 + \zeta_n \cdot 10^3$	-		
8	Квадрат скорости хода	$V^2 = [4]^2$	м^2/с^2		
9	Сопротивление трения судна	$R_f = m0{,}5\rho\Omega[8][7] \cdot 10^{-3}$	кН		
10	Буксировочное сопротивление	$R = [3] + [9]$	кН		
11	Буксировочная мощность	$N_\delta = [4] \cdot [10]$	кВт		
12	Скорость хода судна	$V_S = 1{,}945[4]$	уз		

1.10.8. Расчет сопротивления льда и воды движению ледоколов

Так как мощность энергетической установки ледокола определяется исходя из наиболее тяжелых условий форсирования сплошного льда заданной предельной толщины h (в м) со скоростью хода V_s=1...2 уз, то при такой постановке задачи определяющим является сопротивление льда движению судна.

1.10.8.1 Ледовое сопротивление

Различают два основных случая движения во льдах: в битых и в сплошном ледяном поле. При этом в битых льдах могут двигаться все суда в зависимости от разрешенного им района и условий плавания, а в сплошном ледяном поле - ледоколы и ледокольные суда классов ЛУ5 ... ЛУ9,

При движении ледокол ударяется о лед, вползает на него и прорезает форштевнем. Далее в контакт со льдом вступают борта, вдоль которых происходит разрушение льда и образуются ряды льдин в виде секторов, основная часть которых притапливается и переворачивается, облегая подводную часть корпуса. Меньшая часть льдин выталкивается на ледяное поле.

Сложность происходящих явлений заставила обратиться к их исследованию с помощью движения моделей в сплошных ледяных полях, которые создаются в специальных ледовых бассейнах, подобных изображенному на рис. 1.47, оборудованных мощными холодильными установками.

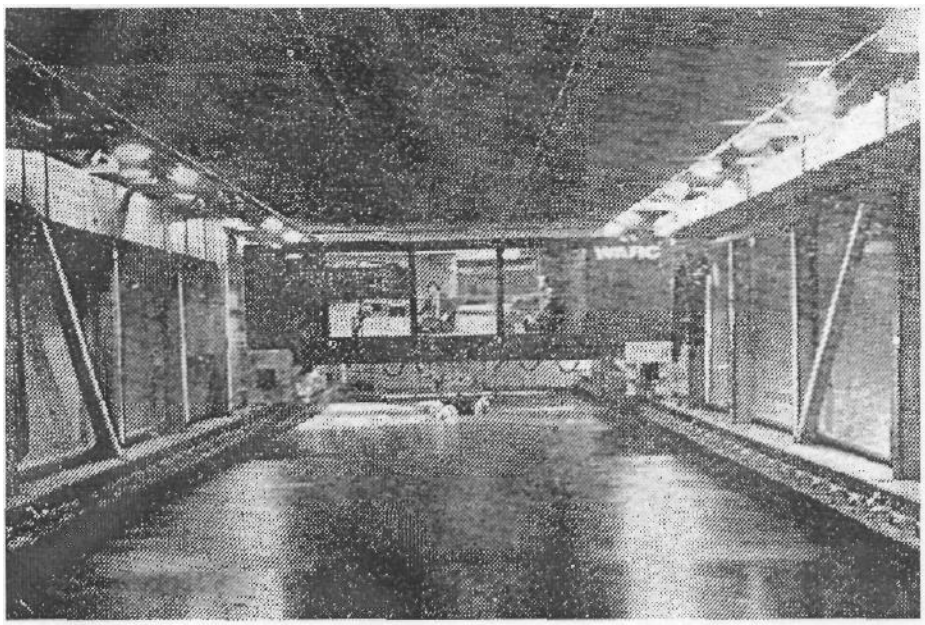


Рис. 1.47. Ледовый бассейн с намороженным льдом в г. Хельсинки

Основными критериями при моделировании служат числа Фруда $Fr = V / \sqrt{gL}$ и числа Коши $Ch = p \cdot V^2 / E$, где E - модуль упругости льда. Равенство Fr = Ch можно обеспечить, если у модели и натурного ледокола

$$E_М/E_Н=k_м/hн=L_М/L_Н=K.$$

Для полного удовлетворения этих равенств лед в бассейне намораживается с добавлением к воде специальных примесей для снижения его прочности с целью достижения того, чтобы такой ослабленный лед имел отношение $E/\sigma_р \geq 2000$, т.е. такое же, как и в натуре (здесь а - предел прочности льда на изгиб).

При разработке формул для расчета ледового сопротивления, его, в соответствии с указанной выше схемой разрушения ледяного поля, разделяют на следующие составляющие:

$R_{Л1}$ - сопротивление от разрушения льда;

$R_{Л2}$ - сопротивление от притапливания и переворачивания льдин;

$R_{Л3}$ - сопротивление от раздвигания разрушенного льда.

Расчетные зависимости для их определения строятся с помощью механических, прочностных и гидродинамических соотношений.

С учетом результатов модельных испытаний в ледовых бассейнах, натурных исследований на ледоколах в Арктике получен ряд раечетных зависимостей. Однако из-за наличия в них значительного числа эмпирических коэффициентов нельзя признать их общность и универсальность.

Наиболее простой является формула, приведенная в [8], которая позволяет рассчитывать полное ледовое сопротивление, в кН;

$$R = B_* h_* (0{,}058\sigma_р + 525A \cdot \gamma_п + 0{,}07B^{0{,}65}), \qquad (1.35)$$

где B - ширина ледокола, м;

h - заданная толщина льда, м;

$\sigma_р$ - предел прочности льда на изгиб, кПа (для морского $a_р$= 785 кПа, для пресного а = 1230 кПа);

$y_ч$ = 8,85 кН/м^3 - удельный вес льда.

Записанная формула может служить для определения тяги гребных винтов, необходимой для обеспечения непрерывного движения ледокола со скоростью V_s -1 ...4 уз, так как Ре = R.

Вполне очевидно, что ее можно использовать и для решения обратной задачи, т.е. для определения толщины льда, которую способен преодолеть ледокол при известной тяге гребных винтов.

Более сложной зависимостью, справедливой при скоростях движения не более 4 уз, является формула, приведенная в [1], коэффициенты которой получены обработкой большого количества экспериментальных данных, в кН:

$$R_{Л} = R_{Л1} + R_{Л2} + R_{Л3} = 0{,}014\sigma_p \cdot h^2\left(a_1 B + f_т a_2 L\right) + 0{,}13g\left(\rho - \rho_{Л}\right) \times$$
$$\times hB\left[a_1 \cdot \sin\alpha_н + f_т \cdot a_2\left(1 + \cos\alpha_н\right)\right] \cdot tg\alpha_н / \left(tg\alpha_н + B/L\right) +$$
$$+ 1{,}8\rho_л g h B^2 Fr_B\left(1 + \frac{1}{\cos\alpha_н}\right) \cdot \left(\frac{tg^2\alpha_н}{2tg\alpha_н - B/L} + f_т\right), \qquad (1.36.)$$

где L, B - соответственно длина и ширина ледокола, м; h - заданная толщина льда, м;

$\sigma_р$ - (5...б) • 10^5 Па - предел прочности льда на изгиб;

$f_т$ =0,07...0,15 - динамический коэффициент трения льда о судовую сталь и льда о лед;

g = 9,81 м/с - ускорение силы тяжести;

р = 1025кг/м^3 - плотность забортной воды;

$р_л$ = 866 кг/м^3 - плотность льда;

$\alpha^0_н$ - угол носового заострения конструктивной ватерлинии;

$Fr_в = V/\sqrt{gB}$ - число Фруда по ширине ледокола;

$$a_1 = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\frac{0{,}57}{\sin\beta_i}\left(1{,}6 \cdot \cos\beta_i + 0{,}11\right);$$

$$a_2 = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{\sin\beta_i},$$

где п - принятое число сечений носовых шпангоутов;

$\beta_i°$ - угол между касательной к обводу шпангоута и вертикалью.

Сопоставление результатов расчета по формуле (1.36) с данными натурных испытаний крупных ледоколов подтверждает ее достаточную точность.

Более точный расчет ледового сопротивления требует учета сложной динамики движения ледокола и откалываемых льдин. Его реализация возможна при использовании ЭВМ.

1.10.8.2, Сопротивление движению на чистой воде

Скорость хода ледокола на чистой воде не является решающим фактором. Однако данные о сопротивлении воды необходимы для расчета времени перехода по свободной воде от базы до кромки льда и обратно, а также для выполнения расчетов, связанных с выбором энергетической установки, проектированием гребных винтов и анализом эксплуатационно-технических свойств.

Специфика расчета сопротивления воды обусловлена тем, что ледоколы имеют малое отношение L/B.

При расчете по схеме разделения по характеру приложения сил, т.е. его деления на сопротивление трения R_f и сопротивление давлений Rr (остаточ-

ное), буксировочное сопротивление подсчитывается по формуле

$$R = 0{,}5\rho V^2 \Omega\left(\zeta_{f_0} \cdot K + \zeta_{\text{п}}\right) + m\left(\frac{Rr}{\Delta}\right)\Delta \cdot g\,,$$

(1.37)

где m = 1,05...1,08 - коэффициент, учитывающий сопротивление выступающих частей, ветра и морского волнения;

Rr/Δ - f(Fr) - удельное остаточное сопротивление, определяемое по графику рис. 1.48, который охватывает результаты обработки модельных испытаний, выполненных в различных опытовых бассейнах, а также натурных испытаний ряда отечественных и зарубежных ледоколов.

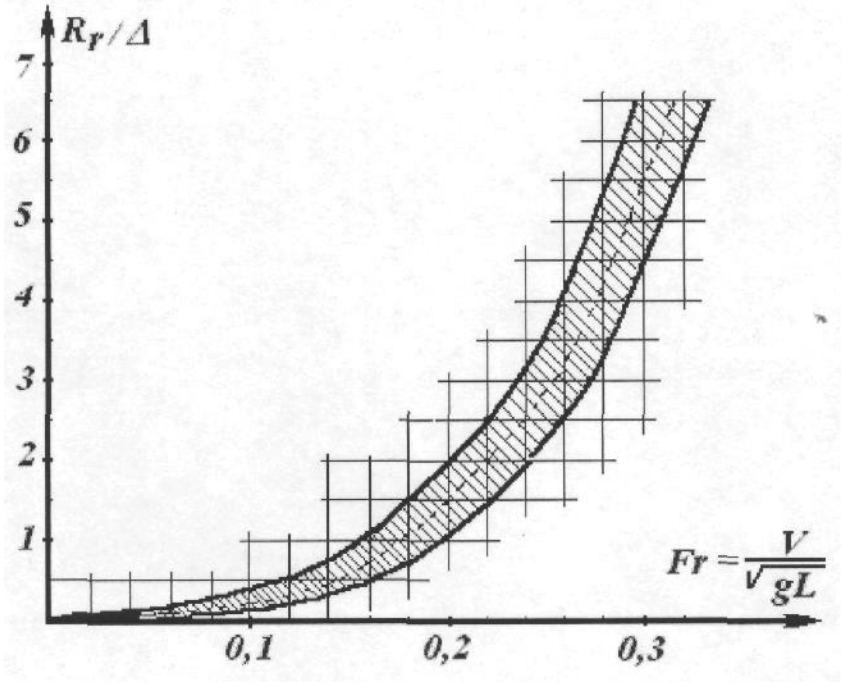


Рис. 1.48. График удельного остаточного сопротивления для ледоколов

Из графика видно, что экспериментальные данные, охватывающие большое число ледоколов и их моделей, укладываются в сравнительно узкую заштрихованную зону. Это обстоятельство позволяет определять остаточное сопротивление, ориентируясь на среднюю штриховую кривую.

У ледоколов с одним носовым винтом к величине полученного расчетом остаточного сопротивления добавляется 20 % при малых скоростях хода и 10 % - при высоких. При наличии в носу двух выкружек гребных винтов остаточное сопротивление увеличивают примерно на 25 %.

Схема расчетов по формуле (1.37) приведена ниже в форме табл. 1.9.

Таблица 1.9

Расчет сопротивления движению ледокола на чистой воде

Постоянные и исходные величины					
$\rho = 1{,}025$ т/м^3 $g = 9{,}81$ м/с^2 $\nu = 1{,}61 \cdot 10^{-6}$ м^2/с $m =$ $K =$ $\zeta_n \cdot 10^3 =$ } см. п. 1.7		$L =$ м $B =$ м $d =$ м $\Delta =$ т		$\Omega =$ м^2 (см. п. 1.6)	
№ п/п	Расчетные величины	Обозначения и формулы	Единицы измерения	Числовые значения	Примечания
1	Скорость хода судна	V_{S_i}	уз	$V_{S_1} \ldots V_{S_5}$	Задаемся
2	Скорость хода	$V_i = 0{,}514 \cdot V_{S_i}$	м/с		
3	Квадрат скорости хода	V_i^2	м^2/с^2		
4	Число Рейнольдса	$Re = V_i L / \nu$	-		
5	Коэффициент трения технически гладкой пластины	$\zeta_{f_o} \cdot 10^3 = f(Re)$	-		По кривым рис. 1.10
6	Коэффициент трения для судна	$\zeta_{f_c} \cdot 10^3 = [5] \cdot K + \zeta_n \cdot 10^3$	-		
7	Число Фруда	$Fr = V_i / \sqrt{gL}$	-		
8	Удельное остаточное сопротивление	$Rr / \Delta = f(Fr)$	кН / Т		По графику рис. 1.48
9	Остаточное сопротивление	$Rr = [8] \cdot m \cdot \Delta \cdot g \cdot 10^{-3}$	кН		
10	Буксировочное сопротивление	$R = 0{,}5\rho \cdot \Omega \cdot [3] \cdot 10^{-3} \cdot \cdot [6] + [9]$	кН		
11	Буксировочная мощность	$N_\delta = [10] \cdot [2]$	кВт		

1.11. МЕТОДЫ И ПРОБЛЕМЫ СНИЖЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ СУДОВ

Скорость хода - одно из важнейших эксплуатационных качеств судна. Для водоизмещающих судов она уже в течение длительного времени меняется мало. Это объясняется тем, что увеличение скорости свыше « 25 уз при-

водит к настолько резкому росту сопротивления воды, что для его преодоления необходима такая значительная мощность и, следовательно, соответствующий запас топлива, которые в совокупности поглощают недопустимо большую часть располагаемого водоизмещения судна.

С учетом этого можно утверждать, что единственно реальной возможностью существенно повысить скорости водоизмещающих судов является уменьшение сопротивления их движению.

1.11.1. Вязкостное сопротивление

Наиболее доступными мероприятиями, способствующими уменьшению вязкостного сопротивления, являются:

- снижение общей и местной шероховатости наружной обшивки, осо бенно шероховатости от покраски, борьба с коррозией и обрастанием;
- перевод характера обтекания корпуса водой из турбулентного режима в ламинарный;
- воздействие на вязкость потока воды в слоях, прилегающих к обшивке корпуса, т.е. изменение физических характеристик воды в погранслое.

Шероховатость обшивки корпуса изменяется по многим причинам. Основными из них являются следующие.

При стоянке свежеокрашенного корпуса в воде еще в периЪд достройки судна его подводная часть быстро покрывается пленкой, состоящей из бактерий, взвешенных частиц и ила. Когда достройка длится несколько месяцев после спуска судна на воду, шероховатость увеличивается за счет разрушения лакокрасочного покрытия под воздействием электрохимической коррозии.

По данным, приведенным в [9], за каждый день стоянки на достройке в акватории с умеренным климатом сопротивление трения увеличивается на 0,25 %, а нередко и до 0,5 %.

В процессе эксплуатации судна его пребывание в воде, особенно морской, вызывает обрастание обшивки водорослями и морскими организмами; балянусами, асцидиями и другими ракушками. Интенсивность обрастания зависит от района плавания, солености воды, времени года, продолжительности стоянки в портах, а также погодных условий. Так, по данным, приведенным в [9], при плавании в тропических водах, за время между докованиями потеря скорости судов типа «Выборг» составила 4 уз (с 16 уз при чистом корпусе до 12 уз уже после двух рейсов в порты Кубы).

Наибольшее влияние на сопротивление оказывают обрастание и коррозия обшивки в носовой оконечности судна. Это обусловлено тем, что в этом районе вязкий подслой воды, обтекающий корпус, и переходная область от ламинарного течения к турбулентному гораздо тоньше, чем в других. Полученные на этот счет данные японских исследователей при буксировке в бассейне окрашенных листов обшивки после длительных сроков пребывания их в морской воде свидетельствуют о существенном увеличении их коэффици-

ентов трения с ростом шероховатости.

Потери скорости вследствие обрастания и коррозии происходят в результате увеличения шероховатости как корпуса судна, так и гребного винта. У больших судов эти потери выше из-за большой роли для них вязкостного сопротивления при одинаковой исходной скорости вследствие меньших значений чисел Фруда - Fr.

Все сказанное выше свидетельствует о необходимости периодического приведения шероховатости наружной обшивки и винта в состояние, близкое к первоначальному.

Это достигается выполнением следующих мероприятий:

- предохранение подводной части от интенсивной коррозии постановкой катодной или протекторной защиты;

- проведение плановых докований с полной очисткой и окраской под водной поверхности в сроки, регламентируемые требованиями Правил Мор ского Регистра Судоходства.

Правила Регистра предусматривают одногодичную периодичность докования для пассажирских судов и судов арктического плавания и двухгодичную для судов других типов.

Очистка корпуса, методы, схемы и количество слоев окраски, технология производства работ, правила их приемки и способы контроля обусловлены техническими руководствами, такими, например, как РТМ 31.5011.

Улучшению состояния свежеокрашенной поверхности корпуса способствует использование специальных гидрофильных покрытий. Нанесенные на слой антиобрастающей краски, они набухают, поглощая воду до 70 % своей массы и сглаживая неровности краски. Снижение высоты бугорков при этом приводит к уменьшению сопротивления движению до 4 %.

Заключая краткое рассмотрение вопроса о влиянии шероховатости, необходимо отметить, что любое ее уменьшение ведет к росту стоимости судна как при его постройке, так и в процессе эксплуатации. По этой причине необходимо установить границу, до которой целесообразно сглаживание поверхности обшивки корпуса. Иначе говоря, на повестку дня должен быть поставлен вопрос о ***допустимых*** размерах бугорков шероховатости в зависимости от места их расположения по длине и осадке судна. В тесной связи с этим является проблема создания и совершенствования аппаратуры для производственного контроля состояния судовых поверхностей. Существующие же методы оценки чистоты поверхности малопроизводительны, а точность получаемых результатов в значительной мере зависит от квалификации контролирующих лиц и субъективности их оценки.

Немаловажным является также вопрос о текущем контроле за состоянием шероховатости наружной обшивки в процессе эксплуатации судов. Как показывают данные анализа эксплуатации ряда зарубежных транспортных судов, на преодоление дополнительного сопротивления, вызванного обрастанием в междудоковый период, расход топлива в среднем составляет 10.,.25 % от номинального нормативного.

Для текущей оценки состояния корпуса представляется целесообразным иметь паспорт шероховатости судна, в котором содержались бы данные об использованных методах и способах очистки, схемах окраски, методах контроля очищенных и окрашенных поверхностей, а также результаты периодических обследований обрастания обшивки корпуса с указанием видов организмов и водорослей, районов их расположения и занимаемой площади, плотности обрастания.

Ламинаризация, т.е. управление пограничным слоем.

Один из путей снижения вязкостного сопротивления состоит в поисках методов и способов воздействия на пограничный слой с целью замены турбулентного режима течения ламинарным, так как трение при этом, особенно при больших числах Рейнольдса, становится намного меньше.

Первый способ искусственной ламинаризации состоит в использовании отсоса воды из пограничного слоя через обшивку корпуса судна. Это позволяет уменьшить толщину погранслоя и трансформировать эпюру распределения давления в нем с целью устойчивости к воздействию внешних возмущений, т.е. предотвращению отрыва.

Для непрерывного отсасывания необходимо либо создать проницаемые пористые поверхности, либо осуществлять отсос через группы "отверстий или узких щелей, расположенных в наружной обшивке.

Эффективность отсоса в значительной мере зависит от состояния наружной поверхности корпуса и степени турбулентности обтекающего потока.

Следует отметить, что конструктивные и технологические трудности на пути использования этого способа еще не привели к практическому его применению.

Второй способ изменения характеристик пограничного слоя основан на результатах наблюдения и исследования процессов при плавании дельфинов.

Установлено наличие демпфирования, т.е. сглаживания и гашения колебаний другой поверхности при возмущениях в пограничном слое, снижающего сопротивление трения. Помимо гашения пульсации скоростей обтекания, это снижение обусловлено также затягиванием ламинарно-турбулентного перехода в погранслое, увеличением толщины вязкого подслоя, наличием сложного процесса обмена энергией между турбулентным потоком и упругой поверхностью.

Как показывают эксперименты с буксировкой тел вращения, нанесенные на их поверхность податливые упругие покрытия позволяют снизить сопротивление на 30...60 %.

Такие покрытия представляют собой эластичную пленку, опирающуюся на упругие несущие элементы. Полости-щели под пленкой заполняются жидкостью, вязкость которой больше вязкости воды.

Однако сложность изготовления покрытий и нестабильность их характеристик не позволяют пока рекомендовать их для практического использования на транспортных судах.

Для снижения сопротивления трения возможно также применение ребристых поверхностей с продольными пазами, расположенными вдоль потока, т.е. с пилообразной формой поперечного сечения.

Ребра способствуют уменьшению поперечных выбросов жидкости от стенки, которые и формируют турбулентность в пофанслое. Такое уменьшение способствует росту толщины вязкого подслоя, и, следовательно, снижению сопротивления.

Изменение физических характеристик воды в пограничном слое можно считать наиболее эффективным способом снижения вязкостной части буксировочного сопротивления. Этот способ состоит в подаче в пристеночную область веществ, по своим физическим свойствам отличающихся от свойств забортной воды.

Одним из таких веществ является воздух, с помощью которого формируется тонкая воздушная прослойка, отделяющая поток воды от твердой границы обшивки корпуса. Создание и последующее поддержание такой прослойки возможно непрерывной подачей воздуха через специальные устройства - ***кавитаторы***, система секций которых устанавливается под плоским днищем судна. Конструкция имеет вид клиновидной наделки, "позади которой подведена воздушная магистраль. При подаче воздуха за наделкой формируется воздушная полость - каверна, длина которой определяется скоростью судна. Для предотвращения выхода воздуха вдоль бортов в районе скул устраиваются вертикальные кили. Так как на плоских участках днища каверны стабильны и для их поддержания требуется меньше воздуха, то этот способ, называемый ***воздушной смазкой***, является наиболее перспективным для судов, имеющих цилиндрические вставки. Использование воздушной смазки на морских судах встречает затруднения в связи с разрушением каверн в процессе бортовой качки.

Об эффективности применения этого способа говорят результаты натурных испытаний. Так, при испытании баржи водоизмещением Δ = 3000 т уменьшение ее сопротивления составило ≈ 23 %, а теплохода водоизмещением Δ = 5300т при скорости хода V_s = 11 уз - 17 %. При этом затраты мощности на подачу воздуха в каверны не превысили 1,5 % мощности энергетической установки судна.

Снижения вязкостного сопротивления можно достичь также за счет создания в пограничном слое микропузырьков воздуха, вдувая его через пористую поверхность с порами диаметром 0,5...50 мкм. Концентрируясь в районе вязкого подслоя и в области перехода к турбулентности, микропузырьки вызывают снижение плотности и вязкости воздушно-водяной смеси, увеличение толщины вязкого подслоя и, как следствие, снижение трения. Трудность реализации этого метода связана с засорением микропор в процессе плавания судна.

Еще в 1948 г. Томпсоном, а затем и другими исследователями было установлено наличие целого ряда аномальных свойств течений слабоконцентрированных водных растворов некоторых полимеров, имеющих большую

молекулярную массу и молекулы в виде длинных линейных цепей (например, полиэтиленоксиды, полиакриламиды, гуаровые смолы). К числу аномальных явлений, наблюдаемых в потоках водных растворов, относятся:

- резкое, до 80 %, снижение сопротивления трения в турбулентных течениях;

- возрастание вязкостного сопротивления при ламинарном обтекании тел с очень малыми числами Рейнольдса;

- существенное увеличение значения скорости потока, при которой начинается кавитация;

- разбухание струи полимерного раствора при ее истекании в поток воды;

- увеличение подъемной силы крыльевых профилей в потоке раствора. Экспериментаторами замечено, что молекулы полимеров в потоке воды склонны к разрушению под действием значительных гидродинамических напряжений. Деструкция приводит к снижению эффективности растворов полимеров при их повторных использованиях для снижения сопротивления.

Не останавливаясь на возможном механизме влияния полимеров на структуру потока воды, заметим лишь, что реализация эффекта полимерных добавок возможна путем дискретной подачи полимера через щели в обшивке корпуса или сквозь пористую поверхность, а также обмазкой смоченной поверхности составом, содержащим полимер.

Хотя исследования возможности снижения сопротивления с помощью подачи полимеров в пристеночную область еще не вышли за рамки модельного эксперимента, но ввиду перспективности этого направления работы ведутся интенсивно как в области теоретического обоснования, так и практической реализации.

Эффект значительного снижения сопротивления трения при турбулентном режиме течения наблюдается в растворах поверхностно-активных веществ (ПАВ) и при введении в поток добавок в виде волокон асбеста, нейлона или древесного происхождения. Волокна в потоке образуют хлопья, способствующие гашению турбулентных пульсаций скорости в потоке.

У судов с полными обводами значительную часть вязкостного сопротивления составляет сопротивление формы, обусловленное отрывом пограничного слоя в районе их кормы. Его снижение возможно за счет «ламинаризованности» корпуса, т.е. смещением минимума давлений к кормовой оконечности. Это достигается несколькими способами.

Первый - смещение максимальной площади поперечного сечения корпуса судна в корму от миделя.

Второй - подбор формы кормовой оконечности, снижающей отрыв пограничного слоя и образование вихрей.

Третий - установка специальных крыльевых устройств малого размаха на наружной обшивке непосредственно перед началом зоны отрыва пограничного слоя. Их конструкция и местоположение по высоте подбираются такими, чтобы вихри, сбегающие со свободного конца каждого крыла, гасили

вихри, образующиеся и затем отрывающиеся от корпуса.

По данным, приведенным в [1], установка двух таких вихрегенераторов с каждого борта судна позволяет сократить длину зоны отрыва в 3...4 раза.

1.11.2. Волновое сопротивление

Практические способы снижения волнового сопротивления базируются на двух принципах: избежания и погашения систем корабельных волн.

Реализация первого – избежания - привела к созданию совершенно новых типов судов, таких, как на подводных крыльях, воздушной подушке, экранопланов, подводных транспортных судов.

У первых трех типов их корпус на ходу не пересекает свободную поверхность воды, что обеспечивает получение скачка скорости хода до 80... 100 уз при обычных традиционных мощностях энергетических установок. Причиной этого является почти полное отсутствие волновбго сопротивления и резкое уменьшение вязкостного. Для расчета ходкости этих судов потребовалась разработка совершенно новой области гидродинамики, называемой «Ходкость судов с динамическими принципами поддержания».

При переходе к подводному плаванию волновое сопротивление полностью отсутствует уже на глубине погружения, примерно равной двум высотам корпуса. С учетом отсутствия в этом случае и сопротивления от морского волнения, можно сказать, что движение транспортного судна под водой в целом ряде случаев может оказаться предпочтительнее надводному, например при плавании подо льдом, в период сезонных штормов.

Принцип погашения используется для уменьшения волнового сопротивления водоизмещающих судов. Можно указать два способа гашения систем корабельных волн, т.е. волн, генерируемых движущимся судном и требующих непроизводительных затрат энергии судовой энергетической установки.

Первый способ состоит в создании условий для благоприятной интерференции (наложения) поперечных корабельных волн носовой и кормовой групп, первые 1 из которых зарождаются в районе форштевня вершиной, а вторые 2 несколько впереди ахтерштевня впадиной (рис. 1.49, а).

Как видно из рисунка, оголение корпуса в корме и, следовательно, падение здесь давления на обшивку корпуса становятся наименьшими тогда, когда в район образования подошвы кормовой волны 2 подходит при своем беге вершина 1 носовой (рис. 1.49, б). Минимальным будет и волновое сопротивление, так как разница давлений в носу и корме судна будет небольшой. Наиболее неблагоприятной будет интерференция, когда волны 1 и 2 совпадают по фазам (рис. 1.49, в), так как большое оголение кормы в этом случае приводит к максимальной разнице давления на обшивку носовой и кормовой оконечностей.

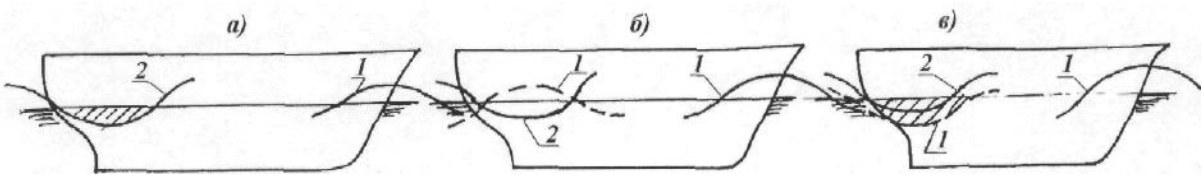


Рис. 1.49. Фазы интерференции поперечных волн носовой и кормовой групп:
а - волны не совпадают по фазам; б - волны находятся в противофачах;
в - фазы волны совпадают

Благоприятной интерференции, обеспечивающей минимум волнового сопротивления, добиваются путем выбора определенного соотношения между так называемой волнообразующей длиной судна и скоростью его хода.

Второй способ гашения состоит в разработке и устройстве специальных конструкций в составе корпуса судна, называемых интерферирующими устройствами (рис. 1.50). Эти местные наделки корпуса при надлежащем выборе их формы и места размещения создают собственные волновые системы, благоприятно интерферирующие с волнами основного корпуса и снижающие волновое сопротивление в целом. Носовые крылья однойременно служат средством стабилизации продольной качки.

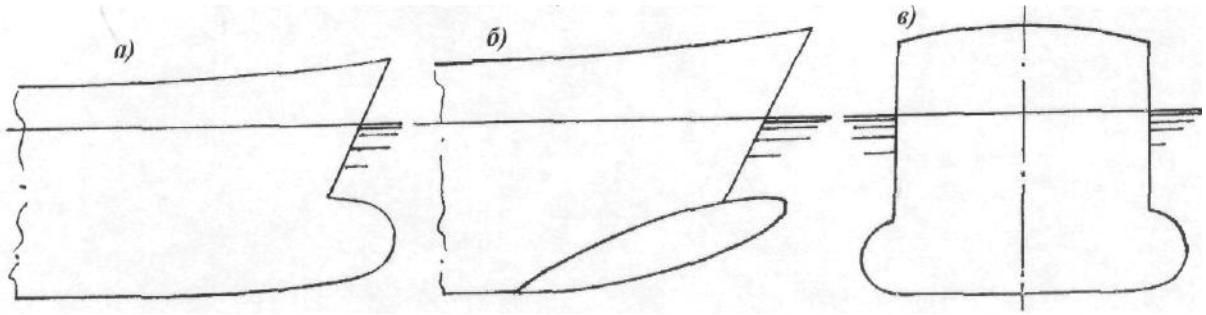


Рис. 1.50. Схемы интерферирующих устройств:
а - носовой бульб; б - носовое крыло; в - бортовые Були

Массовому строительству судов с бульбообразными носовыми образованиями в значительной мере способствовали результаты натурного эксперимента, проведенного в 1961 г. японским профессором Инуи. Установка им на одном из каботажных пассажирских судов развитой бульбовой наделки позволила достичь проектной скорости хода при мощности главного двигателя на 13 % меньше, чем до установки бульба.

Не следует, однако, забывать, что эффективность интерферирующих устройств обычно ограничена определенным диапазоном чисел Фруда. Так, при балластных пробегах эффект от наличия носового бульба обычно снижается и даже может стать отрицательным. Он уменьшается также при пониженных скоростях хода. В силу этих причин решение о применении этой технологически сложной конструкции в каждом отдельном случае должно подтверждаться модельным экспериментом.

1.12. ПОНЯТИЕ О НАТУРНЫХ БУКСИРОВОЧНЫХ И СКОРОСТНЫХ ИСПЫТАНИЯХ СУДОВ

Модельные эксперименты и теоретические расчеты не позволяют получить исчерпывающих данных для оценки ходовых качеств построенного судна. Поэтому, несмотря на высокую степень совершенства приближенных методов расчета сопротивления движению, комплексные натурные испытания являются главным источником информации о поведении судна на взволнованном море.

Буксировочные испытания преследуют цель - определить зависимость сопротивления движению построенного судна от скорости его хода. Подготовка таких испытаний и выполнение необходимых измерений в процессе их проведения, обеспечивающих при этом достаточную точность", являются задачей технически сложной, трудоемкой и дорогой. По этим причинам натурные буксировочные испытания водоизмещающих судов проводятся довольно редко и в основном для исследовательских целей.

Скоростные испытания проводятся для всех судов после их постройки. Их целью является получение данных о ходовых качествах судна, таких, как значение наибольшей скорости хода при длительной работе главных двигателей, зависимость скорости от частоты вращения гребных валов, а также упора гребных винтов при этом.

Получаемые в процессе испытаний данные имеют ценность лишь тогда, когда соблюдены все необходимые требования и условия, наиболее важными из которых являются следующие.

1. ***Подготовка к испытаниям судна и измерительной аппаратуры***

Прежде всего, приводится в порядок энергетическая установка для того, чтобы она могла работать во всех задаваемых режимах, включая полную спецификационную мощность.

Далее в доке или на слипе очищается от обрастания и ржавчины и окрашивается подводная поверхность корпуса судна. При этом докование производится с таким расчетом, чтобы испытания проводились не позже 5... 10 суток после выхода судна из дока. Если же период между окраской и испытаниями превышает 35...40 суток, то судно должно быть поставлено в док повторно и заново очищено и окрашено.

В доке обследуется также состояние всех выступающих частей, кронштейнов и мортир гребных валов, рулей, боковых килей, наделок и обтекателей. Сличаются геометрические элементы (шаг, дисковое отношение, диаметр) гребных винтов с данными заводских паспортов.

Рекомендуется после окраски корпуса снять профилограммы шероховатости подводной поверхности и гребных винтов в наиболее характерных районах и точках.

Проверяется наличие и состояние марок углубления.

Результаты выполнения всех указанных выше работ и осмотров фиксируются в специальном протоколе или акте.

Производится тарировка и проверка приборов и аппаратуры, а именно:

- секундомеров и часов с электроконтактами;
- тахометров, механических измерителей частоты вращения, тахографов и пр.;
- торсиомеров и торсиографов;
- упоромеров;
- измерителей индикаторной мощности;
- анемометров и анемографов;
- термометров;
- нефтемеров и мерных топливных баков.

Особое внимание обращается на точность работы секундомеров - основных приборов для отсчета времени. При их выборе необходимо иметь в виду, что продолжительность непрерывной работы при однократном заводе должна быть больше длительности предстоящего испытания и составлять не менее 2,5...5 часов.

Непосредственно перед началом испытаний определяется плотность и производится анализ теплотворной способности топлива. Эти данные необходимы как для определения расхода топлива при каждом из исследуемых режимов движения, так и для оценки мощности главных двигателей.

В различные моменты испытаний требуется знание водоизмещения судна. Его определение производится путем замеров осадки по маркам углублений и последующим расчетом с помощью масштаба Бонжана. Полученное водоизмещение сверяется с рассчитанным по весовой нагрузке. Расхождение не должно превышать 1 %.

Перед началом испытаний крен судна сводится к нулю, а дифферент - к спецификационпому значению, соответствующему водоизмещению при испытании. В процессе испытаний крен не должен превышать 1°.

2. Измерение скорости

Широко распространен один из наиболее точных способов - определение скорости на мерной линии (рис. 1.51).

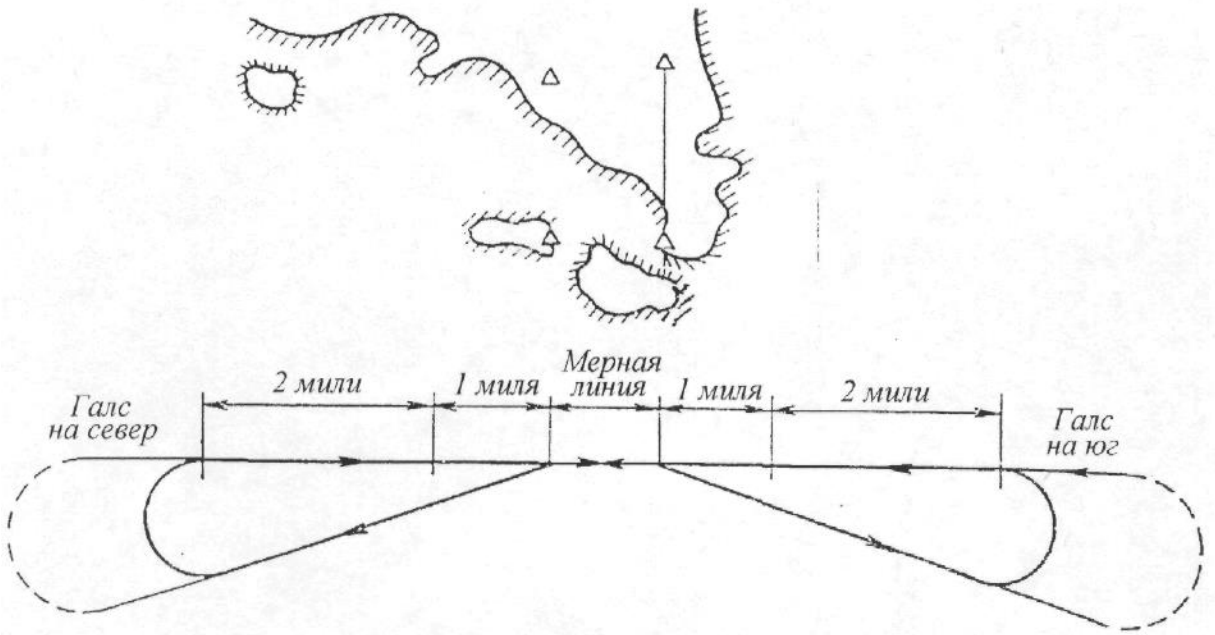


Рис. 1.51. Схема мерной линии:
Δ - створные знаки

Этот способ, как и почти все другие, используемые в настоящее время, обладает существенным недостатком, заключающимся в том, что скорость определяется относительно берега, а не воды.

Основные требования, предъявляемые к устройству мерных линий, состоят в следующем.

Глубина воды в районе измерительного участка на подходе к нему с обеих сторон и в районах поворота судна на обратный курс должна быть достаточной для того, чтобы исключить влияние мелководья на сопротивление движению судна.

Место для оборудования мерной линии выбирается с таким расчетом, чтобы влияние течения было минимальным или, по крайней мере, направлено вдоль измерительного участка и во всяком случае составляло с ним угол, не превышающий 15...20°.

По возможности мерная линия располагается в районе, защищенном от морского волнения и господствующих ветров.

Обязательным условием является наличие достаточного пространства по обоим концам мерной линии, необходимого для свободного маневрирования судна после пробега непосредственно измерительного участка, длина которого составляет от 1 до 6 миль.

Линия полного пробега судна должна располагаться не менее чем в 2...3 милях от прибрежных опасностей, а для ориентировки судоводителя должны расставляться вехи, указывающие границы разгонных и измерительного участков.

Перпендикулярно измерительному участку на берегу устанавливаются два поперечных (секущих) створа, каждый из которых оборудован двумя знаками (щитами). Щиты устанавливаются на такой высоте, чтобы они были хорошо видны с моря. Передние щиты, т.е. расположенные ближе к измери-

тельному участку мерной линии, устанавливаются ниже задних так, чтобы в момент прохождения судном створа они перекрывали друг друга, составляя по вертикали одно целое. По середине щитов наносятся вертикальные полосы, которые для хорошей видимости с моря окрашиваются в яркий цвет.

Следует отметить, что в настоящее время все большее применение для измерения скорости судов находят различные радиотехнические средства. К ним в первую очередь относятся импульсные и фазовые радионавигационные системы. Точность определения местонахождения судна с помощью таких систем составляет 3...4 м, что гораздо выше точности, которую можно получить в точке пересечения створов с линией измерительного участка хорошей мерной линии.

При проведении скоростных испытаний применяются также судовые радиолокационные станции. В этом случае необходимо иметь надежный пассивный отражатель, например маяк. Во время испытаний судно движется по направлению к нему и от него с учетом направления течения в данном районе моря.

Количество пробегов при испытаниях на мерной линии выбирается в зависимости от характера течения на акватории.

В настоящее время большинство стандартных методик предусматривает проведение троекратных пробегов во взаимообратных направлениях.

В отечественной практике также приняты троекратные пробеги. Первый- в одном направлении, второй - в противоположном, третий - в направлении, совпадающем с первым.

Средняя скорость и средняя частота вращения гребного вала на каждом из задаваемых режимов движения определяются по формулам:

$$V = \frac{V_1 + 2V_2 + V_3}{4},$$

$$n = \frac{n_1 + 2n_2 + n_3}{4}.$$

Так как целью скоростных испытаний является получение данных о зависимости скорости судна от частоты вращения гребных винтов и мощности главных двигателей в широких пределах изменения частоты вращения, то как отечественные, так и зарубежные методики предусматривают проведение испытаний на нескольких режимах работы главных двигателей.

В практике отечественного судостроения при испытаниях водоизмещаю-щих транспортных судов установлены следующие пять обязательных режимов:

$n_м = n_н$;

$n_м = 1{,}08 * n_н$;

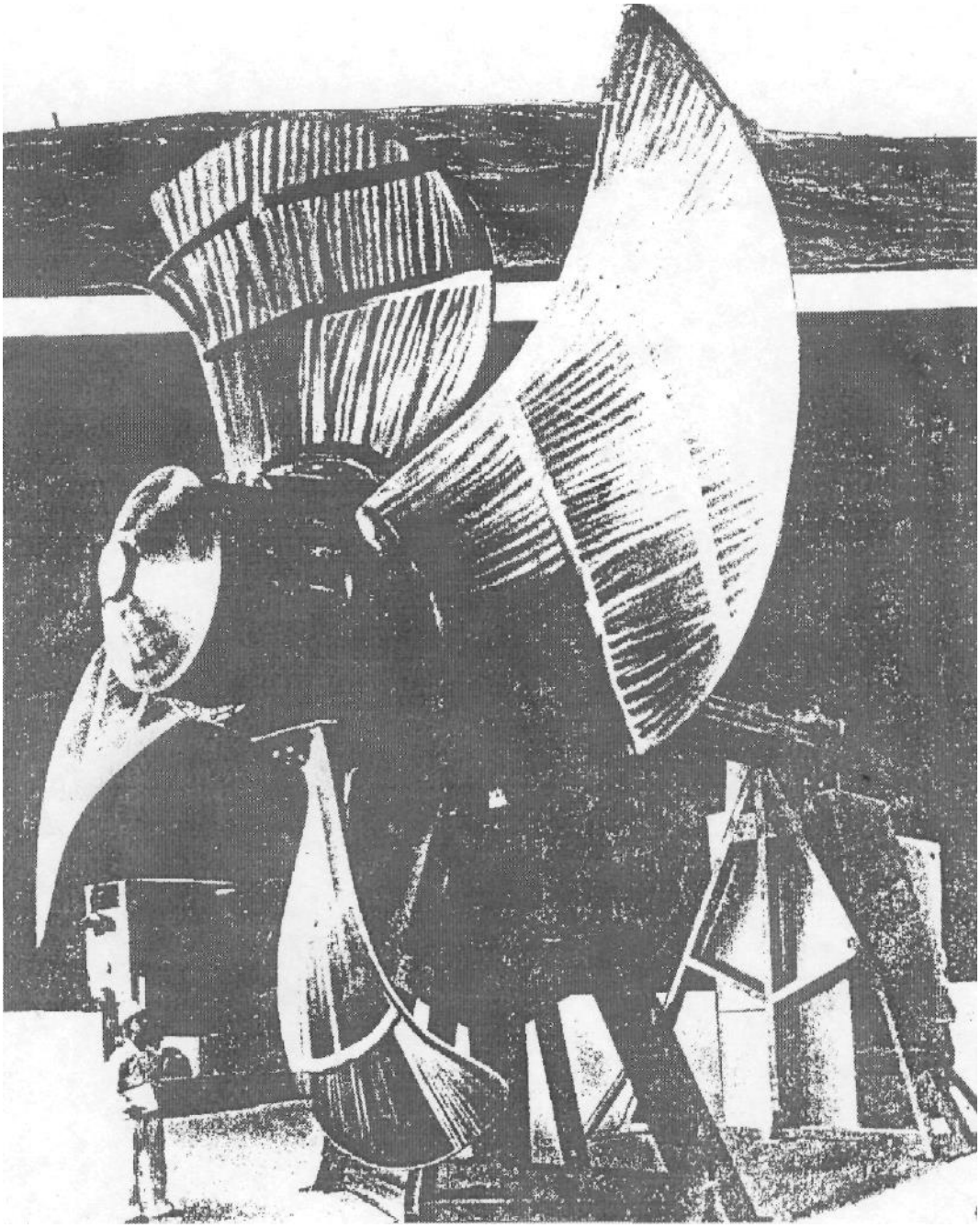
$n_м = 0{,}91 * n_н$;

$n_м = 0{,}79 * n_н$;

$n_м = 0{,}63 * n_н$,

где $n_н$ - номинальная частота вращения гребного винта при максимальной мощности главного двигателя, об/мин;

$n_м$ - частота вращения при заданном режиме, об/мин.



Часть II

ГРЕБНЫЕ ВИНТЫ

Открытые винты фиксированного и регулируемого шага (ВФШ и ВРШ), винты в направляющих насадках

2.1. ОБЩИЕ СВОЙСТВА И КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ МОРСКИХ СУДОВ

2.1.1. Общие положения

Движитель - устройство, преобразующее энергию источника, называемого ***двигателем***, в энергию поступательного движения судна.

В качестве источника энергии для работы движителей современных транспортных и других типов судов в подавляющем большинстве случаев являются тепловые двигатели, использующие химическое горючее. Это мало- и среднеоборотные дизели (ДВС), паро- или газотурбинные установки. Реже используются установки, работающие на ядерном топливе.

Движитель создает и поддерживает непрерывную во времени движущую силу, называемую ***силой тяги*** - Ре, кН. Эта сила передается корпусу судна через специально сконструированный узел, называемый ***упорным подшипником***, который встроен в линию валопровода и своим фундаментом жестко связан с балками днищевого перекрытия корпуса судна.

Поскольку в ходкости рассматривается прямолинейное и равномерное движение судна, то согласно законам механики сила тяги должна быть уравновешена противоположно ей направленной силой сопротивления движению - R, кН, т.е.

$$Pe = R.$$

Действие всех конструктивных типов движителей современных водоизмещающих судов основано на одном принципе - ***гидрореактивном***. Согласно этому принципу сила тяги создается за счет реакции отбрасываемых в виде струи масс воды, которые захватываются движителем из окружающей среды. Отбрасывание осуществляется особым образом сконструированными рабочими деталями движителя, которые воспринимают силу реакции и затем преобразуют ее в силу, одна из составляющих которой совпадает с направлением прямолинейного движения судна.

Следует отметить, что реакция может восприниматься не только рабочими деталями, но и специальными устройствами в виде водопроточных труб, каналов и насадков, неподвижно расположенных относительно корпуса судна. В соответствии с этим движители подразделяются на ***лопастные*** и ***водометные***.

У лопастных движителей сила тяги является главной составляющей гидродинамических сил, которые появляются на их подвижных лопастях, образованных крыловидными профилями.

В зависимости от конструктивных особенностей эти движители делятся на следующие типы:

- гребные винты с неподвижными лопастями - винты фиксированного шага (ВФШ) - цельнолитые и со съемными лопастями;

- гребные винты с поворотными лопастями - винты регулируемого шага

(ВРШ);

- крыльчатые движители.

Как ВФШ, так и ВРШ могут устанавливаться за корпусом судна открыто и в специально сконструированных кольцевых насадках, диаметральные продольные сечения которых имеют крыловидные профили,

У водометных движителей движущей силой является реакция струи, выбрасываемой через отливной трубопровод.

В зависимости от способа выброса различают водометы с выбросом в воду, полуподводным и атмосферным выбросами.

Характерной особенностью этих движителей является отсутствие движущихся деталей и узлов снаружи корпуса судна.

2.1.2. Особенности конструктивных типов движителей

2.1.2.L Гребные винты

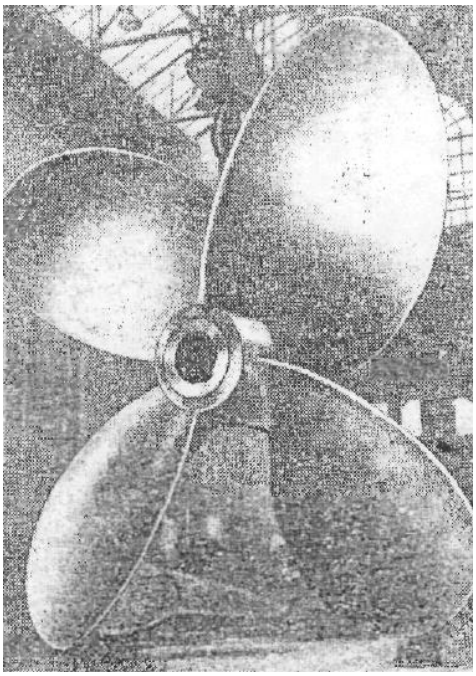


Рис. 2.1. Гребной винт транспортного судна

Среди движителей, применяемых в настоящее время на водоизмещающих морских судах, первое место занимают гребные винты. Свое название движители этого типа получили по той причине, что в основу образования их рабочих деталей лопастей - положены винтовые поверхности.

В геометрическом отношении гребной винт представляет собой конструкцию в виде лопастей одинаковой формы и размеров, радиальные сечения которых имеют крыловой профиль. Лопасти в количестве от двух до шести расположены по окружности на равных угловых расстояниях друг от друга и закреплены на общей детали, называемой ступицей (рис. 2.1 и 2.2), которая своим конусным отверстием насаживает на гребной вал.

Совершенствование геометрии, наблюдаемое в последние годы, преследует главным образом цели снижения виброактивности, улучшения акустических и кавитационных характеристик при сохранении надежности и уменьшении трудоемкости изготовления гребных винтов.

Указанные проблемы усугубились и обострились в связи с ростом энерговооруженности судов.

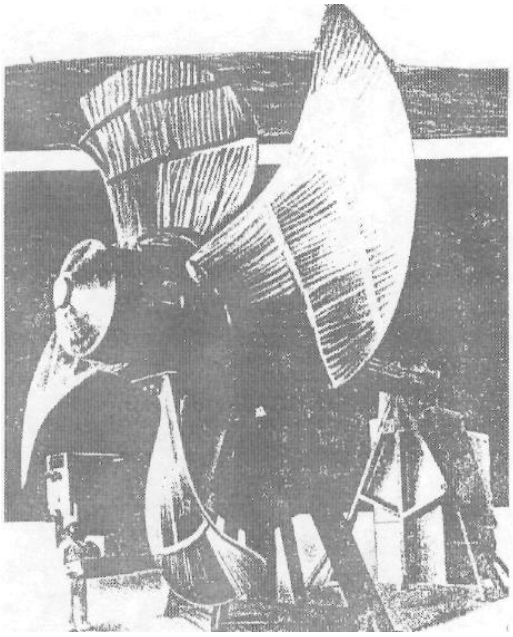


Рис. 2.2. Современный грубной винт с увеличенной саблевидностью

Среди нововведений в производственную практику особенно заметно стремление к существенному увеличению саблевидности, совмещаемой со значительной асимметрией контура лопастей (рис. 2.2), и переменным, снижающимся к их краю шагом.

Главные преимущества гребных винтов перед другими типами движителей: большая приспособляемость к различным условиям и режимам работы, способность потреблять широкий диапазон мощностей (до 65000 кВт), высокая степень надежности, высокий, до 75 %, КПД - были доказаны еще в действительным членом с увеличенной саолекидностью Петербурской академии наук Даниилом Бернулли. А профессор Н.Е. Жуковский, применив в 1912-1916 гг. к работе гребного винта свою теорему о подъемной силе погруженного в поток жидкости или газа крыловидного тела, увязал действие винта с его геометрией, частотой вращения и поступательным перемещением вместе с движущимся судном. Это обстоятельство открыло широкие возможности для обоснованного выбора элементов винтов, правильного их проектирования и конструирования.

Наиболее распространенной является конструкция винтов с неподвижными лопастями, т.е. ***фиксированного тага*** (ВФШ), как цельнолитых, так и со съемными лопастями. Однако такие винты могут использовать полную мощность главного двигателя лишь на одном режиме движения. В процессе же эксплуатации судна под действием ветра и волнения моря, из-за обрастания корпуса водорослями и ракушкой, разрушения защитного покрытия сопротивление движению изменяется в весьма широких пределах. Чтобы при таких условиях гребной винт был в состоянии реализовать полную мощность главного двигателя при номинальной частоте его вращения, необходимо каждому значению сопротивления устанавливать свой угол поворота лопастей вокруг их собственных осей. Иначе говоря, для каждого судна нужно было бы иметь серию ВФШ одинакового диаметра, но с разной круткой лопастей.

Совмещение такой серии в одном движителе приводит к гребному винту регулируемого шага (ВРШ), осуществляемого поворотом лопастей вокруг их осей, перпендикулярных к оси гребного вала. Плавное изменение углов установки лопастей позволяет обеспечить постоянство крутящего момента, что приводит к полному использованию мощности главного двигателя при любом режиме работы судна. Поворот лопастей ВРШ осуществляется с помощью специального механизма, расположенного в полой ступице винта и управляемого его работой с ходового мостика.

Таким образом, ВРШ является многорежимным нагружающим меха-

низмом, что делает его универсальным судовым движителем. Если учесть также, что реверс дизельных и газотурбинных установок с помощью ВРШ надежнее, проще и экономичнее, чем при всех других известных способах реверсирования, то становится понятным тот огромный интерес, который сейчас заслуженно проявляется к этому типу движителя.

Обычно гребные винты располагаются в корме (рис. 2.3), Но в некоторых случаях, например на ледоколах, паромах челночного типа - и в носовой оконечности.

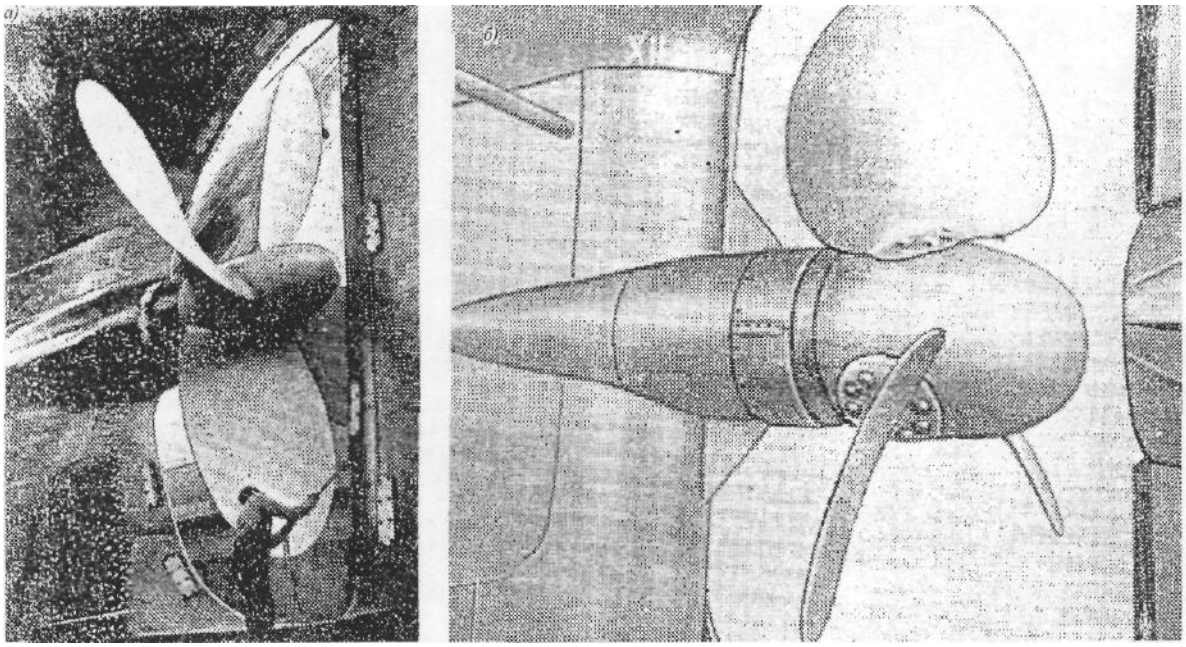


Рис. 2.3. Расположение гребного винта на одновинтовом судне:
а) цельнолитой ВФШ; б) ВРШ

Современные тенденции роста энерговооруженности, размеров и скорости хода водоизмещающих судов в значительной мере обострили проблему проектирования эффективного и долговечного движительного комплекса. Использование обычных ВФШ приводит к значительному снижению ходовых качеств, повышенной вибрации корпуса и валопровода.

Выполненные исследования показывают, что из новых конструктивных типов движителей для использования на буксирах, быстроходных и крупнотоннажных судах наиболее перспективными являются движительные комплексы с винтами, помещенными в специально сконструированные направляющие насадки, а также соосные гребные винты.

2.1.2.2. Комплексы с направляющими насадками

Идея размещения гребного винта внутри специальным образом спрофилированной кольцевой насадки впервые была высказана еще в 1887 г. русским инженером Ф.А. Бриксом, и в настоящее время такие комплексы получили весьма широкое распространение. Сейчас практически на всех вновь строящихся буксирах, как портовых, так и линейных морских, устанавлива-

ются комплексы с насадками. А их применение на крупных транспортных судах наряду с получением выигрыша в скорости на 2...3 % позволяет снизить циклические нагрузки на гребные валы и уменьшить вибрацию корпуса.

У винта, предназначенного для работы в насадке, форма контура лопастей (рис. 2.4) проектируется близкой к симметричной с уширенными и закругленными кромками. Такая геометрия улучшает эффективность работы винта за счет уменьшения потерь от перетекания воды по концам лопастей и повышает его кавитационные качества.

Насадка конструктивно представляет собой спрофилированное кольцо, имеющее в сечениях вдоль образующей форму профиля крыла и охватывающее с малым зазором кромки лопастей гребного винта, который располагается в наиболее узкой части тела насадки. Площадь входного отверстия насадки всегда больше выходного. Такая форма позволяет увеличить скорость протекания воды через диск винта и, следовательно, повысить его КПД.

Однако наибольший эффект направляющей насадки обеспечивается благодаря созданию ею дополнительной силы упора, появляющейся на теле насадки, как на кольцевом крыле.

К достоинствам комплекса относится также и то, что насадка служит своеобразным демпфером при работе гребного винта на волнении, сглаживая колебания сил на его лопастях. Кроме того, она в значительной мере предотвращает поломку лопастей, уменьшая вероятность их ударов о плавающие предметы и битый лед.

Наиболее существенные недостатки насадок - ухудшение поворотливости судна, особенно на заднем ходу, и усложнение работ по монтажу и демонтажу гребного винта как ВФШ, так и особенно ВРШ.

С корпусом судна направляющие насадки могут быть связаны либо жестко (неподвижные насадки, рис. 2.4, а), либо подвижно (поворотные насадки, рис. 2.4, б).

Второй тип насадок закрепляется на баллере и поворачивается на оба борта до 40°, заменяя собою руль. Иногда за винтом для лучшей управляемости на заднем ходу устанавливается видный на рис. 2.4, б стабилизатор (хвостовик) в виде вертикального крыла симметричного профиля.

Все виды направляющих насадок относительно оси вращения гребного винта могут иметь как осесимметричную, так и осенесимметричную форму.

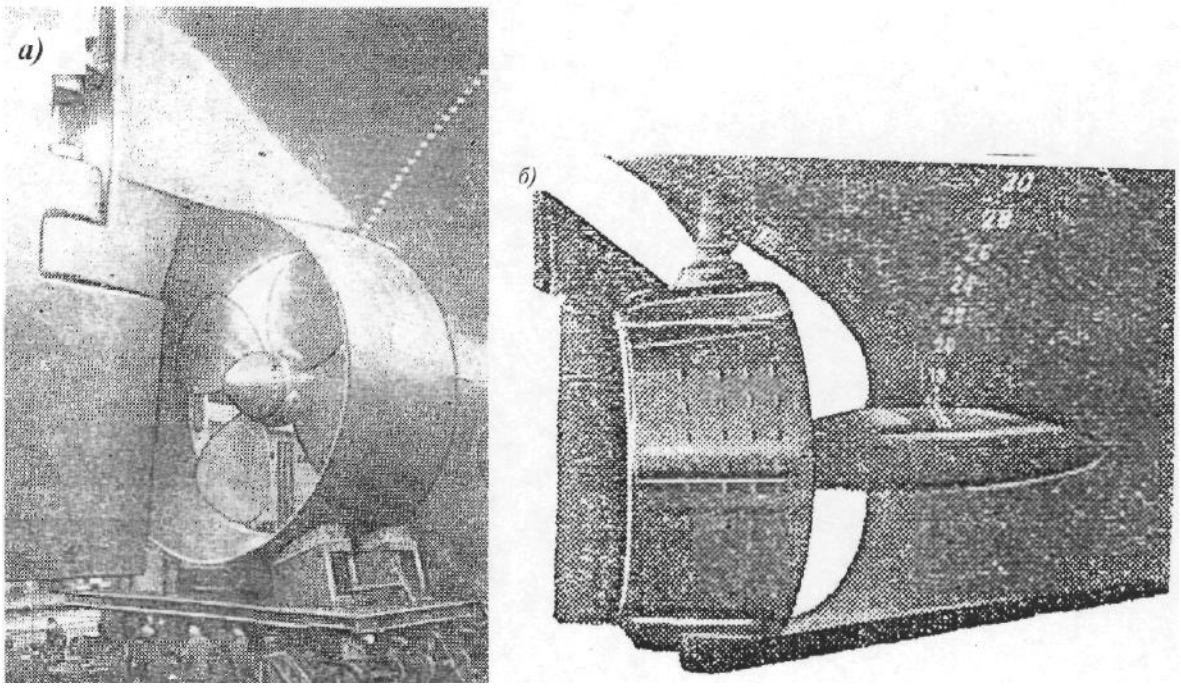


Рис. 2.4. Кормовая оконечность судна с винтом в направляющей насадке:
а) в неподвижной; б) в поворотной

Осенесимметричные насадки современных транспортных судов представляют собой комбинации различных крыловых профилей, имеющих изменяющееся по окружности раскрытие выходного отверстия. Необходимость и целесообразность этого вытекает из того, что гребной винт работает за корпусом в неравномерном потоке, скорости которого в верхней части диска винта меньше, чем в нижней. Поэтому для выравнивания поля скоростей насадка должна быть спроектирована так, чтобы она могла обеспечить увеличение скорости в верхней части гидравлического сечения винта и уменьшение - в нижней его части. Это достигается увеличением раскрытия выходного сечения с применением ускоряющих крыловых профилей в верхней части насадки и уменьшением раскрытия с применением замедляющих профилей в нижней части (см. схему на рис. 2.5).

Несмотря на трудности, связанные с необходимостью обязательной экспериментальной отработки формы таких выравнивающих насадок в процессе самоходных испытаний в опытовом бассейне модели судна по результатам замеров структуры поля скоростей за корпусом, применение осенесимметричных насадок на отечественных крупнотоннажных танкерах позволило практически исключить циклические нагрузки на гребные валы.

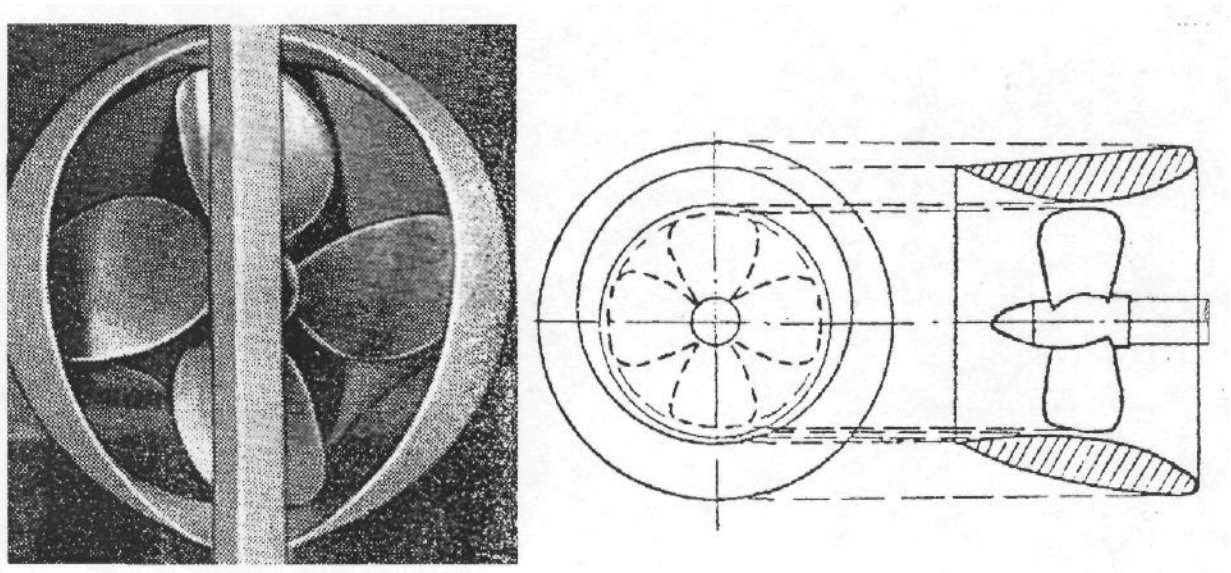


Рис. 2.5. Осенесимметричная насадка и ее схема

Следует особо подчеркнуть, что при оценке экономичности применения осенесимметричных насадок необходимо сравнение стоимости их изготовления с достигаемой экономией мощности главных двигателей, а также с уменьшением риска появления вибрации корпуса и кавитации лопастей винта.

2.1.2.3. Соосные гребные винты

Этот движительный комплекс состоит из двух одинаковых или различных по диаметру, числу лопастей и дисковому отношению гребных винтов, размещенных непосредственно друг за другом и имеющих общую ось вращения. Если направление вращения соосных винтов одинаковое, то их называют винтами-тандемами.

Понятно, что каждый из двух винтов работает в поле вызванных скоростей другого.

При разных направлениях вращения задний винт, увеличивая осевые скорости потока, подтекающего к переднему, одновременно уменьшает закручивание протекающей через его диск струи воды. А это, как известно, повышает КПД движительного комплекса. При этом наибольший эффект может быть получен для гребных винтов, работающих при больших осевых перемещениях за время одного оборота. Так работают винты быстроходных транспортных судов, имеющих скорости хода более 20 уз. Установка на них соосных гребных винтов (рис. 2.6) может дать выигрыш в потребной мощности до 20...25 %.

Необходимо заметить, что, несмотря на готовность разработок по вопросам гидродинамики соосных винтов, их практическое применение пока еще сдерживается чисто конструктивными и технологическими причинами, такими, как сложность конструкции валопровода, систем передачи мощности к винтам и надежность уплотнений.

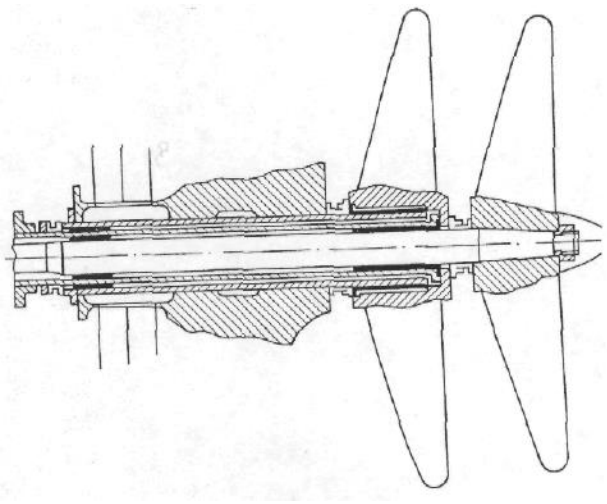


Рис.2.6. Составные гребные винты противоположного вращения

Что касается работы винтов-тандемов, то исследования показывают, что при их использовании нельзя ожидать увеличения КПД, поскольку окружные скорости, создаваемые передним винтом, направлены в ту же сторону, что и у заднего.

В тоже время в некоторых случаях эти движители оказываются предпочтительнее в смысле эрозионной стойкости и снижения поперечных убилий, передаваемых на гребной вал. Применение винтов-тандемов обеспечивает также получение большего по сравнению с обычным винтом дискового отношения, что позволяет увеличить запас на кавитацию. Существенное уменьшение массы каждого винта системы тандем позволяет преодолеть затруднения, имеющие место при изготовлении обычных гребных винтов больших размеров. Это последнее обстоятельство может значительно облегчить решение задачи по созданию движителя для особо крупных судов с низкой частотой вращения гребного вала.

2.1.2.4, Крыльчатые движители

Впервые построенный в 1928 г. австрийской фирмой ***Фойт*** крыльчатый движитель к настоящему времени получил широкое распространение на буксирах, плавкранах, паромах, пожарных и других судах, для которых характерны повышенные требования к маневренным качествам. Этот механизм, объединяющий в себе функции движителя и руля, позволяет без изменения частоты и направления вращения осуществлять реверс, циркуляцию, движение лагом, поворот на месте.

В отечественной практике первый движитель этого типа был изготовлен в 1951 г. В настоящее время наша промышленность серийно выпускает несколько типоразмеров крыльчатых движителей с максимальной потребной мощностью более 2000 кВт.

Принцип действия. Крыльчатый движитель (рис. 2.7) представляет собой круговой ротор, вращающийся вокруг вертикальной оси, который с помощью корпуса установлен на плоском днище судна заподлицо с наружной обшивкой. По окружности ротора на равных угловых расстояниях подвижно установлены 4...8 узкие лопасти с крыловым профилем сечений, имеющие удлинение порядка 4...5. Вращаясь вместе с ротором, лопасти одновременно совершают колебательные движения вокруг собственных вертикальных осей, устанавливаясь в каждой точке окружности в такое положение, которое обеспечивает появление необходимой гидродинамической силы. Механизм ее создания сводится к следующему.

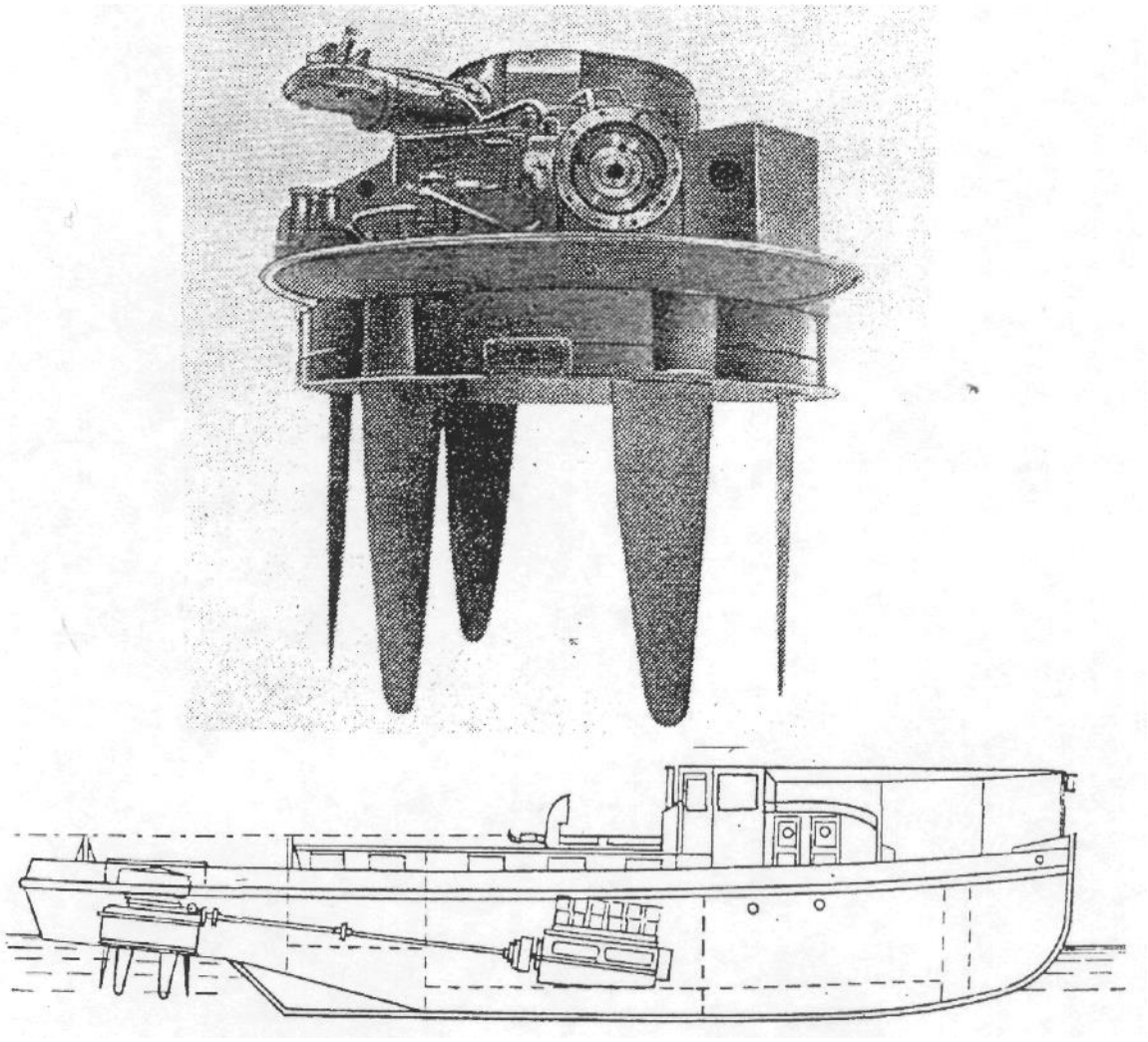


Рис. 2.7. Крыльчатый движитель - общий вид и компоновка на буксире

При вращении ротора каждая лопасть совершает два вида движения относительно воды: вращательное совместно с ротором и поступательное вместе с судном. Суммарная траектория движения оси каждой лопасти является циклоидальной кривой. Как известно, все внутренние нормали к циклоиде

при изменении угла поворота внутри одного периода пересекаются в одной угловой точке. Следовательно, для того чтобы лопасть обтекалась циклоидальным потоком, необходимо, чтобы хорды сечений лопастей в любой точке их траектории были перпендикулярны к прямой, соединяющей эту точку с узловой точкой, называемой центром управления циклоиды (точка N на рис. 2.8) и лежащей на диаметре окружности ротора, перпендикулярном поступательному движению судна.

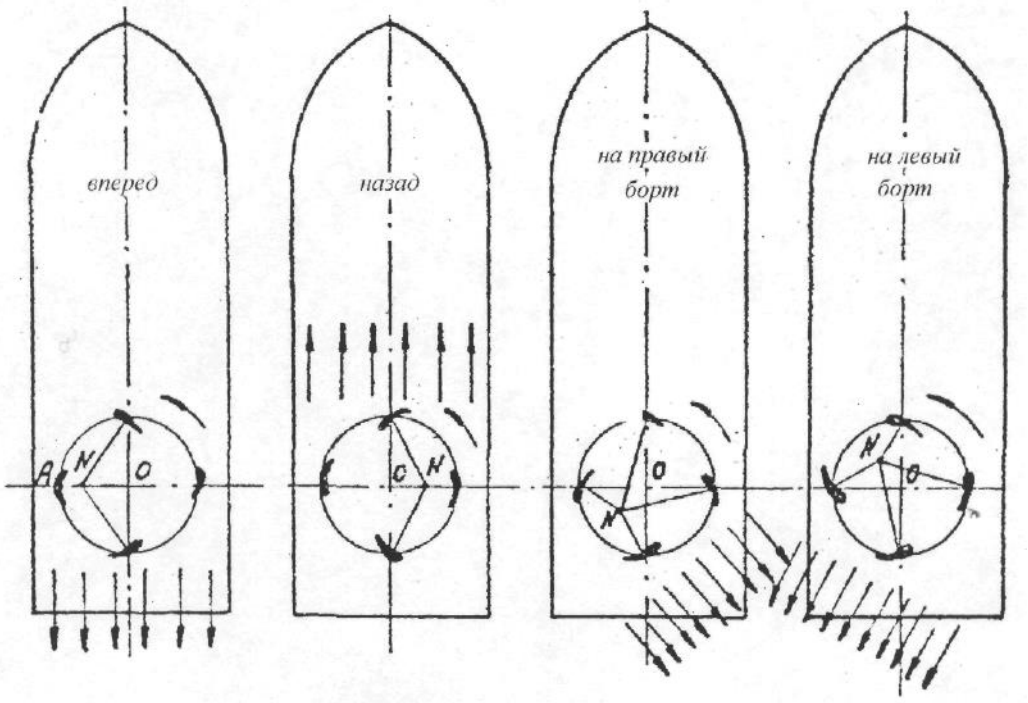


Рис. 2.8. Схема работы крыльчатого движителя при различных положениях центра управления

Таким образом, для создания движущей силы колебания лопастей должны быть такими, чтобы возникающая на них сила имела составляющую в направлении движения судна. Это достигается перемещением центра управления 7V вдоль диаметра ротора. При разных положениях точки N будут создаваться силы различной величины и направления при неизменной частоте и направлении вращения ротора. Очевидно, что в зависимости от режима работы движителя, а также и от его геометрических параметров центр управления может располагаться как внутри окружности, так и на ее кромке и даже вне ее.

В настоящее время чаще используются конструкции движителей с внутренним расположением центра управления. Наиболее характерные его положения показаны на рис. 2.8.

Основной геометрической характеристикой крыльчатого движителя является величина максимального относительного эксцентриситета

$$\zeta_0 = ON/OA = ON/R,$$

где R - радиус окружности ротора, на которой расположены вертикальные оси лопастей.

При $Л_{max}$ движитель создает наибольшую движущую силу и имеет самый высокий КПД. Эксцентриситет, определяя геометрический угол атаки лопасти, играет роль, аналогичную шагу гребного винта, т.е. линейному перемещению за время одного оборота ротора в жесткой среде.

Благодаря возможности изменения величины эксцентриситета с помощью механического привода крыльчатый движитель является движителем с регулируемым «шагом».

2.1.2.5. Водометные движители

Под водометами понимаются движители, в конструкцию которых входит водовод, часто называемый водометной трубой. Основная роль водовода-подвод и формирование потока воды внутри движителя и обеспечение направленного выброса струи.

По основному признаку - способу создания реактивной струи, т.е. ускорения потока, все конструктивные разновидности водометов подразделяются на два типа:

- водометные движители с механическим рабочим органом (пропеллерные и центробежные насосы, гребные винты);

- гидрореактивные агрегаты, в которых реактивная тяга создается за счет

ускорения потока вследствие подачи в поток воды сжатого холодного воздуха или газа либо подвода тепла с выделением парогазоводяной смеси.

Самыми распространенными и наиболее эффективными являются водометы первого типа, как с осевыми пропеллерами, так и с центробежными насосами.

Несмотря на большое конструктивное разнообразие водометных движителей этого типа, все они имеют следующие общие элементы: рабочие колеса насосов, водовод (водометную трубу), защитную решетку на входе воды в движитель. При этом насосы могут быть как одноступенчатыми, так и многоступенчатыми.

Для примера на рис. 2.9 приведена схема движителъной установки, состоящей из шести свосьмеренных центробежных насосов, каждый из которых расположен на одной оси с приводным двигателем - ГТУ. Для водозабора использована гондола, диффузоры с поворотом потока и приемно-распределительное устройство с входными патрубками в каждый насос. Отвод воды из насосной установки выполнен через два продольных водосборных коллектора (дет. 1 на рис. 2.9), которые за насосами соединены в один трубопровод, заканчивающийся выходным соплом (по три с каждого борта).

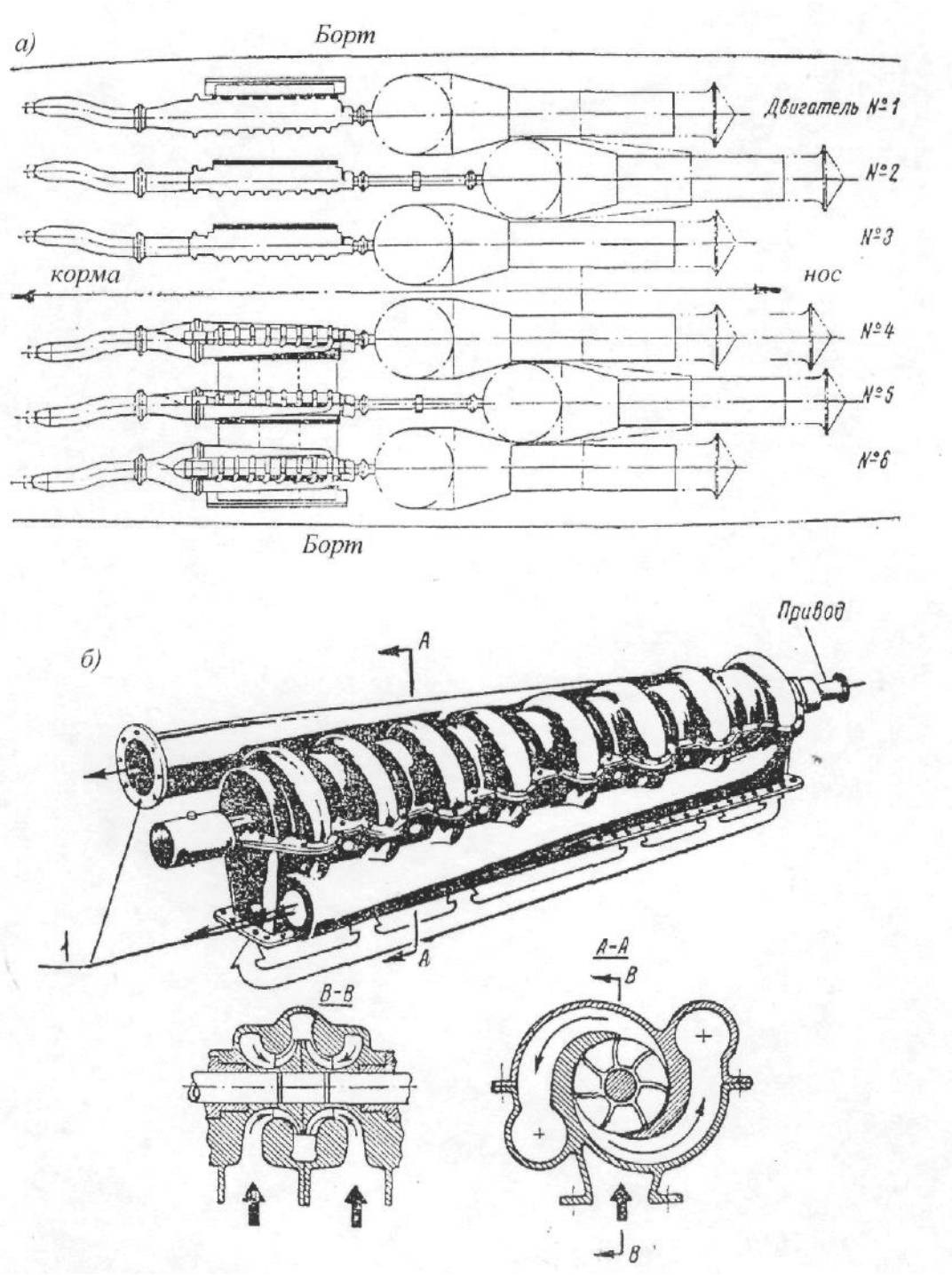


Рис. 2.9. Водометная движительная установка с газотурбинными двигателями:
а) общий вид сверху; б) насосный агрегат

Водометы второго типа имеют общую, характерную для всех подобных конструкций, особенность - отсутствие какого-либо механического рабочего органа и приводного валопровода.

Как отмечается в [18] расчетным путем доказано, что КПД такого движителя при скоростях хода 30...40 уз может составлять 50...60%. С этой точки зрения его можно считать конкурентноспособным с обычно применяемыми механическими движителями.

Следовательно, гидрореактивные агрегаты могут быть использованы для достижения высоких скоростей хода.

Схема такого агрегата прямоточного действия приведена на рис. 2.10. Называемый газоводометным, этот движитель работает на принципе ускорения потока и создания вследствие этого реактивной движущей силы путем подвода к нему практически холодного сжатого воздуха (или другого газа), который от компрессора 1 по трубе 2 нагнетается через кольцевой распределитель 3 в цилиндрический участок движителя 4.

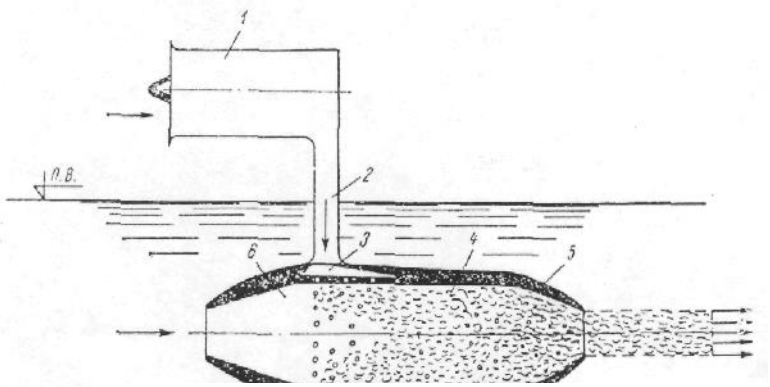


Рис. 2.10. Схема газоводометного движителя

Попадая в поток воды, поступающей через диффузор 6, воздух перемешивается с водой до мелкодисперсного состояния. Образовавшаяся водовоздушная смесь при расширении в сопле 5 ускоряется, поскольку плотность смеси меньше плотности воды. Разность давлений образует движущую силу.

Существенный недостаток гидрореактивных агрегатов прямоточного действия - необходимость наличия скоростного напора воды на входе. При отсутствии движения тяга таких движителей равна нулю. Поэтому для их работы требуется стартовый движитель в виде насосной установки.

Одна из конструктивных схем такого комбинированного водометного движителя приведена на рис. 2.11.

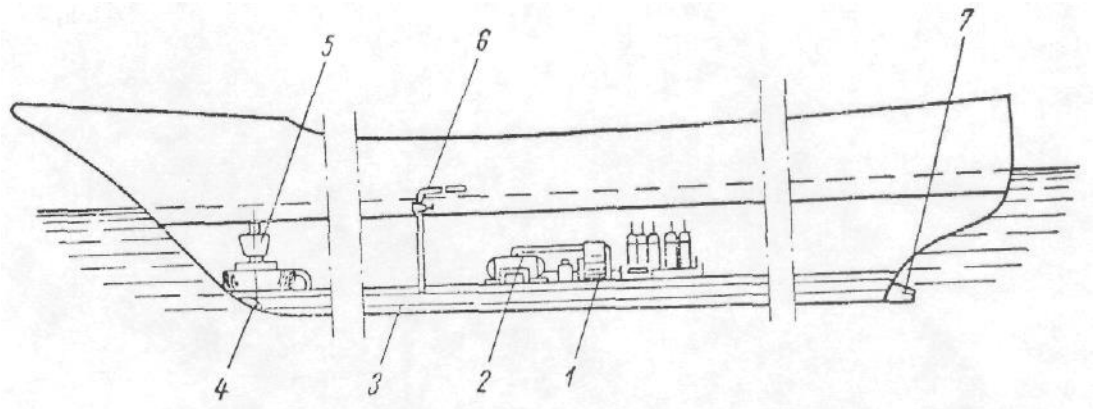


Рис. 2.11. Схема комбинированного водометного движителя

Для старта судна в водяной канал 3 центробежным насосом 5 из-под днища через приемное сопло 4 подается вода. Когда судно страгивается с места, в канал 3 через рессивер 2 подается сжатый воздух, нагнетаемый компрессором 1. Воздуховодяная смесь выбрасывается через сопло 7. Кран 6 служит для периодического выпуска воздуха.

В водяном тракте на входе в канал 3 возможна установка гидротурбины

для дополнительного получения электроэнергии.

В заключение необходимо сказать, что водометные движители в связи с резким ростом скоростей хода находят все большее применение на судах самого различного назначения, в том числе и на сравнительно больших водоизмещающих. А появление подруливающих устройств с водометными движителями, связанное с улучшением маневренных качеств, уже сейчас позволяет утверждать, что эти движители еще более широко будут востребованы судостроительной промышленностью.

2.1.3. Основы теории идеального движителя

Теория идеального движителя позволяет в простейшем схематизированном виде вскрыть основные закономерности работы, общие для всех типов гидрореактивных движителей.

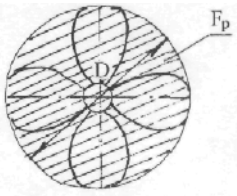
Хотя этот метод исследования устанавливает лишь общие" направления для их проектирования, однако он имеет важное практическое значение для сравнительной оценки и анализа гидромеханической эффективности различных конкретных конструкций движителей.

Теория дает возможность определить верхнюю границу КПД и выявить условия повышения эффективности движителя того или иного конструктивного типа.

Идеальным называется движитель, работа которого сопровождается лишь потерями подводимой к нему энергии, связанными с непрерывным приращением скорости жидкости в резко очерченной струе, протекающей через так называемое гидравлическое сечение F_p, ограниченное рабочими

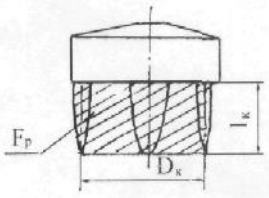
органами движителя. Для основных типов гидрореактивных движителей эта величина равна:

- гребные винты



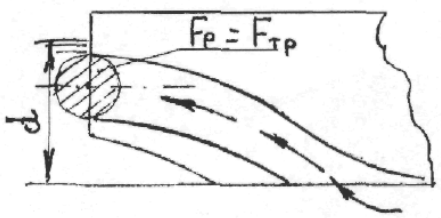
$$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4};$$

- крыльчатые движители



$$F_p = D_к \cdot l_к;$$

- водометные движители



$$F_p = F_{mp}.$$

Теория строится на введении следующих упрощающих допущений, при которых происходит приращение скорости потока в направлении, противоположном движению судна:

1. Жидкость считается невязкой, несжижаемой и простирающейся безгранично. Поэтому струя за движителем простирается бесконечно далеко за ним, не размываясь.

2. Границы, очерчивающие струю жидкости, протекающую через движитель, далеко за движителем имеют цилиндрическую форму.

3. Движитель представляет собой тонкий проницаемый диск, наделенный способностью ***непрерывно наращивать скорость*** протекающей через него струи.

4. Рассматривается обращенное установившееся движение в системе ко ординат, жестко связанной с движителем, т.е. движитель считается непод вижным, а жидкость течет к нему.

5. Причиной появления силы (упора Р) направленной в сторону движения судна, является скачок давления в диске движителя $\Delta p = p_2 - p_1$, где p_1 - давление непосредственно перед движителем, а p_2 - за ним.

Схема создаваемой движителем струи и силы упора в потоке показана на рис. 2.12.

На рисунке обозначены: V_p и p_0 - соответственно скорость и давление в потоке невозмущенной движителем жидкости с плотностью р,

Непрерывно наращиваемая движителем скорость струи жидкости в его диске приобретает значение V_1, а в бесконечном удалении за ним - V_2 (см. эпюру). Соответствующие приращения скоростей равны:

$$\Delta V_1 = V_1 - V_p$$
$$\Delta V_2 = V_2 - V_p \qquad (2.1)$$

Они называются ***вызванными осевыми скоростями***.

Для построения эпюры распределения давления вдоль оси движителя составим уравнение Бернулли. Но его нельзя применить к полной длине струи между сечениями I-I и II-II, так как в диске О-О движителя по определению имеется скачек давления Δр. Пренебрегая силами тяжести из-за безграничности потока, имеем:

- для участка струи I-О

$$p_0 + \frac{\rho \cdot V_p^2}{2} = p_1 + \frac{\rho \cdot V_1^2}{2},$$

- для участка струи О-П

$$p_2 + \frac{\rho \cdot V_1^2}{2} = p_0 + \frac{\rho \cdot V_2^2}{2}$$

Из этих двух зависимостей находим перепад давления в диске движите-

ля

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \rho \cdot \Delta V_2 \left(V_p + \frac{\Delta V_2}{2} \right)$$

(2.2)

а так как $p_1 < p_2$, а $p_2 > p_0$, то эпюра давлений будет иметь вид, показанный на рис. 2.12.

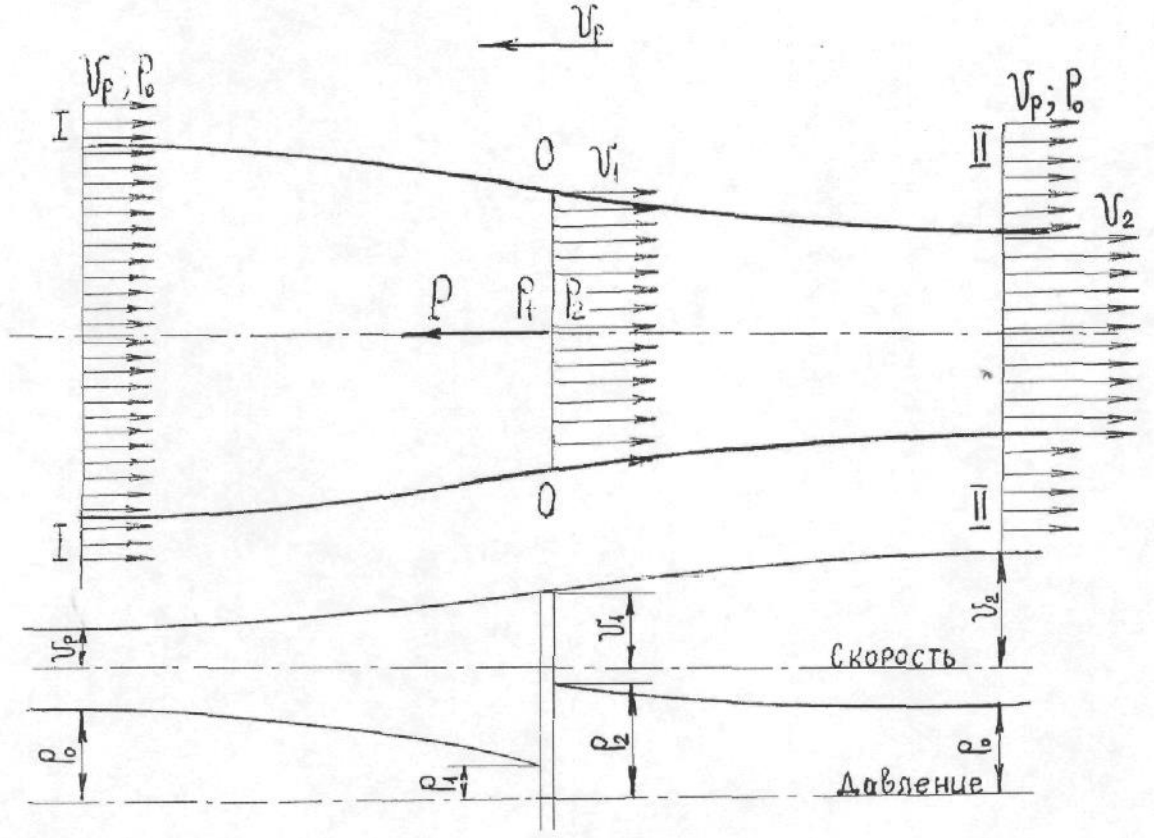


Рис. 2.12. Схема идеального движителя

Сила, возникающая на всей площади диска движителя, будет равна произведению перепада (скачка) давления Дрна величину площади гидравлического сечения и направлена в сторону движения судна.

Упор идеального движителя таким образом равен

$$P = \Delta p \cdot F_p = \rho \cdot \Delta V_2 \left(V_p + \frac{\Delta V_2}{2} \right) \cdot F_p .$$

(2.3)

С другой стороны, при постоянном расходе жидкости ее масса, протекающая через диск движителя в единицу времени, равна $m = p \bullet F_p \bullet V_1$, а количество движения этой массы далеко перед движителем равно $mV_p = p \bullet F_p * V_1 \bullet V_p$, позади на бесконечном удалении – $mV_2 = p * F_{p*} У_{1*} У_2$.

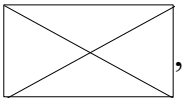
Согласно теореме Эйлера приращение количества движения равно импульсу силы, т.е. упору движителя

$$P = m \cdot \left(V_2 - V_p \right) = \rho \cdot F_p \cdot V_1 \cdot \left(V_2 - V_p \right),$$

а с учетом выражений (2.1) получим

(2.4)

$$P = \rho \cdot F_p \cdot (V_p + \Delta V_1) \cdot \Delta V_2 .$$

Из сравнения (2.4) и (2.3) видно, что  , т.е. ***вызванная осевая скорость в диске идеального движителя равна половине вызванной им скорости на бесконечном удалении за ним.***

Мощность, затраченная на работу идеального движителя

Потребляемая движителем мощность складывается из полезной (отдаваемой) и затраченной (потребляемой).

Полагая скорость перемещения идеального движителя равной V_p , для отдаваемой им мощности согласно определению ее понятия имеем

$$N_n = P \cdot V_p .$$

(2.5.)

Затраченная мощность больше полезной на величину потерь энергии, связанных с непрерывным приращением ΔV_1 скорости V_p потока, протекающего через гидравлическое сечение движителя, т.е.

(2.6)

$$N_3 = P \cdot (V_p + \Delta V_1) = P \cdot V_1 .$$

КПД идеального движителя

Согласно определению этот показатель эффективности работы любого механизма равен отношению полезной мощности, т.е. отдаваемой, к затраченной на его работу, т.е. потребляемой. Следовательно, поделив (2.5) на (2.6), получим

(2.7.)

$$\eta_i = \frac{P \cdot V_p}{P(V_p + \Delta V_1)} = \frac{1}{1 + \dfrac{\Delta V_1}{V_p}},$$

а так как $\Delta V_1 = \Delta V_2 / 2$, то $\eta_i = \dfrac{1}{1 + \dfrac{\Delta V_2}{2V_p}}$. (2.8)

Коэффициент нагрузки идеального движителя по упору

Условия работы идеального движителя (как и любого реального) принято характеризовать безразмерным параметром - коэффициентом нагрузки по упору, который имеет вид

$$\sigma_p = \frac{P}{\rho / 2 \cdot F_p \cdot V_p^2} .$$

Подставив в эту формулу выражение (2.4) для упора и учтя, что

$\Delta V_2 = 2 * \Delta V_1$ получим

$$\sigma_p = \frac{2\left(V_p + \Delta V_1\right) \cdot \Delta V_2}{V_p^2} = 4\left(1 + \frac{\Delta V_1}{V_p}\right) \cdot \frac{\Delta V_1}{V_p}.$$

Отсюда относительное приращение скорости в диске движителя равно

$$\frac{\Delta V_1}{V_p} = \frac{\sqrt{1+\sigma_p} - 1}{2}. \qquad (2.9.)$$

Связь между коэффициентом нагрузки по упору и КПД идеального движителя устанавливается из выражений (2.7) и (2.9)

$$\eta_i = \frac{1}{1 + \frac{\Delta V_1}{V_p}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{1+\sigma_p} - 1}{2}} = \frac{2}{1 + \sqrt{1+\sigma_p}}. \qquad (2.10.)$$

Коэффициент нагрузки водоизмещающих судов лежит в пределах от 0,6 до 2,5.

Анализ полученных формул и основные выводы

1. Из рассмотрения выражений (2.3) и (2.4) следует, что при определенной скорости перемещения упор идеального движителя можно повысить, увеличив либо площадь гидравлического сечения, либо вызванную осевую скорость.

2. Из выражения (2.7) следует, что эффективность движителя повышается по мере уменьшения осевой вызванной скорости или увеличения скорости
набегающего на движитель потока жидкости (у реальных движителей эта закономерность наблюдается не всегда).

3. Из выражения (2.8) следует, что КПД идеального движителя может достичь единицы только лишь в потоке жидкости при отсутствии в нем вызванной осевой скорости, но при этом движитель не создает упора.

4. Из выражения (2.10) следует, что КПД у мало нагруженных движителей выше, чем у тяжело нагруженных. Следовательно, более экономичным должен быть движитель с большой площадью гидравлического сечения.

2.2. ГЕОМЕТРИЯ ГРЕБНОГО ВИНТА

2.2.1. Винтовые поверхности и линии

В основе образования лопастей гребных винтов лежат винтовые поверхности. Такие поверхности (рис. 2.13) образуются одновременным поступательным перемещением и вращением отрезка прямой или кривой линии BB_1, расположенного под произвольным углом относительно прямолинейной оси OO\. Движущийся указанным образом отрезок BB_1 называется ***образующей*** винтовой поверхности.

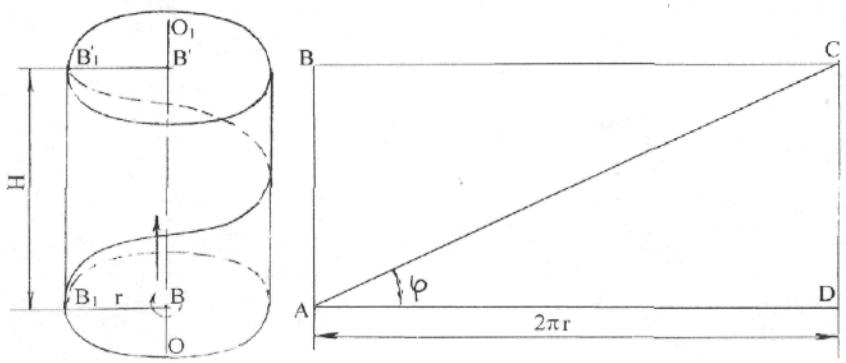


Рис. 2.13. Образование винтовой поверхности и развертка винтовой линии

Если образующая прямолинейна и перпендикулярна к оси вращения OO\, то получающаяся винтовая поверхность называется ***правильной***. Во всех других случаях она называется ***неправильной***.

При равномерных поступательном и вращательном движениях образующей, имеющей любую форму и произвольный угол наклона к оси OO\, все ее точки за один оборот проходят вдоль оси одинаковый путь, называемый ***шагом*** II. Образующаяся при таком сочетании движений поверхность называется винтовой поверхностью ***постоянного шага***.

Если образующая вращается неравномерно, а перемещение вдоль оси происходит с переменной скоростью, то такое сложное ее движение приводит к созданию винтовой поверхности ***осепеременного (аксиально-переменного) шага***.

Если образующая вращается равномерно, а каждая ее точка перемещается вдоль оси с разной скоростью, то получающаяся при этом винтовая поверхность называется поверхностью ***радиально-переменного шага***.

В общем случае, когда скорости каждой точки образующей меняются как при вращении, так и при поступательном перемещении вдоль оси, то получается винтовая поверхность ***аксиально-радиально-переменного шага***.

Как видно, неправильных винтовых поверхностей как с прямолинейной, так и с криволинейной образующей может быть получено бесчисленное множество.

Так как направление вращения образующей может быть как по часовой стрелке, так и против, то винтовые поверхности соответственно называются ***правыми и левыми***.

На построенном вокруг оси OO_1 прямом круговом цилиндре радиуса $r = BB_1$ точка B_1 опишет на его поверхности кривую, называемую ***винтовой линией***. Осевое перемещение точки за один оборот (как и любой другой точки образующей) называется ***шагом винтовой линии***.

При развертке цилиндра на плоскость в получаемом прямоугольнике ABCD с основанием $2\pi \cdot r$ винтовая линия, имеющая постоянный шаг, представляет собой его диагональ AC (или гипотенузу прямоугольного треугольника ACD, называемого шаговым угольником). Угол φ у его основания на-

зывается ***шаговым углом***.

2.2.2. Образование лопастей гребного винта и их геометрические характеристики

Каждая лопасть современного гребного винта представляет собой крылообразное тело сложной формы, ограниченное участками двух винтовых поверхностей при неполном обороте образующей. При этом для образования лопастей винтов могут быть использованы пары из всех четырех перечисленных в предыдущем пункте типов поверхностей (рис. 2.14).

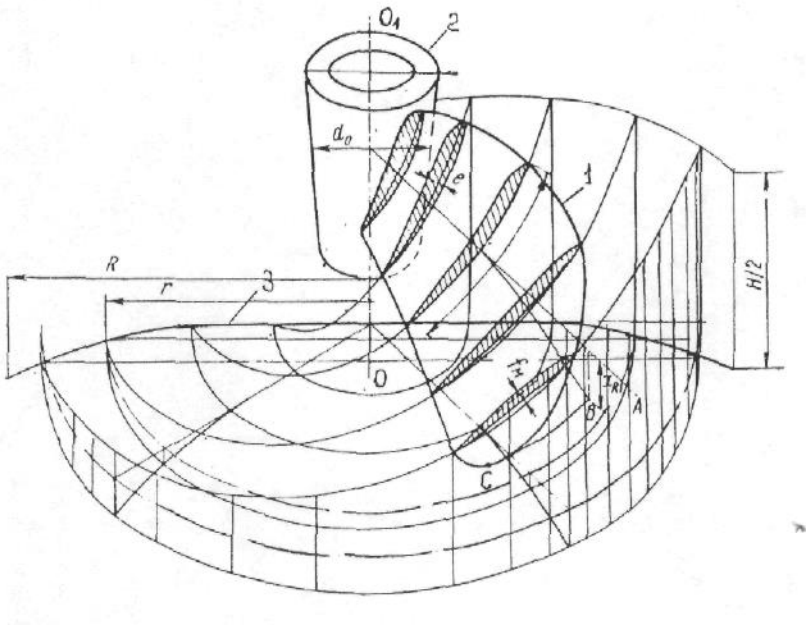


Рис. 2.14. Построение винтовой поверхности с криволинейной образующей 3 и образование лопасти гребного винта

Указанное сочетание двух разных типов позволяет придать лопастям удобообтекаемую форму и обеспечить их прочность, так как они воспринимают весьма значительные усилия от давления воды.

Линия 1 пересечения винтовых поверхностей образует ***контур лопасти***. Наиболее удаленная от оси вращения винта точка С называется ***краем лопасти***. Деталь 2 в виде кругового усеченного конуса с отверстием называется ***ступицей***, а примыкающая к ней часть лопасти - ее ***корнем***. Линейный размер от корня до края называется длиной лопасти. Проекция контура на плоскость, перпендикулярную оси вращения OO_1, называется ***проектированным контуром***, а ограниченная им площадь - ***спроектированной площадью***. Площадь поверхности, ограниченная контуром лопасти и линией ее пересечения со ступицей, приближенно равна ***площади лопасти***. Но так как винтовая поверхность имеет двоякую кривизну и по этой причине на плоскость точно не разворачивается, то, следовательно, определить эту площадь трудно. По этой причине на практике используется приближенная площадь, называемая ***спрямленной площадью лопасти***, которая ограничена так

называемым ***спрямленным контуром*** (рис. 2.15, в). Такой контур получается, если развернутые на плоскость профили сечений лопасти (рис. 2.15, б) сооснными с винтом круговыми цилиндрами расположить параллельно друг над другом на соответствующих радиусах и затем плавной линией соединить входящие и выходящие кромки.

Входящей кромкой лопасти называется край ее контура, первым встречающий воду на переднем ходу судна, а противоположная входящей называется ***выходящей кромкой***.

Поверхность лопасти, на переднем ходу противоположно направленная по отношению к направлению движению судна и воспринимающая при этом повышенное давление воды называется ***нагнетающей***, а обращенная к корме судна и воспринимающая пониженное давление - ***засасывающей*** поверхностью (иногда ее называют спинкой лопасти).

Нагнетающая поверхность обычно образуется винтовой поверхностью постоянного шага, а засасывающая всегда образуется сложной винтовой поверхностью, шаг которой изменяется как вдоль оси, так и по радиусу.

Применяемые профили лопастных сечений (аэродинамические - авиационные, сегментные, параболические, клиновидные) (рис. 2.15, б) зависят от типа гребного винта и условий его работы по нагрузкам, действующим на лопасти в расчетном режиме движения судна.

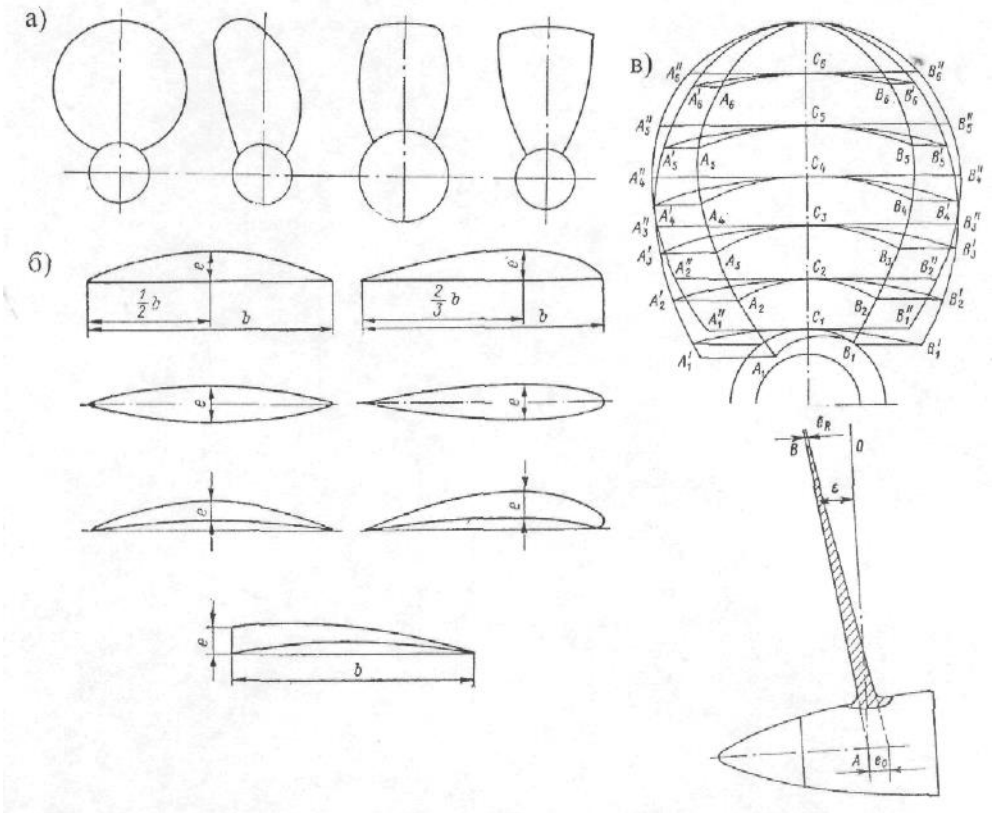


Рис. 2.15. Контуры лопастей и профили их сечений:
а) типовые контуры лопастей; б) типовые профили лопастных сечений; в) проектировочный и спрямленный контуры и диаграмма наибольших
толщин (медиальное сечение)

2.2.3. Основные геометрические элементы гребного винта. Теоретический чертеж и его построение

Для общего описания геометрии гребных винтов используются следующие линейные и безразмерные характеристики:

- ***диаметр*** винта D = 2R, под которым понимается диаметр соосного с вин том цилиндра, описанного вокруг по кромкам лопастей;

- шаг гребного винта Я, под которым понимается величина его осевого перемещения за один оборот при движении в твердой среде (без проскальзывания). Так как шаги нагнетающей и засасывающей поверхностей разные, то для упрощения введено понятие ***конструктивного шага*** $H_к$ - шага винтовой линии, про ходящей через кромки профиля сечения на радиусе r = Q,7R (см. рис. 2.14). $H_к$ = И служит в качестве номинальной величины шага винта;

- ***шаговое отношение*** H /D = H_K/D - одна из наиболее важных геометрических характеристик;

- ***число лопастей*** z (обычно z = 3.. .4);

- ***диаметр ступицы*** d_0 (у цельнолитых винтов $d_0 \approx 0{,}17D$, со съемными лопастями $d_0 \approx 0{,}25D$, у ВРIll $d_Q \approx 0{,}3$ D);

- ***дисковое отношение*** θ - относительная величина, характеризующая степень заполнения площади диска гребного винта его лопастями, спрямленными на плоскость, и равна

$$\theta = \frac{4 \cdot z \cdot F_z}{\pi \cdot D^2},$$

где F_z - площадь лопасти, ограниченная спрямленным контуром.

Полное представление о форме гребного винта дает его теоретический чертеж (рис. 2.16). В средней его части помещается нормальная проекция, справа - спрямленный контур с изображенными на нем профилями сечений лопасти для 5...9 радиусов, а на боковой проекции слева помимо контура лопасти показывается распределение наибольшей ее толщины по длине - ***диаграмма наибольших толщин*** (медиальное сечение).

Для разработки и построения чертежа гребного винта необходимо знать: диаметр D, м; шаг H = $H_к$, м; дисковое отношение θ; число лопастей z; средний диаметр ступицы d_o; направление вращения; принятый для изготовления материал; конструктивный тип винта (цельнолитой, со съемными лопастями, ВРШ).

Разработка ведется в следующей последовательности.

1. Строится спрямленный контур лопасти. После назначения диаметра ступицы по графику рис. 2,17 определяется наибольшая относительная ширина лопасти $\bar{b}_m = b_m \bullet (z/D)$ в зависимости от θ, z, d_Q/D и затем ее абсолютная величина b_m.

В правой части чертежа проводятся две взаимно перпендикулярные линии - оси винта и лопасти (рис. 2.19). Затем на относительных радиусах $\bar{r}_i = r_i / D$ от 0,2 до 0,95 через интервалы 0,2 $\bar{r}_i$ проводятся горизонтали и на них в обе стороны от оси лопасти
откладываются ординаты X], X2, %о входящей, выходящей кромок и линии

наибольших толщин, которые снимаются с диаграммы рис. 2.18 и представляются в виде табл. 2.1.

Полученные точки соединяются плавной лекальной кривой, образующей искомый контур.

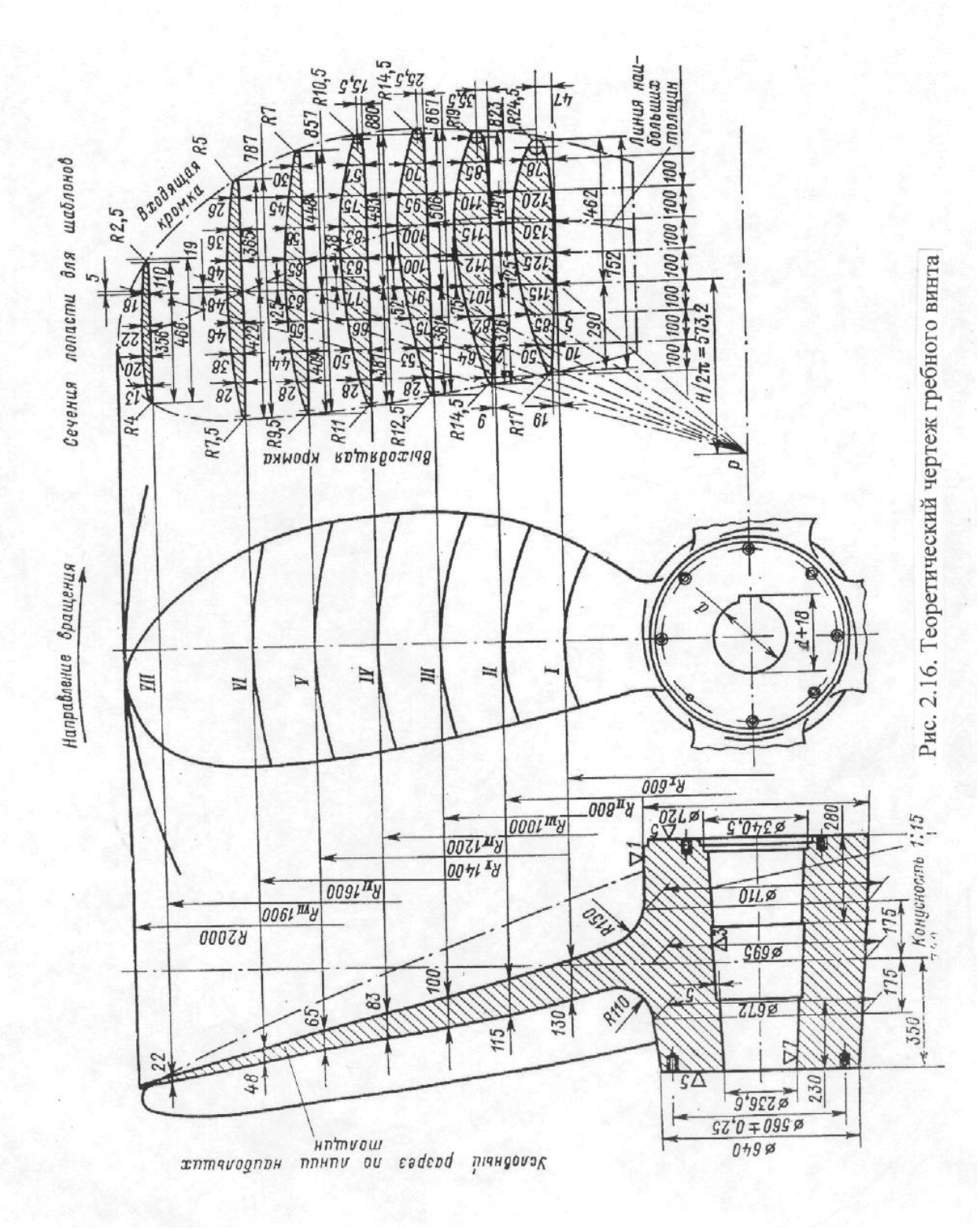


Рис. 2.16. Теоретический чертеж гребного винта

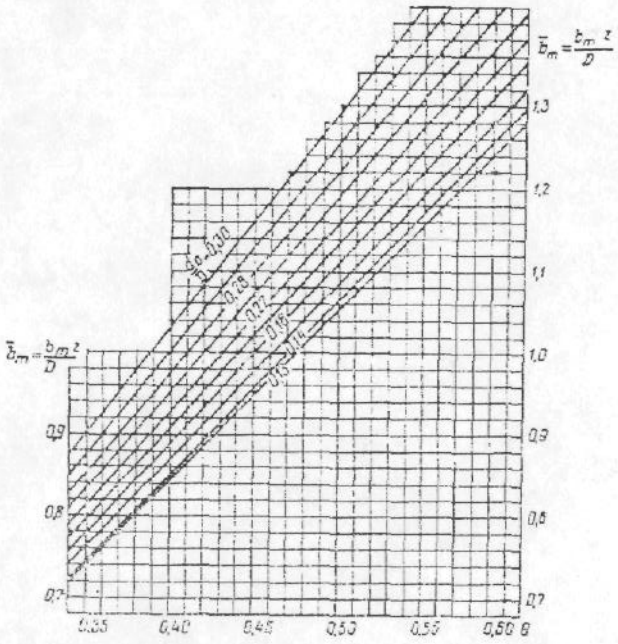


Рис. 2.17. Графики для определения наибольшей ширины лопасти

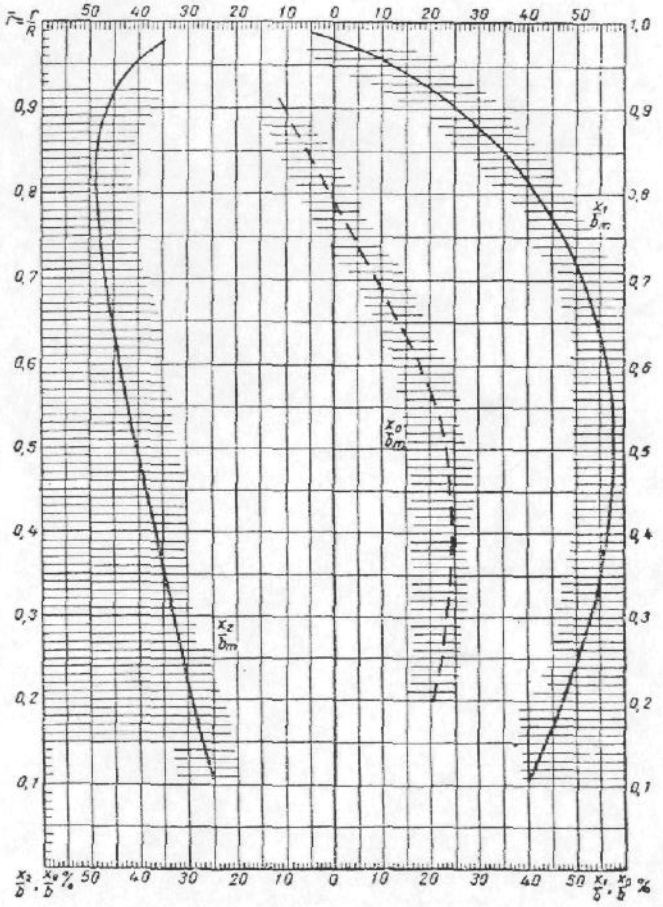


Рис. 2.18. Диаграмма для построения спрямленного контура

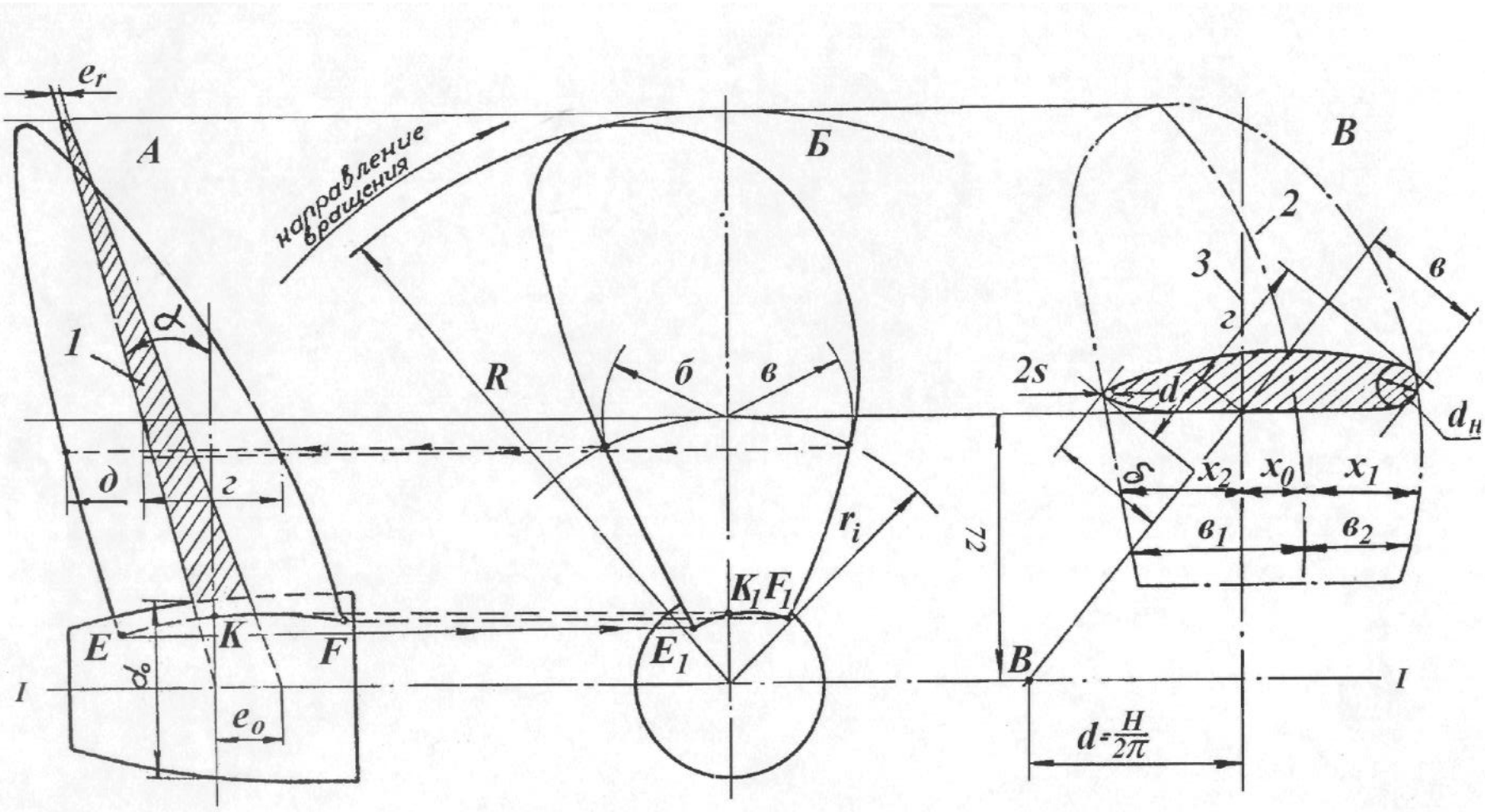


Рис. 2.19. Построение теоретического чертежа гребного винта:
А – боковая проекция лопасти; Б – нормальная проекция (проектированный контур); В – спрямленный контур лопасти;
1 – диаграмма наибольших толщин (медиальное сечение); 2 – линия наибольших толщин; 3 – осевая линия лопасти

Таблица 2.1.

Ординаты спрямленного контура лопасти

Относительный радиус $\bar{r}_i = r_i / R$	Радиусы сечений $r_i = \bar{r}_i \cdot R$, мм	Входящая кромка		Выходящая кромка		Линия наибольших толщин	
		x_1 / b_m, %	$x_1 = \frac{x_1}{b_m \cdot b}$, мм	x_2 / b_m, %	$x_2 = \frac{x_2}{b_m \cdot b}$, мм	x_0 / b_m, %	$x_0 = \frac{x_0}{b_m \cdot b}$, мм
0,2							
0,4							
0,6							
0,8							
0,95							

2. Производится построение диаграммы наибольших толщин, для чего в левой части чертежа проводятся две взаимно перпендикулярные оси. В первом приближении диаграмма строится по закону прямой линии, имея значение толщины e_o, мм, на оси винта и на кромке лопасти $e_г$ мм (см.рис. 2.19).

При числе лопастей: $z = 3 – e_0 = 0{,}045D;$

$z = 4 - e_0 = 0{,}04D;$

$z = 5 - e_0 = 0{,}035D.$

Для стальных винтов $e^{ст}_г$ - 0,08(50 - D), а для винтов из сплавов на медной

основе $e^{м}_г = 0{,}75 \bullet e^{cm}_г$ (D, м - диаметр гребного винта).

Угол α наклона образующей лопасти к оси винта принимается с учетом обеспечения зазора $\Delta = (0.12....0.18)*D$ между краями лопастей и кормовым подзором судна.

3. Профилируются сечения лопастей. Для этой цели используются вспомогательные диаграммы рис. 2.20, 2.21. Построение каждого профиля на рассматриваемом радиусе лопасти производится в следующей последовательности:

- определяется ширина входящей и выходящей части профиля (см. рис. 2.19):

$$b_1 = x_1 \mp x_0,$$

$$b_2 = x_2 \mp x_0;$$

- на диаграмме наибольших толщин снимается значение максимальной толщины профиля $e = y_m$ на рассматриваемом радиусе;

- по диаграммам рис. 20, 21 определяются подъем $y_н$ и закругление d_H входящей кромки профиля, t и s - выходящей;

- по диаграммам рис. 20, 21 определяются ординаты у для входящей и выходящей частей профиля и записываются в табл. 2.2, 2.3;

- нанеся значения ординат профиля на соответствующем рассматриваемом радиусе винта и обведя полученные точки лекальной кривой, получим форму профиля сечения.

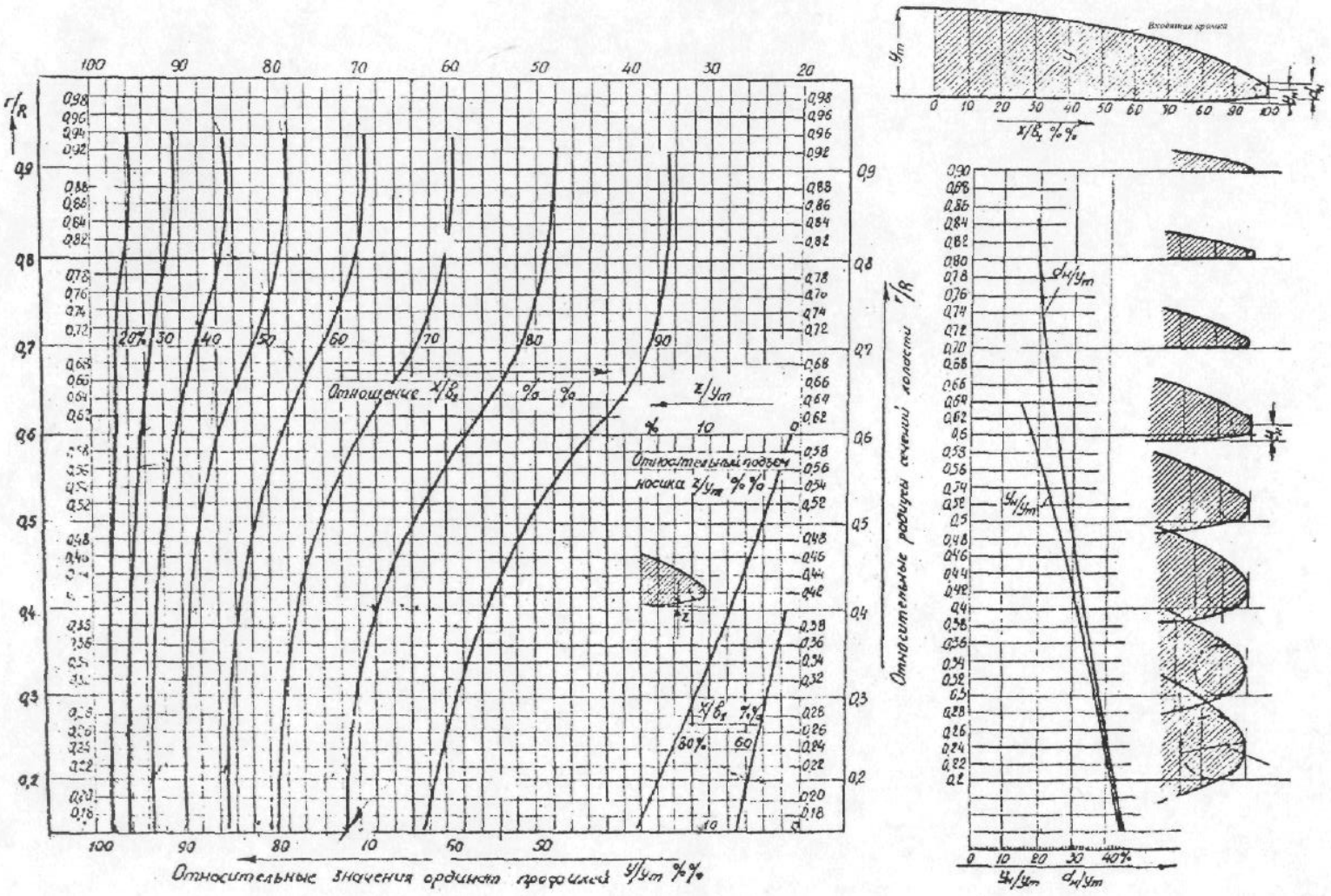


Рис. 2.20. Диаграммы для профилировки входящих частей лопастных сечений

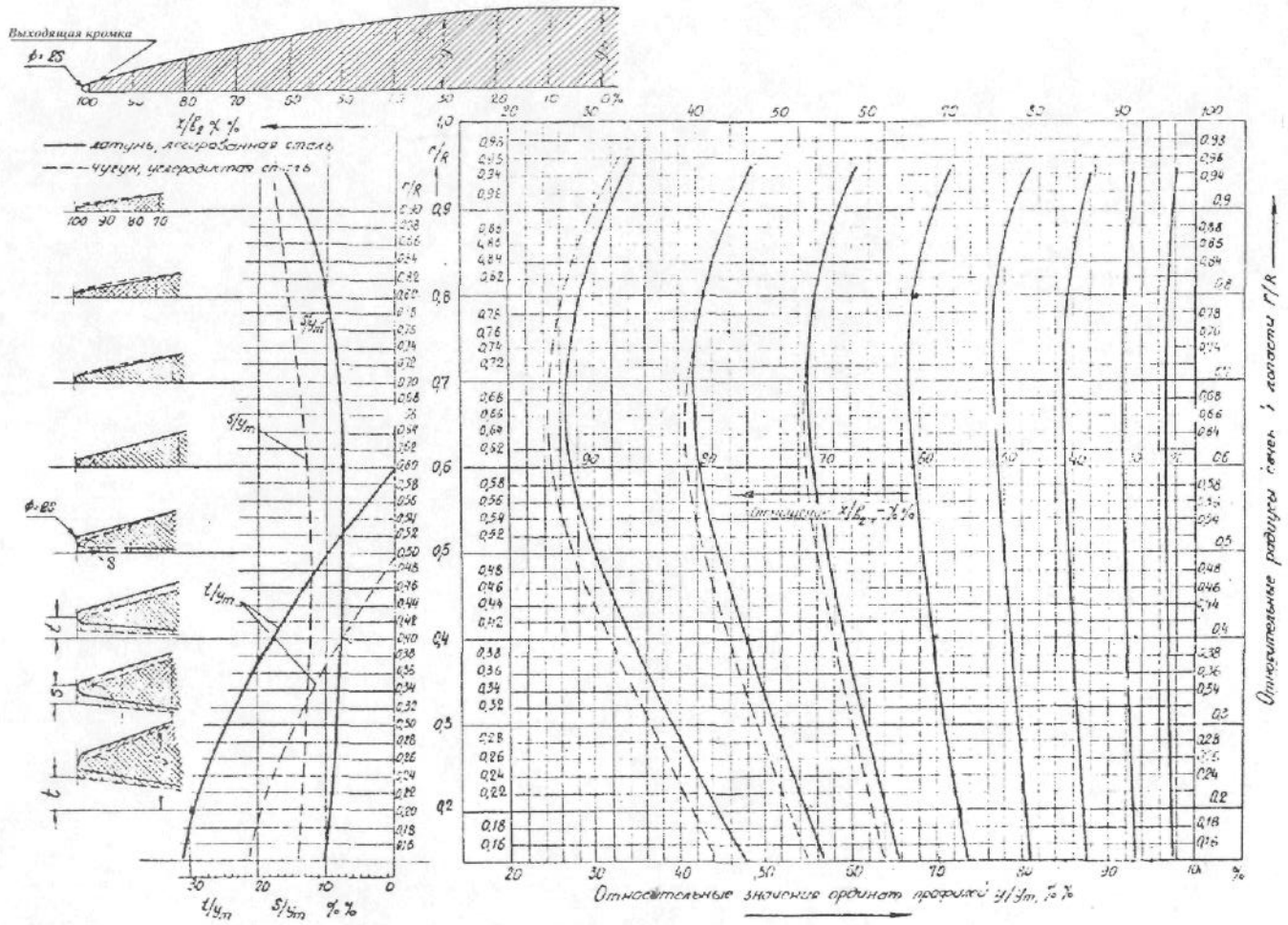


Рис. 2.21. Диаграммы для профилировки выходящих частей лопастных сечений

Таблица 2.2

Ординаты профилей лопастных сечений для входящей части лопасти

Относительный радиус $\bar{r}_i = \frac{r_i}{R}$	$b_1 = x_1 \mp x_0$, мм	Наибольшая толщина профиля $e = y_m$, мм	Относительная длина входящей части x / b_1, %								Подъем входящей кромки		Диаметр закругления кромки	
			20		40		60		80					
			$\frac{y}{y_m}$, %	y, мм	$\frac{y}{y_m}$, %	y, мм	$\frac{y}{y_m}$, %	y, мм	$\frac{y}{y_m}$, %	y, мм	$\frac{y_н}{y_m}$, %	$y_н$, мм	$\frac{d_н}{y_m}$, %	$d_н$, мм
0,2 0,4 0,6 0,8 0,95														

Таблица 2.3

Ординаты профилей лопастных сечений для выходящей части лопасти

Относительный радиус $\bar{r}_i = \frac{r_i}{R}$	$b_2 = x_2 \pm x_0$, мм	Наибольшая толщина профиля $e = y_m$, мм	Относительная длина выходящей части x / b_2, %								Подъем выходящей кромки		Радиус закругления кромки	
			20		40		60		80					
			$\frac{y}{y_m}$, %	y, мм	$\frac{y}{y_m}$, %	y, мм	$\frac{y}{y_m}$, %	y, мм	$\frac{y}{y_m}$, %	y, мм	$\frac{t}{y_m}$, %	t, мм	$\frac{s}{y_m}$, %	s, мм
0,2 0,4 0,6 0,8 0,95														

4. Строятся нормальная и боковая проекции лопасти. Построения, приведенные на рис. 2.19, выполняются в следующем порядке.

На спрямленном контуре лопасти из полюса В через точки пересечения радиусов лопастных сечений с осевой линией проводятся наклонные лучи. Затем перпендикулярно к ним и касательно к входящим и выходящим кромкам сечений проводятся отрезки прямых бив. Все последующие построения, нанесенные на рисунке, выполняются в порядке букв алфавита и особых пояснений не требуют. На этом же рисунке показаны построения, согласующие контуры нормальной и боковой проекций со ступицей. При этом точку Е выбирают ориентировочно, а затем уточняют ее по положению точки Е].

2.3. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ СОЕДИНЕНИЯ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ С ГРЕБНЫМИ ВАЛАМИ. ВИНТОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ

2.3.1. Гребные винты фиксированного шага

Из двух типов винтов фиксированного шага (ВФШ) наиболее распространены цельнолитые. Винты со съемными лопастями используются в случаях, когда по условиям эксплуатации возможны частые повреждения и поломки лопастей или когда изготовление цельнолитого винта невозможно по технологическим условиям (недостаточный объем печи для плавки металла, отсутствие достаточных площадей участков для формовки и заливки, малая грузоподъемность кранового оборудования, трудности транспортировки к месту постройки корпуса судна и т.д.).

Важным преимуществом винтов со съемными лопастями является возможность корректировки их шага, которая обеспечена возможностью разворота лопастей в эллиптических отверстиях их фланцев, через которые проходят болты или шпильки, крепящие лопасти к ступице винта.

Главным недостатком этих винтов является то, что их КПД меньше на 2...5 %, чем у цельнолитых, за счет увеличенного диаметра ступицы, обусловленного необходимостью размещения фланцев лопастей, что в свою очередь приводит к нарушению плавности обтекания ступицы и снижению КПД.

Ступица ВФШ (рис. 2.22, б) представляет собой тело вращения с прямолинейной или слегка выпуклой образующей. Обычно диаметр торца, обращенного к судну, делается несколько больше противоположного. Иногда применяются ступицы цилиндрической или бочкообразной формы. Лопасти в местах их примыкания к ступице сопрягаются с ней по радиусам, величина которых указывается на чертеже.

Внутреннее отверстие ступицы имеет конусность, одинаковую с конусностью гребного вала, и один или два шпоночных паза, обычно располагаемых под лопастями. Для уменьшения поверхности расточки под конус гребного вала и облегчения посадки винта на вал внутри ступицы выполняется

полость, называемая фонарем, длина которого принимается равной $l_0 \approx 0{,}35$ длины конуса $l_К$. Для заполнения фонаря особым антикоррозийным вязким составом в корпусе ступицы предусматриваются два закрываемые отверстия.

На носовом и кормовом торцах (рис. 2.22, б, в) протачиваются кольцевые выточки для уплотнительных устройств, обеспечивающих гидроизоляцию ступицы и предотвращение коррозийно-усталостного разрушения гребного вала в районе конусного перехода или шпоночного паза. На кормовом торце предусматривается также наличие резьбовых отверстий для ввертывания шпилек съемника, крепления обтекателя.

Конусная часть гребного вала (рис. 2.22, а, б). Создаваемая гребным винтом сила упора воспринимается на переднем ходу при помощи конусной части вала, а на заднем - посредством концевой гайки 4, навинченной на хвостовик 5.

При диаметре гребного вала, в мм

$$d_{гр} = 126 \cdot \sqrt[3]{\frac{Ne}{n_м}},$$

где Ne - мощность, кВт; $n_м$ - частота вращения гребного вала, об/мин; величина конусности (см. рис. 2.22, а) $К = (d_е - d_к)/l_К$.

В судостроении наиболее часто применяются К= 1:10 и 1:15.

Длина конусной части $1_К$ зависит от длины ступицы. Последняя выбирается из условия размещения на ее поверхности боковых проекций лопастей. Рекомендуется, чтобы длина ступицы на 2...3% превышала наибольшую ширину контура боковой проекции. Необходимо также иметь в виду, что при больших значениях HID и ширины лопастей ступица может получиться очень длинной. А это при стандартной конусности приводит иногда к серьезному уменьшению диаметра резьбы хвостовика. В подобных случаях конус не доводится до кормового торца ступицы, а заканчивается несколько раньше, оставляя цилиндрический участок вала, который входит в ступицу с зазором. С учетом сказанного выше

$$d_К = d_в - l_К/К.$$

Резьба хвостовика выполняется метрической. Ее диаметр принимается из конструктивных соображений и обычно равен

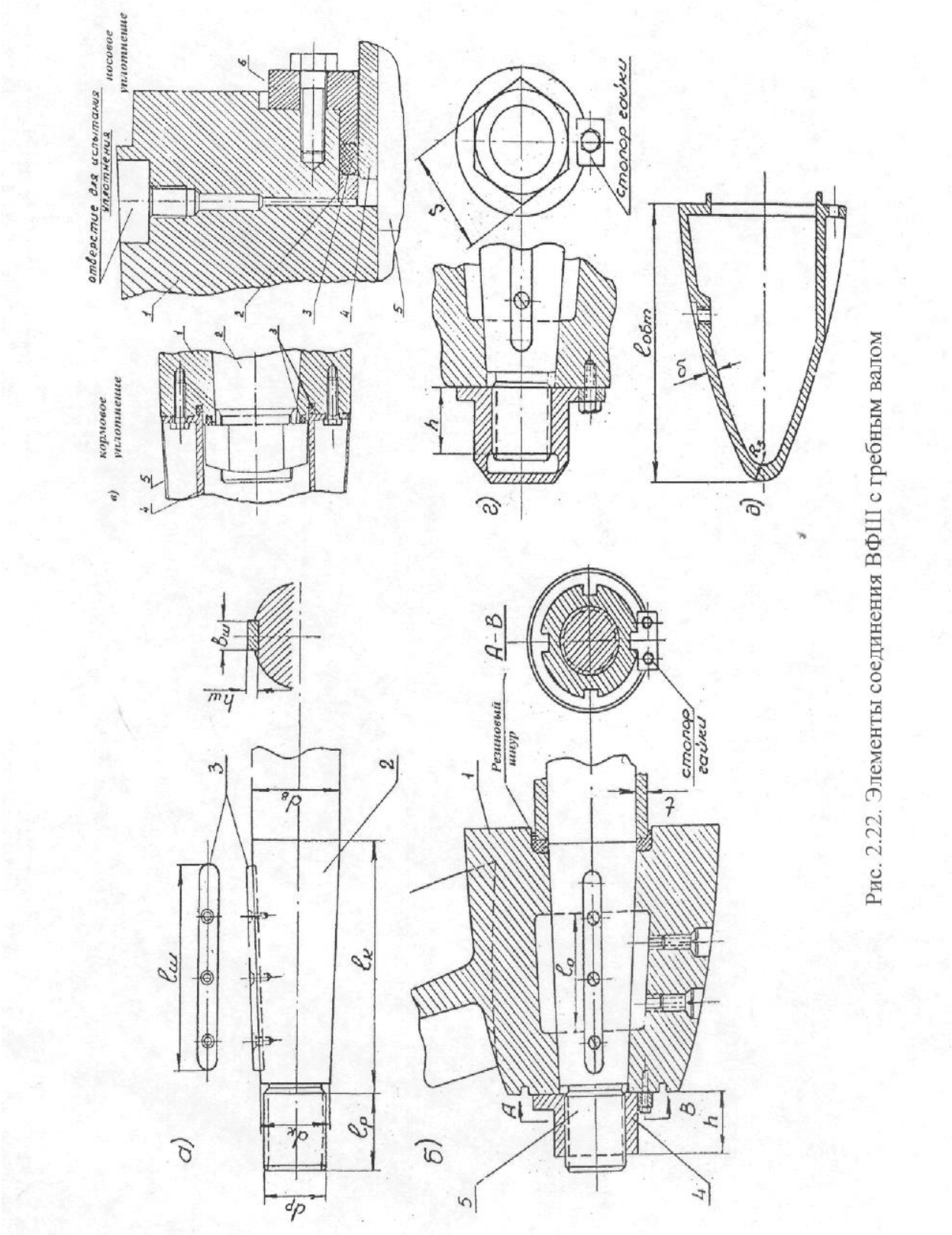
$$d_р = (0{,}75...0{,}90) * d_к.$$

Длина резьбы lp принимается равной ее диаметру. Резьба выполняется с небольшим шагом для обеспечения максимального самоторможения.

Толщина облицовки вала (рубашки) ориентировочно равна

$$t = (d_в + 235)/32.$$

Ее кормовой конец должен заходить в кольцевую выточку ступицы примерно на величину толщины.



Шпоночное соединение ВФШ с гребным валом (см. рис. 2.22, а, б) до настоящего времени остается наиболее распространенным. В зависимости от величины передаваемого крутящего момента устанавливается одна или две призматические шпонки, которые крепятся во фрезерованных пазах конуса вала винтами с потайными головками. Ближайший к носовому концу шпон-

ки винт устанавливается на расстоянии, равном 1/3 длины шпонки, которая обычно составляет

$$1_Ш \approx 0{,}9 * 1_К.$$

Остальные ее размеры принимаются в зависимости от диаметра гребного вала.

Следует подчеркнуть, что такие существенные недостатки шпоночного соединения винтов с валами, как трудоемкость пригонки шпонки по пазу конуса и возможная концентрация напряжений обусловили распространение бесшпоночного гидропрессового соединения, имеющего конусность К = 1:30 с величиной натяга примерно 1,2-10* мм от среднего диаметра конуса вала. Такое соединение не требует тщательной пригонки, и поэтому чистота обработки заканчивается точением без шабровки на краску. Величина требуемого натяга винта на вал определяется расчетом и реализуется гидродомкратами дискового, сегментного или иного типа. Контроль посадки производится с помощью индикатора часового типа.

Уплотнения ВФШ (см.рис. 2.22, б, в). Наиболее надежным является уплотнение масло-, бензостойкими шнуровыми резиновыми прокладками с нажимными кольцами. Цифрами на рисунках обозначено:

- на кормовом уплотнении: 1 - ступица гребного винта; 2 - конус греб ного вала; 3 - уплотнительные резиновые кольца; 4 - обтекатель; 5 - защит ный кожух;

- на носовом уплотнении: 1 - ступица гребного винта; 2 - защитная шайба из капролона; 3 -- резиновое уплотнительное кольцо; 4 - облицовка гребного вала; 5 - гребной вал; 6 - нажимное кольцо.

Для судов неограниченного района плавания должны быть удовлетворены требования климатического исполнения.

Съемные детали ВФШ (см. рис. 2.22, б, в, г, д) должны быть сконструированы так, чтобы надежно выполнять свое назначение в условиях воздействия на них циклических нагрузок, вибрации и ударов.

1. ***Концевые гайки*** и их стопорные устройства предназначены для предотвращения осевого смещения винта на заднем ходу. Они также помогают дослать винт до места по рискам на конусе гребного вала с созданием необходимого натяга.

Применяются гайки двух типов: открытые и глухие. Длина рабочей части гайки обычно равна

$$h = (0{,}75 \ldots 0{,}90) * d_р,$$

а ее размер под ключ

$$s = (1{,}4 \ldots 1{,}5).) * d_р.$$

Меньшие значения соответствуют большим гайкам и применяются для резьба $d_р \geq 120$ мм. Из весьма большого разнообразия конструкций наибольшее распространение получили шестигранные и цилиндрические шлицевые гайки.

С целью предохранения концевой гайки от начального отворачивания

применяются стопорные устройства. Наиболее целесообразными стопорами, полностью исключающими возможность самопроизвольного отворачивания гаек, являются прижимные стопорные планки и болты, проходящие через бурт гайки в тело ступицы со шплинтованием проволокой.

2. ***Обтекатели ступиц*** устанавливаются для уменьшения потерь энергии на вихреобразование за ступицей работающего гребного винта, а также для предохранения концевой гайки, резьбы хвостовика и конуса гребного вала от проникновения забортной воды и защиты гайки от механических повреждений.

Конструкции обтекателей весьма разнообразны и зависят от конструкции всего винторулевого комплекса. Однако в целом их можно подразделить па три основных типа:

а) колпаки-обтекатели (см. рис. 2.22, д), представляющие собой одну деталь. Они чаще всего выполняются в виде отливки, крепящейся к ступице на шпильках, количество которых колеблется от 3 до 12 в зависимости от размеров обтекателя;

б) обтекатели, состоящие из нескольких деталей с неподвижным хвостовиком, вынесенным на руль или на рудерпост. Такую конструкцию имеют большинство одновинтовых судов;

в) гайки-обтекатели, выполняющие одновременно функции концевой гайки и обтекателя ступицы. Они применяются для гребных винтов диаметром менее двух метров.

Для заполнения внутренних полостей обтекателей жиром в их стенках делаются отверстия с резьбой, которые глушатся пробками со стопорами. Так как они одновременно используются и для ввертывания рым-болтов при монтажных и демонтажных работах, то обычно их размещают в районе центра тяжести обтекателей по длине.

Длина обтекателей, если позволяет место, назначается в зависимости от диаметра гребного винта

$$l_{обт} = (0{,}14...0{,}17)*D,$$

а их профиль заканчивается закруглением, радиус которого выбирается в зависимости от среднего диаметра ступицы

$R_3=(0.,05..0,1)*d_0$.

Толщина стенки обтекателя принимается исходя из весовых, конструктивных и технологических соображений.

2.3.2. Гребные винты регулируемого шага

Ступица винта регулируемого шага (ВРШ) (рис. 2.23) имеет сложную конструкцию, обусловленную необходимостью размещения внутри нее механизма привода поворота лопастей и их крепления в ступице. Все это приводит к увеличению ее диаметра и длины совместно с обтекателем.

Основным узлом в ступице является подшипник лопасти. Почти все конструкции ВРШ имеют подшипники скольжения, так как они по сравнению с подшипниками качения более просты, легко ремонтируются и имеют невысокую стоимость.

Наиболее пристальное внимание уделяется уплотнению узла подшипника и комля лопасти, так как он является единственным подвижным соединением, соприкасающимся с забортной водой.

Механизм поворота лопастей конструктивно чаще всего выполняется короткошатуиного или кулисного типа.

Гребной вал ВРШ (рис. 2.24) имеет внутреннюю полость для размещения силовой штанги, соединяющей механизм поворота лопастей с силовым поршнем, находящимся внутри судна, а если поршень расположен внутри ступицы, то в полости размещаются маслоподводящие трубы.

Так как ступица чаще всего соединяется с гребным валом с помощью фланца, то вал может быть заведен на место только с кормы.

Па гребном валу имеется масловвод для подачи масла в ступицу, который соединен с напорным баком системы смазки и не вращается, а удерживается от проворачивания тягой, называемой реактивной штангой.

Фланцевые соединения ступицы с комлями лопастей и гребным валом (рис. 2.25). Эти соединения требуют применения строго определенной смазки для резьба и определенной величины прилагаемого к болту или гайке момента затяжки, который указывается на чертежах. Затяжка производится тарированными и динамометрическими ключами, показывающими величину создаваемого момента, а также путем замера вытяжки болтов и шпилек индикатором.

Важным является порядок затяжки группы болтов и гаек. Последовательность, обеспечивающая равномерное, без перекосов стягивание, показана стрелками на рисунке.

Для того чтобы в процессе работы затяжка не ослабевала из-за постепенного обмятия микронеровностей, оставшихся на поверхности резьбовых и сопрягаемых деталей, применяются повторные затяжки. Практически достаточно выполнение трехкратной затяжки. При этом после первой следующие две производятся поочередным отпуском и затягиванием по одному болту или гайке в порядке, указанном цифрами на рис. 2.25, а.

Далее должны быть поставлены и правильно расположены шплинты и стопорные планки, чтобы не допустить ни малейшей отдачи затянутого соединения.

При стопорении проволокой она вяжется в направлении, обеспечивающем полное удержание фланцев от проворачивания, т.е. так, как показано на

рис. 2.25, б.

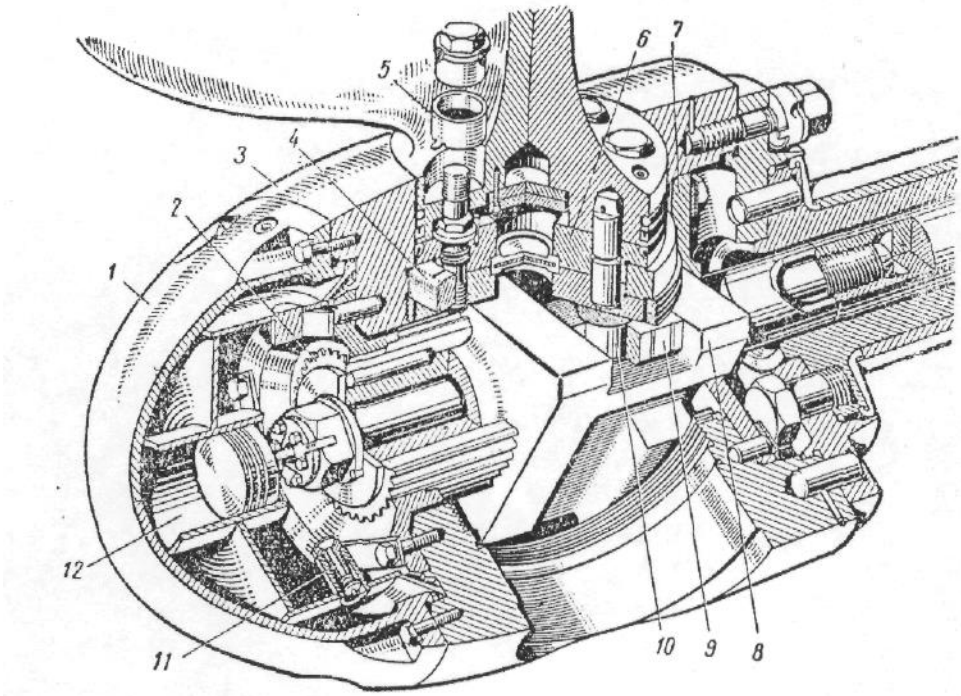


Рис. 2.23. Ступица ВРШ и ее соединение с гребным валом:
1 - обтекатель; 2 - шлицевая втулка; 3 - корпус ступицы; 4 - упорная шайба; 5 - стопорная втулка; 6 - шайба лопасти; 7 - носовой фланец; 8 - ползун; 9 сухарь; 10 - палец; 11 - предохранительный клапан; 12 – компенсат объема

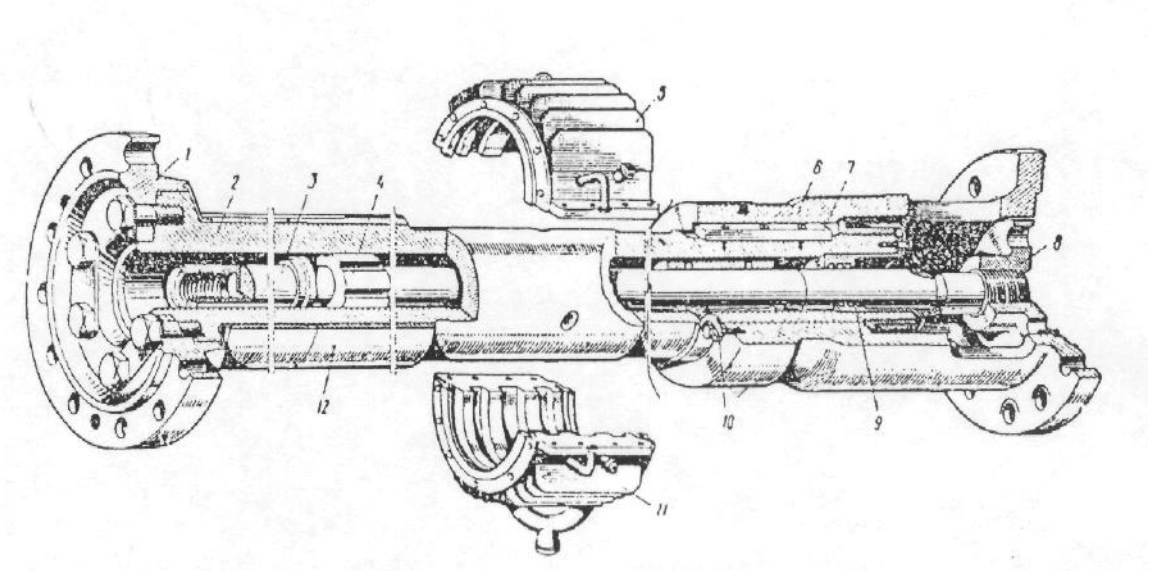


Рис. 2.24. Гребной вал ВРШ:
1 - кормовой фланец; 2 - гребной вал; 3 - штанга; 4 - опорная втулка; 5 верхняя половина буксы масловвода; 6 - полумуфта; 7 - шпонка; 8 - соединительный фланец; 9 - уплотнительные манжеты; 10 - фиксатор; 11 - нижняя половина буксы масловвода; 12 - облицовка гребного вала

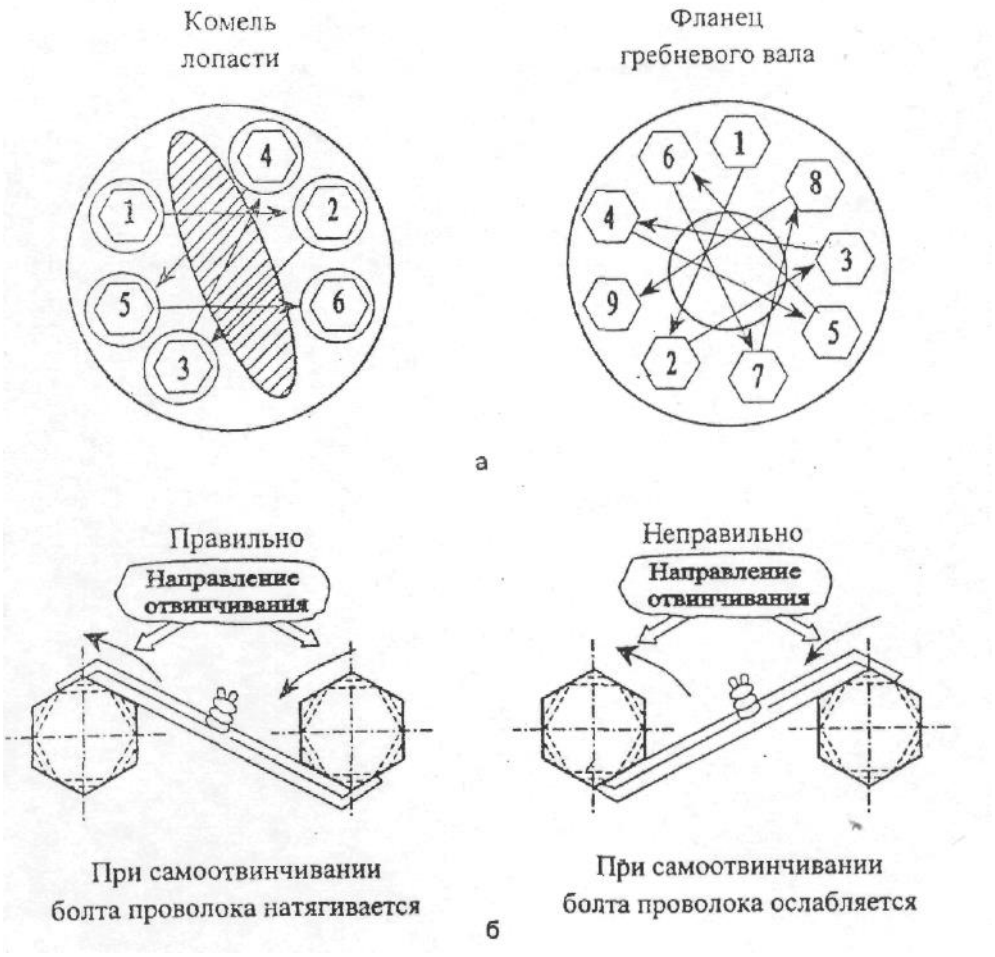


Рис. 2.25. Фланцевые соединения:
а - последовательность затяжки болтов и гаек; б - стопорение болтов проволокой

2.3.3. Современные материалы для изготовления гребных винтов

На лопасти работающего гребного винта, помимо постоянных значений упора, вращающего момента и сил инерции, действуют также переменные нагрузки, появление которых вызывается следующими причинами:

- неравномерностью поля скоростей потока за кормой;
- крутильными колебаниями валопровода;
- собственными колебаниями и частичными оголениями лопастей;
- маневрированием судна;
- периодическими ударами о лед;
- скосом потока воды, вызванным килевой и вертикальной качкой судна на волнении.

Циклический характер перечисленных нагрузок, воспринимаемых гребным винтом, обусловливает возникновение знакопеременных напряжений, изменяющихся по несимметричному циклу. Действие таких напряжений приводит к усталостному характеру разрушений. Поэтому выбор материала для изготовления гребных винтов имеет особую важность.

В зависимости от особенностей производства и условий эксплуатации все винтовые материалы должны обладать следующим комплексом общих

свойств:

- высокие показатели прочности и пластичности, обеспечивающие возможность противостояния усталостным нагрузкам;
- повышенная коррозионная и эрозионная стойкость и способность сохранять длительное время первоначальную чистоту поверхности;
- хорошие литейные качества и легкость обработки режущим инструментом, т.е. технологичность;
- способность легко подвергаться резке, правке, заварке, наплавке и пр., т.е. ремонтопригодность;
- минимально возможный удельный вес.

Перечисленные свойства обусловили использование для изготовления гребных винтов углеродистых и нержавеющих сталей, марганцовистых и алюминиевых латуней, никель-алюминиевых и марганцовисто-алюминиевых бронз. В качестве опытных материалов применяются пластмассы и титан.

Углеродистые стили марок 25Л, 35 Л при удовлетворительных показателях механических свойств обладают крайне низкими коррозионными свойствами. Гребные винты из этих сталей подвергаются интенсивному корродированию и полностью разрушаются примерно через восемнадцать месяцев. Эксплуатация судов с такими винтами нецелесообразна и неэкономична. Тем не менее в силу дефицитности цветных металлов и их сплавов, а также высокой стоимости нержавеющих сталей винты из углеродистых сталей пока еще изготавливаются, а в целях повышения их коррозионной стойкости и усталостной прочности иногда выполняется электролитическое покрытие лопастей специальными сплавами.

Нержавеющие стали. Применение низколегированных сталей с небольшими добавками М, Сг или других элементов, как правило, не повышает коррозионной стойкости винтов, а во многих случаях даже снижает ее. Поэтому для замены совершенно непригодной углеродистой стали отечественной металлургией были созданы новые марки нержавеющих сталей. В винтовом хозяйстве наибольшее распространение получила сталь марки 1Х14ПДЛ. Имея предел текучести в два раза выше, чем у самой распространенной аустенитной стали 1Х18Н9Т, винтовая сталь содержит в шесть раз меньше дефицитного никеля. Ее коррозионная стойкость примерно в десять раз выше, чем у углеродистой стали, и в четыре раза выше, чем у латуней. Кроме того, сталь 1Х14НДЛ обладает чрезвычайно высокой стойкостью против разрушения от кавитационной эрозии. Эта марка стали, относящаяся к мартенситно-ферритному классу, обладает сравнительно высокими коррозионно-усталостными свойствами, но очень чувствительна к надрезам.

Несмотря на высокие физико-механические свойства стали 1Х14НДЛ, в процессе эксплуатации изготовленных из нее гребных винтов встречались хрупкие и коррозионно-усталостные разрушения. Как выяснилось, одной из главных причин этого оказалось неполное охлаждение после закалки, и, кроме того, в ряде случаев развитию трещин усталости способствовали литейные дефекты в корневых сечениях, которые явились концентраторами на-

пряжений.

Помимо рассмотренной, была предложена также нержавеющая сталь аустенитного класса ОХ17Н3Г4В2ТЛ. Однако она не получила распространения в качестве винтового материала из-за трудностей, связанных с механической обработкой.

Латуни. В отечественной практике для изготовления гребных винтов до недавнего времени самой распространенной была марганцовисто-железистая латунь марки ЛМцЖ55-3-1, имеющая хорошие литейные и коррозионные свойства и в сто раз превосходящая аналогичные свойства углеродистых сталей.

Однако гребные винты из этой марки латуни, особенно при работе в тропиках в отсутствие протекторной или катодной защиты, имеют склонность к обесципкивапию, т.е. выделению из сплава цинка. В результате этого снижается прочность и появляются трещины. Кроме этого эта марка латуни обладает повышенной склонностью к коррозионному растрескиванию, т.е. к разрушению, вызванному перенапряжением материала при совместном действии внутренних растягивающих напряжений и коррозионной среды. Сравнительно низка также и коррозионно-усталостная выносливость.

В целях повышения прочности и эксплуатацпонпой стойкости гребных винтов была разработана алюминиево-марганцовисто-железистая латунь марки ЛАМцЖ67-5-2-2 и в качестве ее модернизации - ЛАМцЖ68-5,5-2-2. Эти латуни имеют более высокие механические свойства, однако легирование алюминием не только не исключило повышенной склонности к коррозионному растрескиванию, но и значительно понизило пластичность. Поэтому винты из алюминиевых латуней не находят широкого применения для крупных судов и используются лишь в малом судостроении.

Бронзы. Эти цветные сплавы в последнее время стали основными для изготовления гребных винтов. Чаще других используются специальные никель-алюминиевые и особенно марганцовисто-алюминиевые бронзы.

Освоенная и выпускаемая промышленностью никель-алюминиевая бронза БрАЖН9-4-4 имеет по сравнению с латунями более высокую прочность, и хотя ее вязкость немного меньше, зато ударная прочность оказывается выше. Сопротивление коррозионной усталости этой бронзы выше латуней более чем в два раза, а удельный вес меньше на 8... 10 %.

Гребные винты из никель-алюминиевой бронзы, обладая повышенной стойкостью против коррозионных и эрозионных разрушений, длительное время сохраняют первоначальную чистоту поверхности лопастей. Кроме того, эта бронза вообще не имеет склонности к коррозионному растрескиванию и после нагрева не требует термообработки.

Одним из основных недостатков этого сплава является появление хрупкости при нагреве от 200 до 500 °С. Однако при увеличении температуры нагрева до 700 °С и выше пластические свойства опять повышаются. К другим недостаткам следует отнести сложность изготовления отливок винтов из-за худших, чем у латуней, литейных свойств, а также склонность к газонасыщению и интенсивному окислению в процессе заливки. Поэтому плавку прихо-

дится вести в специальных индукционных электропечах большой емкости.

В выпускаемых отечественной металлургией марганцовисто-алюминиевых бронзах «Нева-60» удалось устранить недостатки никель-алюминиевых и одновременно сохранить и развить их основные положительные качества. Сплавы «Нева» отличаются тем, что не имеют склонности к хрупкому разрушению и во всем диапазоне повышения температуры от 0 до 600 °С сохраняют свои пластические свойства. Поэтому нагрев гребных винтов из марганцовисто-алюминиевых бронз при правке, сварке лопастей или для снятия внутренних напряжений не приводит к появлению горячих трещин, как это имеет место у никель-алюминиевых сплавов.

При более высоких прочностных и литейных свойствах сплавы «Нева-60», «Нева-70» имеют несколько меньшую стойкость против эрозионного износа.

На морских транспортных судах зарубежной постройки устанавливаются гребные винты, изготовленные на специализированных заводах фирм. Например, в Голландии - ЛИПС, в Англии - «Стоун», в Италии - «Ансальдо», в Японии - «Мицубиси», «Амагасаки», «Покошима» и др.

Наиболее распространенные сплавы на медной основе, используемые указанными фирмами, имеют названия:

- никель-алюминиевые бронзы - «Куниал» (фирма ЛИПС), «Николиум» (фирма «Стоун»), «Ниальма» (фирма «Ансальдо»), «Мицуби» (фирма «Ми цубиси»);

- марганцовисто-алюмипиевые бронзы -- «Новостон», «Суперстон-70», «Соностон» (фирма «Стоун»), «Линдрунель» (фирма ЛИПС), ASB7 (фирма «Амагасаки»).

Выбор материала для гребного винта, адресованного конкретному судну, производится на основании Правил Российского Морского Регистра Судоходства (РС) и ГОСТ 8054-81.

Правила РС ограничивают применение того или иного материала в зависимости от ледового класса судна, одновременно допуская возможность использования углеродистых и нержавеющих сталей для изготовления гребных винтов судов всех ледовых классов.

Правила не допускают применения латуней для винтов судов классов ЛУ5...ЛУ9.

Бронзовые винты разрешается устанавливать на все суда без ограничений, исключая суда указанных выше классов. Однако при особом согласовании РС может допустить установку и на эти суда как бронзовых, так и латунных гребных винтов.

Для винтов, предназначенных к установке на суда класса УЛА и «Ледоколы», Правила РС специального регламента не содержат.

Упомянутый выше ГОСТ устанавливает связь между классом гребного винта, т.е. точностью и чистотой поверхностей при его изготовлении, материалом, и областью применения.

2.4. ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИКИ ГРЕБНОГО ВИНТА

2.4.1. Обтекание лопасти водой. Силы, возникающие на лопастях

Рассмотрим процесс отбрасывания масс воды лопастью в сторону, противоположную направлению движения судна.

Лопасть является телом сложной формы, имеющим в радиальных сечениях форму профиля крыла, ориентированного по отношению к направлению движения воды под некоторым углом а, называемым ***углом атаки*** (рис. 2.26).

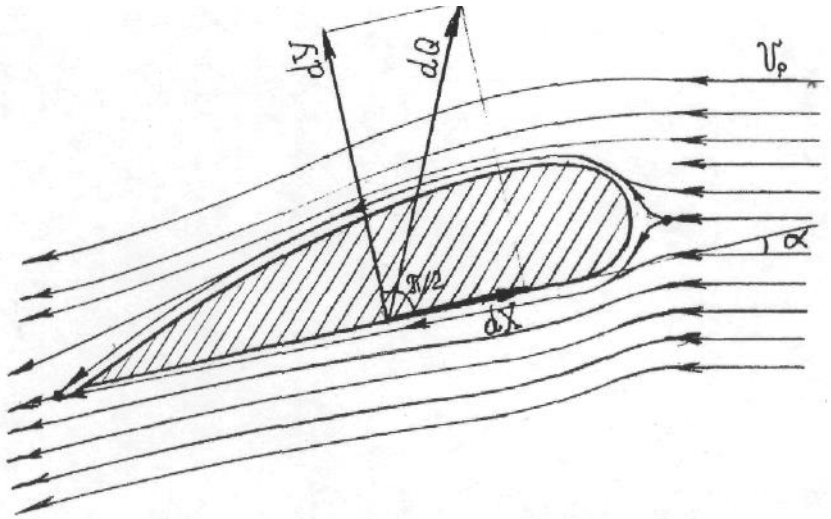


Рис. 2.26. Обтекание водой крылового профиля

В обращенном движении, т.е. когда лопасть неподвижна, а вода со скоростью V_p набегает на нее, чтобы обойти встретившееся препятствие, поток вынужден разделиться на две части. Обойдя профиль, обе его части снова соединяются в хвостовой части профиля, а весь поток в целом отклоняется немного вниз. Так как течение происходит без каких-либо разрывов внутри движущегося сплошного объема воды, то скорость в той части потока, которая обтекает выпуклую сторону профиля, будет больше, чем в потоке перед лопастью. А часть потока, обтекающая профиль снизу, притормаживается силами трения, возникающими вследствие вязкости воды.

Согласно закону сохранения механической энергии в движущемся потоке жидкости (закон Бернулли) сохранение ее баланса обеспечивается перераспределением энергии давления и кинетической энергии движения потока.

Следовательно, увеличение скорости сверху профиля, на выпуклой его части, вызывает там падение давления, а ее уменьшение снизу приводит к росту давления.

Из-за разности давлений на профиле появляется сила dQ, называемая ***гидродинамической.***

Нетрудно понять, что ее можно увеличить, обеспечив возможно большую разность давлений.

Гидродинамическую силу можно представить как равнодействующую

следующих двух сил;

- dУ, перпендикулярную к вектору скорости потока, обтекающего про филь, и называемую подъемной силой;

- dX, параллельную вектору скорости потока, обтекающего профиль, и называемую силой лобового (профильного или вязкостного) сопротивления.

Величина и направление сил dV, dX, возникающих на элементе лопасти длиной dr с профилем заданной формы, зависят (рис. 2.27) от скорости V_t его движения относительно воды и угла атаки a_f профиля.

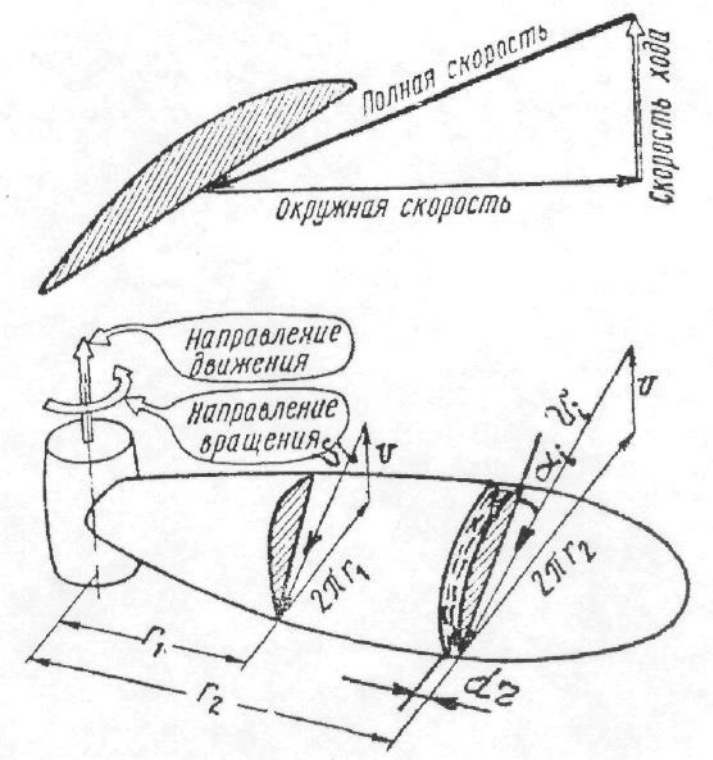


Рис. 2.27. Изменение скорости обтекания профилей и углов атаки по длине лопасти

Так как лопасть участвует одновременно в двух движениях: вращательном и поступательном вместе с судном, - то скорость V_i увеличивается от ступицы к краю из-за роста окружной скорости $\omega = 2\pi \cdot r_i$. При этом изменяется угол атаки и, следовательно, силы dУ и dX.

Эксперименты с профилями разной формы показывают, что подъемная сила элемента достигает максимума при $\alpha \approx 16°$. Такие углы называются ***критическими углами атаки***. Их дальнейшее увеличение приводит к снижению подъемной силы при одновременном значительном росте лобового сопротивления. Это происходит оттого, что при больших углах атаки плавность обтекания профиля водой нарушается, поток срывается с его хвостовой части, образуя вихри.

При $\alpha = 0$ лобовое сопротивление достигает наименьшего значения. При $\alpha \equiv -3°$ подъемная сила становится равной нулю. При дальнейшем увеличении отрицательных углов атаки появляется и растет отрицательная подъемная сила, а также увеличивается лобовое сопротивление.

Чтобы определить силы, характеризующие работу гребного винта как ***движителя***, разложим гидродинамическую силу dQ на следующие две составляющие (рис. 2.28):

- dP, направленную вдоль оси вращения гребного винта и называемую ***силой упора***;

- dT, направленную по касательной к окружности произвольного радиуса r в сторону, противоположную направлению вращения винта, и называемую ***силой сопротивления вращению***.

Естественно, что упор, развиваемый всеми z лопастями гребного винта, определяется как сумма элементарных сил dP, возникающих на элементах dr длины каждой из лопастей, т.е., в кН:

$$P = z \cdot \int_{0.5d_0}^{0.5D} \cdot r \cdot dP.$$

Окружная сила сопротивления вращению $P = z \cdot \int_{0.5d_0}^{0.5D} \cdot r \cdot dP$ создает относительно оси вращения винта момент сопротивления его вращению, в кН-м:

$$T = z \cdot \int_{0.5d_0}^{0.5D} \cdot r \cdot dT$$

преодолеваемый вращающим моментом главного двигателя (в записанных выражениях: d_0 - диаметр ступицы винта; D - диаметр гребного винта).

Следует отметить, что перед винтом подтекающая к нему струя воды движется со скоростью V_p , меньшей скорости движения судна V_p из-за увлекаемой в сторону движения массы воды. При протекании потока через диск винта он получает приращение поступательной скорости, которая называется ***осевой вызванной скоростью***. За винтом поток в силу вязкости воды и приращения момента количества движения закручивается в сторону вращения. Вследствие этого уменьшается окружная скорость лопастей относительно масс воды, увлеченных в ту же сторону, которая называется ***окружной вызванной скоростью***.

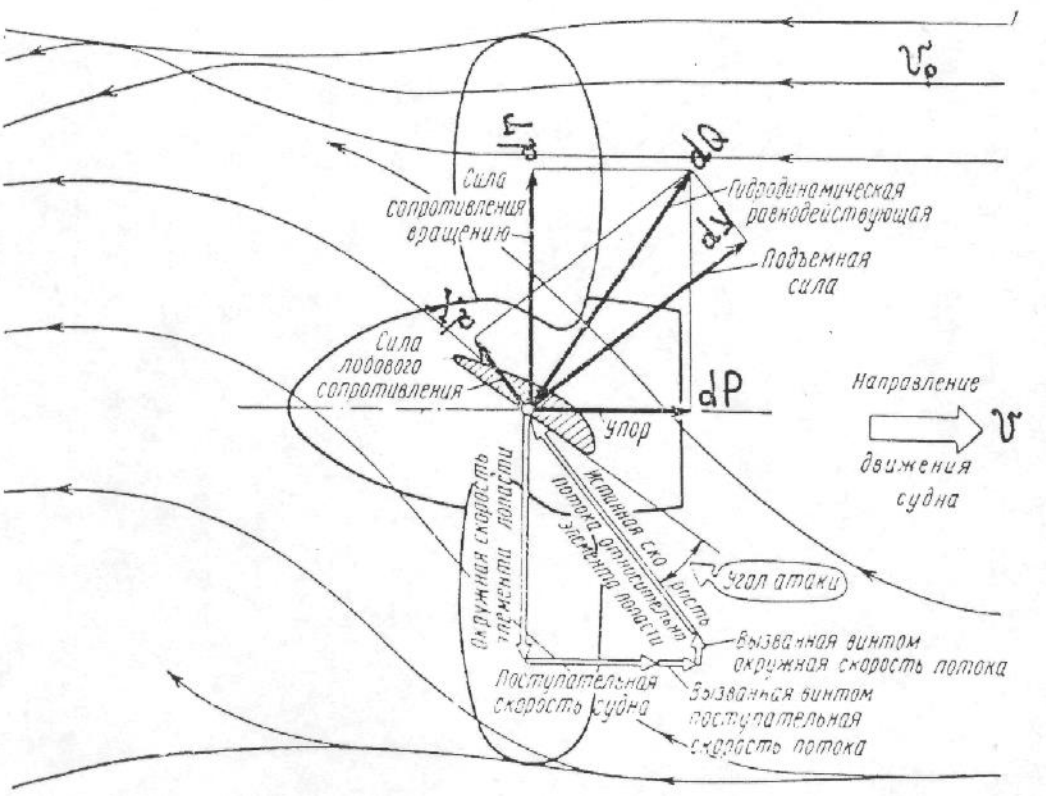


Рис. 2.28. Разложение гидродинамической силы на составляющие. Многоугольник скоростей

Образованные работающим гребным винтом вызванные скорости, как это видно из скоростного многоугольника рис. 2.28, приводят к уменьшению углов атаки профилей лопастных сечений и, следовательно, к изменению сил упора и сопротивления вращению.

Однако эти изменения невелики и многоугольник скоростей в первом приближении заменяется треугольником (см. рис. 2.27).

2.4.2. Линейные и безразмерные гидромеханические (кинематические) характеристики гребного винта

Если предположить, что гребной винт вращается в твердой среде, т.е. как болт в гайке, то за один оборот он продвинется вдоль своей оси вращения па величину геометрического шага Н. При таком условии его скорость поступательного перемещения с частотой вращения n_c, 1/с, равна $V_т = H*n_c$.

Но в воде, которая для винта является податливой опорой, он в осевом направлении за один оборот проходит путь $h_p < H$, ***называемый линейной (абсолютной) поступью***. Разность $H - h_p = S$ называется ***скольжением*** (абсолютным) винта.

Скорость осевого перемещения гребного винта в воде

$$V_p = h_p \cdot n_c,$$

а соответствующая скорость скольжения

$$V_{ск} = V_т - V_p = (H - h_p) \cdot n_c.$$

В теории гидрореактивных движителей и в практических схемах расчета их элементов используются не абсолютные, а относительные характеристики движения.

Так, при линейной поступи гребного винта h_p –V_p /n_c в качестве его безразмерной кинематической характеристики, определяющей режим работы в воде, принимается ***относительная поступь***

$$\lambda_p = \frac{h_p}{D} = \frac{V_p}{n_c \cdot D}, \qquad (2.11)$$

Относительное отставание гребного винта, работающего в воде, по сравнению с его движением в твердой среде, представляется в виде

$$s = \frac{H - h_p}{H} = 1 - \frac{h_p}{H} = 1 - \frac{V_p}{n_c \cdot H} \qquad (2.12)$$

и называется относительным скольжением.

Легко убедиться, что А и s связаны между собой следующими зависимостями:

$$s = 1 - \frac{\lambda_p}{H/D}, \qquad (2.13)$$

$$\lambda_p = H/D \cdot (1 - s). \qquad (2.14)$$

2.4.3. Безразмерные гидродинамические характеристики гребного винта

Упор Р и момент сопротивления вращению гребного винта А/, так же, как и характеристики его движения, представляются в безразмерном виде в форме коэффициентов. Выражения для них получаются на основе теории гидродинамического подобия, когда в качестве наиболее характерной скорости принимается окружная скорость на концах лопастей $V_R = \omega * R = \pi * n_c * D$, а за характерный линейный размер - диаметр винта D.

В этом случае безразмерные коэффициенты представляются в следующем виде:

$$K_1 = \frac{P}{\rho \cdot n_c^2 \cdot D^4}; \qquad (2.15)$$

$$K_2 = \frac{M}{\rho \cdot n_c^2 \cdot D^5}, \qquad (2.16)$$

где K_1 - коэффициент упора гребного винта; K_2- коэффициент момента гребного винта; р - плотность забортной воды.

Эффективность работы гребного винта, как и всякого другого механизма, оценивается его КПД, т.е. отношением полезной мощности, развиваемой винтом - P • Vp, к мощности, затрачиваемой на его работу - M • ω = M • 2π • n_c

$$\eta_p = \frac{P \cdot V_p}{M \cdot 2\pi n_c} = \frac{K_1}{K_2} \cdot \frac{\lambda_p}{2\pi}.$$

Коэффициенты упора и момента для геометрически подобных винтов при соблюдении критериев гидродинамического подобия (т.е. чисел Рейнольдса и Фруда не зависят от абсолютных размеров гребного винта и являются функциями только относительной поступи, определяющей собой режим работы винта.

Представленные этими функциональными зависимостями $K_1=f(\lambda_p)$, $K_2 = f(\lambda_p)$, $\eta_p=f(\lambda_p)$ гидродинамические характеристики имеют вид, приведенный на рис. 2.29, и называются кривыми действия гребного винта в свободной воде, т.е. без учета присутствия непосредственно перед ним кормовой оконечности судна.

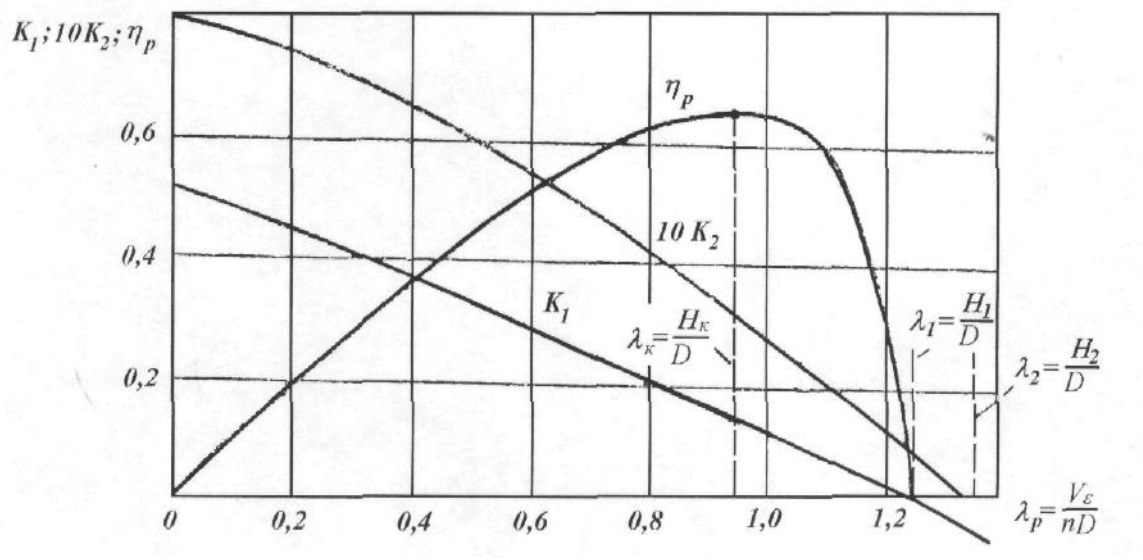


Рис. 2.29. Кривые действия гребного винта в свободной воде

Эти кривые позволяют проследить возможные режимы работы гребного винта.

Они показывают, что на швартовах, т.е. при $\lambda_p = 0$, коэффициенты, а следовательно, упор и момент сопротивления вращению имеют максимальные значения. Это свидетельствует о том, что углы атаки α элементов лопастей близки к критическим. Увеличение поступи приводит к уменьшению углов атаки элементов и сил, появляющихся на лопастях.

Из рис. 2.29 видно, что при некотором значении относительной поступи $\lambda_p= \lambda_к$ КПД гребного винта достигает своего наибольшего значения. Следова-

тельно, эта поступь должна соответствовать расчетному режиму работы винта в соответствии с заданными условиями эксплуатации судна.

При поступи $\lambda_p = \lambda_1$: $K_1 = 0$, $K_2 > 0$, развиваемый винтом упор P = O, а подводимый к нему от главного двигателя вращающий момент тратится на преодоление вредных сопротивлений в винте. Этот режим работы называется режимом нулевого упора, а поступь H_1 - ***шагом нулевого упора***.

При поступи $\lambda_p = \lambda_2$: $K_2 = 0$; $K_1 < 0$, подводимый к винту вращающий момент равен нулю, а гребной винт развивает упор, тормозя иди и движение судна. Такой режим работы называется режимом нулевого момента, а соответствующая поступь H_2 - ***шагом нулевого момента***.

Из рисунка также видно, что во всем диапазоне поступей $0 < \lambda_p < \lambda_1$ гребной винт работает как судовой движитель, т.е. он развивает положительный упор за счет использования мощности главного двигателя.

В области поступей $\lambda_1 < \lambda_p < \lambda_2$ винт не может быть использован как движитель, т.е. он «парализован». Все режимы работы при относительных поступях $\lambda_p \geq \lambda_1$ не являются характерными для обычных условий эксплуатации судов. Они могут встречаться лишь в особых случаях, таких, например, как движение вниз по течению реки, при свободном вращении винта в процессе буксировки судна, при моделировании работы гребных винтов в опытовом бассейне.

В качестве относительной характеристики размеров области «парализованности» русским инженером Ф.А, Бриксом введено понятие ***парали*** гребного винта в виде отношения

$$m = \frac{H_2 \quad H_1}{H_1} = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} - 1. \qquad (2.18)$$

Чем больше параль, тем, при прочих равных условиях, ниже КПД винта, потому что значение m характеризует величину потерь энергии внутри гребного винта на преодоление сил сопротивления его вращению и поступательному перемещению.

Наконец, при относительных поступях $\lambda_p > \lambda_2$ гребной винт, тормозя движение судна, может отдавать некоторую мощность, работая на турбинных режимах.

2.4.4. Понятие о вихревой теории гребного винта

Правильный выбор геометрии гребного винта, позволяющий обеспечить максимальное значение его КПД, минимально допустимую вибрацию, особенно кормовой оконечности судна, отсутствие кавитации при неравномерном распределении скоростей, давлений и гидродинамических сил на поверхности лопастей, - задача проектирования винта.

Главная проблема в теории гребного винта - определение вызванных работающим винтом скоростей и давлений как в границах лопастей, так и в окружающем потоке воды, потому что вызванные скорости позволяют найти истинные углы атаки элементов лопастных сечений.

Решение этой проблемы является основой для решения как прямой задачи, т.е. для заданной геометрии определение гидродинамических сил, так и обратной задачи, т.е. поиск такой геометрии винта, которая обеспечивает нужные гидродинамические силы.

Современные теоретические расчетные модели строятся с использованием таких гидромеханических особенностей воды при обтекании лопастей гребного винта, как вихри, источники - стоки, диполи и др.

Первой моделью взаимодействия лопастей с окружающим их потоком воды является винт НЕЖ (Николай Егорович Жуковский). Жуковский первым указал, что наблюдаемые при испытаниях моделей винтов светлые винтовые линии (рис. 2.30), сбегающие с концов лопастей, и закрученная линия, отходящая от ступицы, представляют собой ядра, заполненные пузырьками воздуха, которые делают отчетливо видимыми водяные вихри.

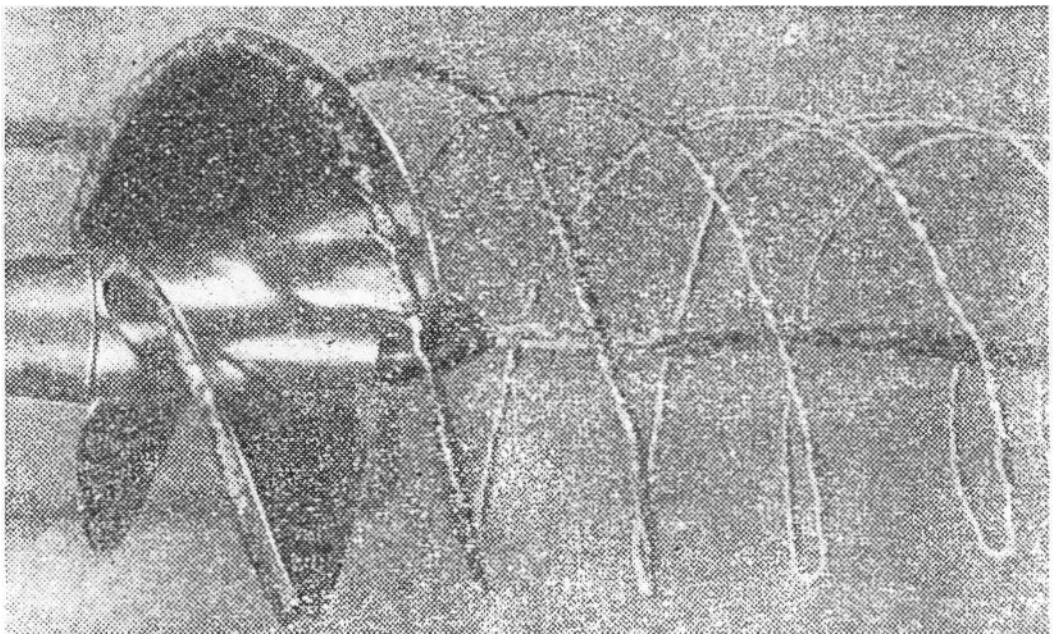


Рис. 2.30. Система вихрей гребного винта

Анализ потока, создаваемого работающим гребным винтом, позволил Н.Е. Жуковскому заменить винт системой вихрей, дающих такое же изменение потока воды, проходящего через гидравлическое сечение винта, как и он сам.

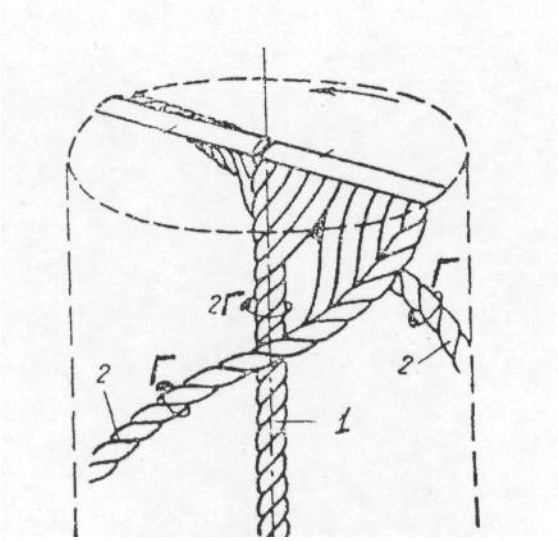


Рис. 2.31. Вихревая схема двухлопастного гребного винта

Наиболее простая вихревая схема - это схема для двухлопастного гребного винт (рис. 2.31). В первом приближении можно полагать, что свободные (кольцевые) вихри 2, сбегающие с концов лопастей, располагаются по винтовым линиям, описываемым концами лопастей, и имеют постоянную циркуляцию Г. От корневых сечений лопастей, прилегающих к ступице, отходит прямолинейный присоединенный вихрь 1 с суммарной циркуляцией 2Г (по числу лопастей).

Однако в действительности присоединенные вихри порождают от ступицы до края лопастей пелену свободных вихрей с переменной вдоль радиуса циркуляцией. Поэтому потребовалось рассмотрение более сложных моделей вихрей. Их последовательное развитие приведено на рис. 2.32.

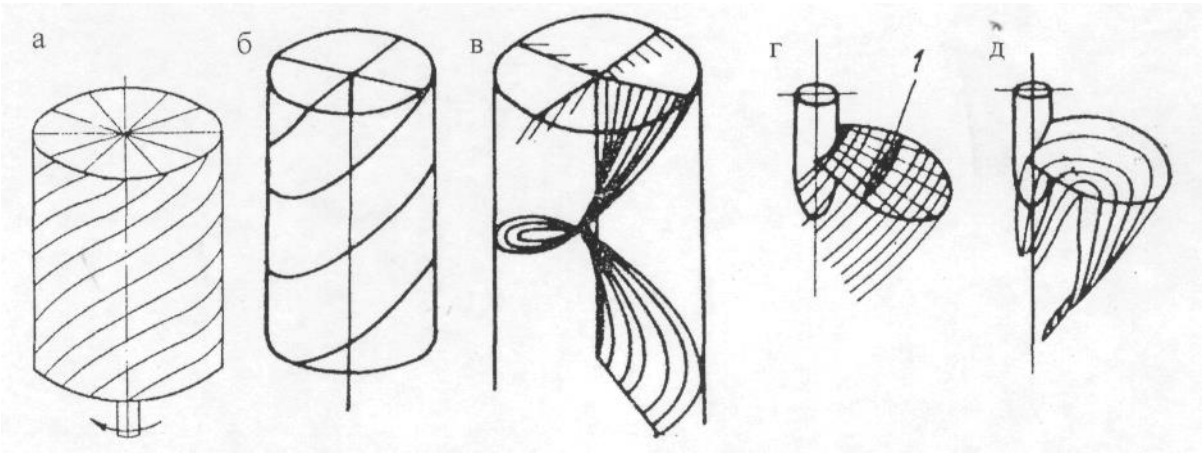


Рис. 2.32. Последовательное развитие вихревой модели гребного винта:
а - винт НЕЖ с бесконечно большим числом лопастей; б - винт НЕЖ с конечным числом лопастей; в - винт с конечным числом лопастей и переменной циркуляцией; г - вихревая модель, соответствующая линейной теории несущей поверхности (1 - непрерывно распределенные источники по срединной поверхности); д - нелинейная вихревая модель

С позиции вихревой теории оптимальный гребной винт - это винт, обеспечивающий заданную величину упора при минимальных (индуктивных) потерях подводимой к нему энергии за счет знания и умения определять наивыгоднейший закон распределения циркуляции вдоль лопастей.

При малых осевой w_a и окружной ω_t вызванных скоростях для опти-

мального винта получены довольно простые закономерности, а также соотношения для индуктивного угла поступи и КПД любого элемента длины лопасти. Эти зависимости дают наиболее простую связь между вызванными скоростями и нагрузкой оптимального гребного винта.

Полученные в вихревой теории формулы дают возможность:

- спроектировать гребной винт, обладающий максимально возможным КПД, применительно к особенностям работы в неравномерном поле скоростей;
- спрофилировать радиальные сечения лопастей и найти распределение шага вдоль их длины таким образом, чтобы была обеспечена расчетная величина КПД;
- выполнить уточненный расчет характеристик кавитации для выбранных элементов лопасти по известным значениям скоростей и сил в каждом данном сечении по ее длине.

2.5. РАБОТА ГРЕБНОГО ВИНТА ВБЛИЗИ КОРПУСА СУДНА

Наличие в корме непосредственно перед корпусом судна работающего гребного винта резко меняет картину обтекания водой всей кормовой оконечности. Это изменение охватывает район, ограниченный по длине двумя-тремя теоретическими шпациями, и приводит к нарушению структуры поля скоростей потока, которая была у корпуса при его буксировке со снятым гребным винтом.

С другой стороны, наличие в непосредственной близости перед гребным винтом корпуса судна приводит к тому, что поток воды, подтекающий к винту, уже возмущен корпусом-экраном и поле его скоростей по площади диска винта становится крайне неравномерным.

И для корпуса, и для гребного винта изменение величины и направления скоростей в потоке неизбежно влечет за собой изменение поля давлений и в конечном счете приводит к изменению гидродинамических сил, действующих на наружную обшивку корпуса судна и появляющихся на лопастях вращающегося винта.

Как видно, гидродинамическое взаимодействие этих двух элементов комплекса имеет сложный характер, и теоретическое решение такой задачи является весьма затруднительным.

По этой причине используется следующий искусственный прием:

- гребной винт условно рассматривается изолированным, но работающим в потоке воды, ранее измененным корпусом;
- корпус судна рассматривается как буксируемый в потоке, ранее измененным работой гребного винта.

2.5.1. Влияние движущегося корпуса судна на работу гребного винта

В процессе своего прямолинейного перемещения судно увлекает за собой прилегающие к наружной обшивке слои воды, формируя поток,

движущийся вслед за судном и называемый поэтому ***попутным потоком*** (рис. 2.33).

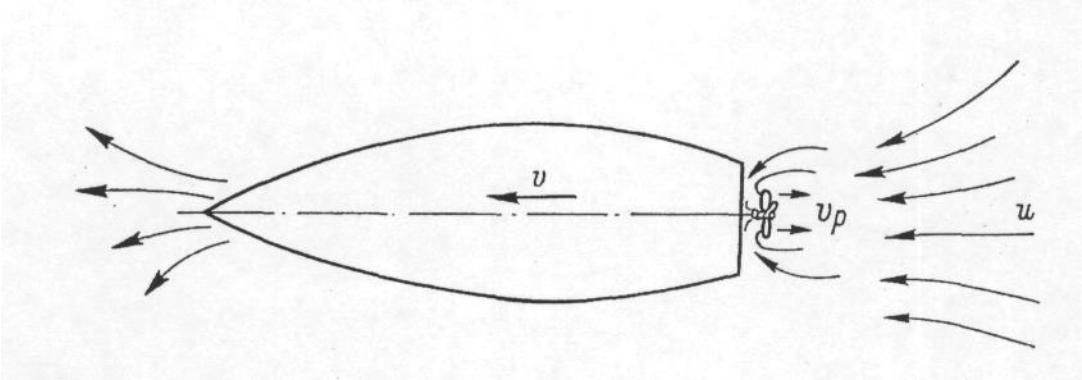


Рис. 2.33, Попутный поток за корпусом судна:
V - скорость движения судна; V_p - средняя скорость потока в диске гребного винта; $U = V - V_p$ - средняя скорость попутного потока

Попутный поток распространен на всей длине корпуса. Его скорости непрерывно изменяются как вдоль длины, так и по высоте. Однако при расчетах ходкости учитывается только осевая составляющая его скорости в месте расположения гребного винта, т.е. так называемый ***номинальный попутный*** поток.

Отношение средней скорости попутного потока к скорости хода судна называется **коэффициентом попутного потока**

$$W = \frac{U}{V} = \frac{V - V_p}{V} = 1 - \frac{V_p}{V}, \qquad (2.19)$$

который характеризует уменьшение скорости потока в диске винта. С его учетом скорость потока в диске гребного винта равна

$$V_p = V(1 - W). \qquad (2.20)$$

Именно эта скорость служит для определения поступи развиваемого винтом упора и момента сопротивления вращению.

В процессе вращения винта за время одного оборота меняется величина направления векторов скорости и, следовательно, углы атаки элементов лопастных сечений. Такая неравномерность и неоднородность распределения осевой составляющей скорости потока по площади диска приводит к периодическим изменениям упора и момента, что влечет за собой появление вибрации кормы, продольных крутильных колебаний валопровода, циклических нагрузок на дейдвудное устройство и на лопасти винта.

Указанная выше неравномерность существенно различна у винта, работающего совместно с корпусом судна, по сравнению с винтом, работающим изолированно в свободной воде.

Это различие в расчетных схемах учитывается с помощью попра-

вочных ***коэффициентов влияния неравномерности***:

$$\left.\begin{array}{l} \text{- на упор} \quad i_1 = P_p / P; \\ \text{- на момент} \quad i_2 = M_p / M; \\ \text{- на КПД} \quad i = i_1 / i_2, \end{array}\right\} \qquad (2.21)$$

где $P_р$; $M_р$ - упор и момент сопротивления вращению винта, работающего за корпусом судна; Р; М — упор и момент сопротивления вращению винта, развиваемые в свободной воде.

Средние значения поправочных коэффициентов определяются совместно с коэффициентом попутного потока по данным самоходных испытаний моделей судов. Результаты таких испытаний позволяют получить эмпирические зависимости для ориентировочной оценки коэффициентов взаимодействия.

Для ручного подсчета коэффициента попутного потока одновальных судов пригодны формулы:

- Тейлора $W = 0{,}5C_B - 0{,}05;$ (2.22)

-Хекшера $W = 0{,}77C_B / \beta - 0{,}28;$ (2.23)

- Папмеля $W = 0{,}165C_B\sqrt{\frac{\sqrt[3]{C_B \cdot L \cdot B \cdot d}}{D}} - 0{,}1(Fr - 0{,}2);$ (2.24)

- Шенхерра $W = 0{,}12 + \frac{4{,}5(C_B^2 \cdot B/L \cdot \alpha \cdot \beta)}{(7 - 6C_B/\alpha)(2{,}8 - C_B/\beta)} + 0{,}5(h_B/d - \frac{D}{B} - 0{,}4_\chi),$ (2.25)

где L, B, d - главные размерения судна, м; C_B, α, β — коэффициенты полноты корпуса судна; D - диаметр гребного винта, м; h_B - высота гребного вала над основной линией, м; Fr - число Фруда; χ - угол наклона образующей лопасти, рад.

2.5.2. Влияние работающего гребного винта на сопротивление движению судна

Гребной винт, как, впрочем, и любой другой гидрореактивный движитель, обладая свойством вызывать непрерывное приращение скорости потока, протекающего через его гидравлическое сечение, при работе в непосредственной близости с корпусом судна будет увеличивать скорость обтекания кормовой оконечности. А так как по закону сохранения энергии в движущемся потоке жидкости это сопровождается падением давления, то, следовательно, на обшивке корпуса в корме появится суммарная сила, направленная против движения судна. Эта сила, увеличивающая сопротивление, в соответствии с причиной ее возникновения называется ***силой засасывания***.

Таким образом, в результате возникновения силы засасывания создаваемый гребным винтом упор Р должен быть больше величины силы

тяги P_e, обеспечивающей движение судна с требуемой скоростью V, т.е.

$$P = P_e + \Delta P, \quad (2.26)$$

где ΔP - часть упора винта, затрачиваемая на преодоление силы засасывания.

Отношение $\frac{\Delta P}{P} = 1 - \frac{P_e}{P} = t$ (2.27)

называется ***коэффициентом засасывания***. С его учетом полезная тяга винта, работающего совместно с корпусом судна, равна

$$P_e = P(1-t). \quad (2.28)$$

Как видно, коэффициент засасывания характеризует собой необходимое увеличение силы упора для преодоления дополнительного сопротивления движению судна, вызванного работающим гребным винтом.

При проектировании новых судов значения коэффициентов засасывания определяются при самоходных испытаниях моделей судов в опытовых бассейнах.

При выполнении проверочных расчетов для одновинтовых судов обычно используется зависимость

$$t = K_{t*}W, \quad (2.29)$$

где K_t =0,5...0,7 при установке обтекаемого руля непосредственно за винтом; K_t =0,7...0,9 при установке обтекаемых рулей, навешенных на рудерпост прямоугольного сечения; K_t =0,9... 1,05 при установке обыкновенных пластинчатых рулей.

Для небольших судов, например рыбодобывающих, используется формула Хекшера

$$t = 0{,}77C_B/\beta - 0{,}36. \quad (2.30)$$

Для двухвинтовых судов пригодны формулы:

- с выкружками гребных валов

$$t = 0{,}25W + 0{,}14; \quad (2.31)$$

- с кронштейнами для гребных валов

$$t = 0{,}7W + 0{,}06. \quad (2.32)$$

2.5.3. Пропульсивный коэффициент комплекса корпус судна - гребной винт и мероприятия по его повышению

Мерой эффективности использования силы тяги $P_e = R$, создаваемой гребным винтом, является Пропульсивный коэффициент комплекса винт-корпус, представляющий собой отношение полезной мощности, т.е. буксировочной N_6, к подведенной к винту от главного двигателя мощности N_p, необходимой для поддержания заданной скорости хода V, т.е.

$$\eta_{Д} = \frac{N_{б}}{N_{р}} = \frac{RV}{N_{р}} = \frac{P_{е} \bullet V}{2\pi \bullet n_{с} M_{р}},$$

(2.33)

где Мр - момент сопротивления вращению винта, работающего за корпусом судна при установившемся движении, равный крутящему моменту на гребном валу; $n_{с}$ - секундная частота вращения гребного вала.

Момент Мр отличается от М при работе винта в свободном потоке изолированно от корпуса судна из-за неравномерности поля скоростей и турбулентности потока, влияния руля и др.

КПД изолированно работающего винта при расчетной скорости $V_{р}$ его поступательного перемещения относительно воды и развиваемом упоре Р равен

$$\eta_{р} = \frac{P \bullet V_{р}}{2\pi \bullet n_{с} \bullet M}. \qquad (2.34)$$

Представим выражение (2.33) в несколько ином виде, умножив числитель и знаменатель на произведение $P \bullet V_{р} \bullet M$ и записав его в виде следующих трех сомножителей

$$\eta_{0} = \frac{P \bullet V_{р}}{2\pi \bullet n_{с} \bullet M} \bullet \frac{P_{е} \bullet V}{P \bullet V_{р}} \bullet \frac{M}{M_{р}},$$

первый из которых является КПД изолированного винта, работающего в свободной воде. Второй сомножитель с учетом выражений (2.20) и (2.28) приводится к виду

$$\eta_{к} = \frac{P_{е} \bullet V}{P \bullet V_{р}} = \frac{p(1-t) \bullet V}{P(1-W) \bullet V} = \frac{1-t}{1-W}. \qquad (2.35)$$

Полученное отношение определяется, как это видно, значениями характеристик попутного потока и засасывания и называется ***коэффициентом влияния корпуса судна.***

Третий сомножитель представляет собой величину, обратную коэффициенту влияния неравномерности поля скоростей на момент при работе гребного винта за корпусом судна

$$M/M_{р}=l/i_{2}.$$

Таким образом, пропульсивный коэффициент комплекса ***гребной винт - корпус судна*** принимает вид

$$\eta_{д} = \eta_{р} \bullet \eta_{к} \bullet \frac{1}{i_{2}} \qquad (2.36)$$

Рассматривая зависимости (2.35) и (2.36), можно сказать, что коэф-

фициент влияния неравномерности потока на момент при работе винта за корпусом всегда вызывает снижение пропульсивного КПД. Коэффициент влияния корпуса получается тем выше, чем больше коэффициент попутного потока и чем меньше коэффициент засасывания. Для его повышения используются как гидромеханические, так и конструктивные мероприятия. Но поскольку требования к коэффициентам противоречивы, то приходится искать компромиссное решение задачи.

Все три характеристики взаимодействия гребного винта с корпусом судна зависят от их взаимного расположения. Наиболее важным является ***осевой зазор*** между ними. Оказывается, что с его увеличением пропульсивный коэффициент комплекса возрастает. Как показывают модельные испытания, отдаление винта от корпуса в сочетании с бульбообразными выкружками гребных валов позволяет за счет уменьшения коэффициента засасывания повысить пропульсивный коэффициент на 5...8 %.

Для повышения КПД комплекса ***винт-руль*** довольно часто применяется конструкция пропульсивной наделки на пере руля, называемая грушей Коста. Она представляет собой грушевидный обтекатель, две половины которого установлены на пере руля соосно с гребным винтом. Такая наделка заполняет собой разреженное и завихренное пространство за ступицей работающего винта.

Опыт применения указанных наделок показывает, что их установка приводит к росту скорости хода до 3 %, а на буксирах при их работе в швартовном режиме - к увеличению тяги на буксирном гаке до 15 %. Наделка на руле оказывается особенно целесообразной у винтов ВРШ, имеющих увеличенный диаметр ступицы.

Уменьшение отрицательного влияния неравномерности поля скоростей на момент достигается, во-первых, выбором наиболее рациональных кормовых обводов корпуса (например, с U-образными шпангоутами),[1]"во-вторых, за счет обеспечения достаточного зазора между винтом и корпусом и, в третьих, изменением профилировки сечений лопастей вдоль радиуса винта.

В результате применения комплекса конструктивных мероприятий пропульсивный коэффициент современных транспортных судов удается поднять до ≈ 70 %.

2.6. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ГРЕБНОГО ВИНТА С ДИЗЕЛЬНЫМИ СЭУ

2.6.1. О характеристиках работы ДВС

На подавляющем большинстве современных морских судов в качестве главных двигателей устанавливаются ДВС, основными характеристиками которых служат графические или аналитические зависимости мощности или крутящего момента от частоты вращения коленчатого

вала. Не вдаваясь в подробности работы дизеля, отметим лишь, что его конструктивные особенности и происходящие в процессе работы физические, химические и тепловые процессы позволяют дизелю работать на какой-либо потребитель его энергии только в определенном поле изменения мощности и частоты вращения коленвала. Это поле ограничено следующими характеристиками - кривыми (рис. 2.34).

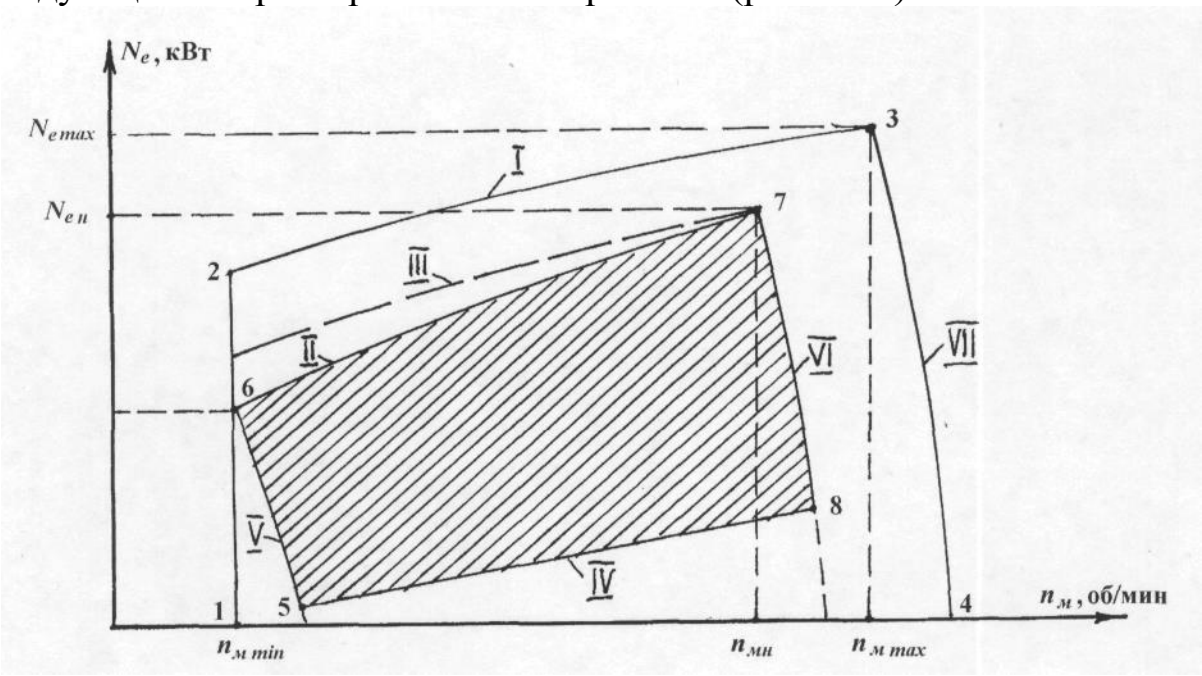


Рис. 2.34. Поля мощности устойчивой работы дизеля:
1-2-3-4 - поле кратковременной работы;
5-6-7-8 - поле длительной непрерывной работы

I - внешняя характеристика наибольшей возможной эксплуатационной мощности Ne_{max} при топливной рейке на упоре. Работа по ней разрешена не более 1...3 ч только в исключительных случаях, например при самосъемке смели, без риска поломки двигателя. Ее иногда называют заградительной характеристикой по насосу. Частота вращения $n_{м\ max}$ при этом должна быть невыше 103 % номинальной $n_{мн}$.

II- верхняя ограничительная характеристика по постоянному крутящему моменту на валу. Это наибольшая мощность ДВС, которую можно использовать без ограничения времени непрерывной его работы в нормальных условиях. При работе по этой характеристике на всех частотах, кроме номинальной $n_{мн}$, наблюдается неполное использование мощности. Эта заградительная характеристика является условной, не связанной с конструктивными ограничениями и регулировкой дизеля. Режим постоянного номинального крутящего момента обеспечивается, в частности, средним эффективным давлением в цилиндрах.

III - внешняя заградительная характеристика по топливу. Она получается при постоянном положении топливной рейки, обеспечивающем номинальные значения мощности N_{eH} и частоты вращения $n_{мн}$ с «нор-

мальным» гребным винтом, но при различных внешних нагрузках.

IV - нижняя ограничительная характеристика. Она ограничивает дли тельную работу дизеля на малых мощностях, так как большинство ДВС плохо работают на малых нагрузках из-за конструктивных особенностей.

V, VI, VII - регуляторные характеристики. Они обеспечивают удержание дизелем частоты вращения в узко ограниченных пределах при изменении внешней нагрузки. Поскольку у дизеля имеются минимально устойчивая $n_{м\ min}$, номинальная $n_{мн}$ и максимально допустимая $n_{мmax}$ частоты вращения, то для каждой из них должна быть своя регуляторная характеристика.

Таким образом, зона длительной и без перегрузок работы дизеля ограничена полем, заключенным между характеристиками II, IV, V, VI.

2.6.2. Характеристики совместной работы дизеля и гребного винта

Заштрихованная на рис. 2.34 площадь является зоной длительной работы дизеля на любой потребитель.

При работе с таким специфическим потребителем, каким является гребной винт судна, использование мощности ДВС будет определяться тем, какой винт соединен с дизелем: ВФШ или ВРШ.

Рассмотрим сначала общую закономерность потребления гребным винтом мощности главного двигателя независимо от типов винта и двигателя.

При установившемся динамическом равновесии момент сопротивления вращению винта

$$M_p=K_{2*}p*n^2_{c*}D^5 \qquad (2.37)$$

становится равным крутящему моменту на выходном фланце главного двигателя

$$M_e=N_e/2\pi\text{-}n_c. \qquad (2.38)$$

С учетом потерь энергии при передаче к гребному винту

$$M_e=M_p/\eta_B\text{-}\ \eta_n,$$

где η_B - КПД линии валопровода; η_n - КПД редукторной передачи (при ее наличии).

Перейдя теперь к мощности главного двигателя при его работе на гребной винт, получим

$$N_e = K_2 \bullet \rho \bullet \frac{2\pi}{\eta_B \bullet \eta_n} \bullet n_c^3 \bullet D^5$$

Для любого конкретно рассматриваемого судна

$$_{2\pi*}K_{2*}p_*D^5/\eta_{в\ *}\ \eta_n = const = C. \qquad (2.39)$$

Тогда

$$N_e= C_*n^3, \qquad (2.40)$$

т.е. при совместной работе главного двигателя и гребного винта их характеристикой является кубическая парабола вида $y = ax^2$, проходящая через начало координат, которая называется ***винтовой характеристикой.***

Легко показать, как при любом изменении сопротивления движению судна изменяется подводимая к гребному винту мощность N_p и, соответственно, винтовая характеристика.

При установившемся движении судна

$$Np=N_{e*}\,\eta_в * \eta_n$$

При этом буксировочная мощность N_6, т.е. мощность, затрачиваемая на прямолинейное перемещение самоходного судна, равна (см. формулу (2.36)

$$N_б = N_р \bullet \eta_д = N_р \frac{1}{i_2} \bullet \eta_р \bullet \eta_k = N_e \frac{1}{i_2} \bullet \eta_р \bullet \eta_k \bullet \eta_В \bullet \eta_n, \qquad (2.41)$$

где — $\frac{1}{i_2} \bullet \eta_р \bullet \eta_k \bullet \eta_В \bullet \eta_n = \eta$ полный пропульсивный коэффициент судна, а так как $N_6 = R \bullet V$, то динамическая взаимосвязь главного двигателя с корпусом судна определяется зависимостью

$$N_e = RV / \frac{1}{i_2} \bullet \eta_р \bullet \eta_k \bullet \eta_В \bullet \eta_n \qquad (2.42)$$

Отсюда видно, что всякое изменение сопротивления движению R приводит к изменению потребной мощности главного двигателя.

У судов с ВФШ сопротивление движению в условиях эксплуатации может достичь своего максимального значения при форсировании льда, самосъемке с мели, т.е. при работе в швартовном режиме.

Винтовая характеристика (2.40) этого режима совместной работы комплекса ***винт-главный двигатель***: корпус судна имеет наибольшее из возможных значений коэффициента С в соотношении (2.39). И если наложить ее на поле мощности ДВС, то график параболы расположится наиболее круто (кривая АВ на рис. 2.35).

Минимум сопротивления движению имеет место при плавании в балласте в тихую погоду и со свежеокрашенным корпусом.

У винтовой характеристики, соответствующей этому режиму работы, коэффициент С имеет наименьшее из возможных значений, и поэтому график параболы будет расположен наиболее полого (кривая АБ на рис. 2.35).

Как видно из рис. 2.35, при работе дизеля на ВФШ последний может использовать только лишь некоторую часть поля мощности (область ABFDE), в которой дизель способен работать длительно и без пе-

регрузок.

При полном потреблении винтом номинальной мощности двигателя N_{eH}

при номинальной частоте его вращения $n_{нм}$ винтовая характеристика проходит через точку F , и говорят, что гребной винт соответствует главному ДВС и является нормальным для него.

Если это соответствие обеспечено проектированием ВФШ применительно к сопротивлению движения судна в полном грузу, со свежеокрашенным корпусом и в тихую погоду, то во время сдаточных испытаний судном будет достигнута наивысшая скорость хода.

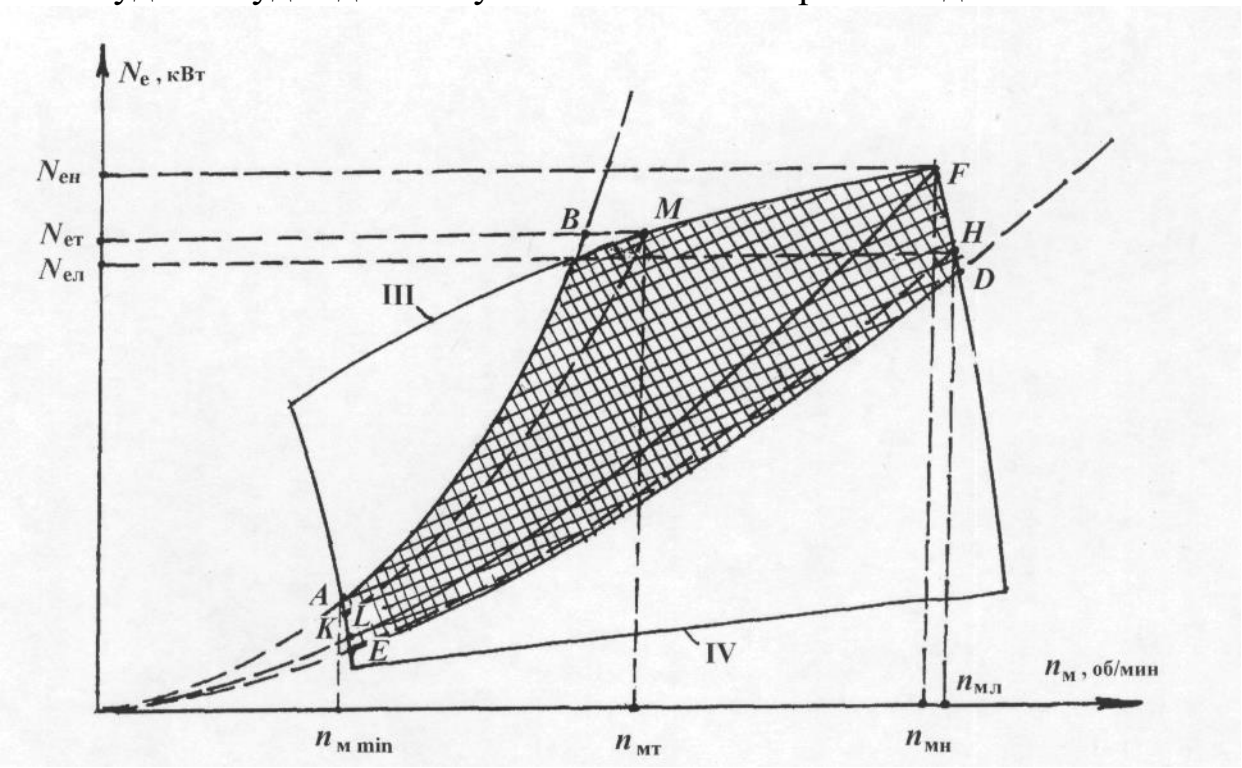


Рис. 2.35. Характеристики совместной работы дизеля и ВФШ

Но в первых же эксплуатационных рейсах в грузу, даже в случае еще существенно не изменившейся шероховатости наружной обшивки, сопротивление движению увеличится из-за воздействия на судно морского волнения и ветра. Винтовая характеристика при этом сместится влево. Дальнейший рост сопротивления вследствие нарушения лакокрасочного покрытия, коррозии и обрастания подводной поверхности корпуса судна и лопастей винта вызывает еще большее смещение винтовой характеристики влево (кривая КМ), и она пересекает заградительную характеристику III в точке М, соответствующей мощности $N_{er} < N_{eH}$ при частоте вращения $n_{мт} < n_{мн}$.

Для увеличения мощности и частоты вращения до их номинальных значений необходимо повышение цикловой подачи топлива в цилиндры, что вынудит дизель работать уже в зоне повышенных тепловых нагрузок. Получается, что двигателю как бы тяжело вращать гребной винт. Поэтому все винтовые характеристики, расположенные левее

нормальной EF, называются утяжеленными, а работающие по ним ВФШ - ***гидродинамически тяжелыми***.

При ходе в балласте момент сопротивления M_p вращению гребного

винта уменьшается и двигатель начинает работать по винтовой характеристике EH, расположенной правее нормальной EF. В этом случае номинальная мощность не может быть развита, так как для этого требуется увеличение частоты вращения $n_{мл} > n_{мн}$. Но этому препятствует регулятор, который, воздействуя на топливные насосы, ограничивает подачу топлива в цилиндры и обеспечивает работу дизеля по винтовой характеристике в точке H при $n_{мл} \approx n_{мн}$ и мощности $N_{ел} < N_{eH}$.

С уменьшением цикловой подачи топлива двигателю в тепловом отношении работать становится легче, и в соответствии с этим все винтовые характеристики, расположенные ниже номинальной EF, называются облегченными, а работающие по ним гребные винты ВФШ - ***гидродинамически легкими***.

Все сказанное выше о совместной работе ВФШ с дизельными СЭУ позволяет сделать следующие выводы.

1. При работе дизеля на винт фиксированного шага он развивает номинальную мощность и частоту вращения только в одном - ***расчетном*** – рабочем режиме. Если этим режимом является ход в полном грузу при новом свежеокрашенном корпусе и в тихую погоду, то сразу же после вступления судна в эксплуатацию гребной винт становится гидроднамически тяжелым и происходит соответствующее уменьшение скорости хода.

Если винт спроектирован на условия плавания с заведомо увеличенным против расчетного значения сопротивлением движению судна, то на ходовых сдаточных испытаниях он окажется гидродинамически облегченным, а скорость - несколько меньше расчетной. Но в условиях последующей эксплуатации гребной винт «утяжелится» как за счет роста сопротивления корпуса судна, так и за счет повышения шероховатости лопастей, и при совместной работе с ДВС винтовая характеристика будет близкой к номинальной LF сравнительно длительный период времени, определяемый очередными плановыми докованиями.

Этот способ проектирования ВФШ в настоящее время стал преобладающим в транспортном судостроении с дизельными энергетическими установками. При этом надбавка к сопротивлению, или запас мощности двигателя, принимается равным от 15 до 25 %.

В случае установки на судно в качестве главного двигателя паровой или газовой турбины увеличение сопротивления движению в процессе эксплуатации не вызовет потерь мощности, поскольку ограничительная характеристика турбины в реальном диапазоне изменения частот вращения практически горизонтальна. Следовательно, для таких судов гребной винт можно проектировать на режим плавания в условиях сдаточных ходовых испытаний.

2. С целью обеспечения работы главного двигателя с номинальной мощностью и без тепловой перегрузки необходимо постоянное наблюдение за состоянием поверхности наружной обшивки корпуса судна в подводной его части и лопастей гребного винта. Их повышенная шероховатость вызывает гидродинамическое «утяжеление» винтовых характеристик.

У дизельных судов с ЕРШ в семействе винтовых характеристик наиболее крутая из них (кривая АВ на рис. 2.36), соответствующая наибольшему шагу при работе в швартовном режиме, ограничивает работу дизеля на самой малой частоте вращения.

Наиболее пологая (кривая ЕД) соответствует затратам мощности только на преодоление сил трения вращающегося гребного винта и закручивания потока за ним в режиме «стоп», а также трения в опорных и упорном подшипниках линии валопровода.

Таким образом, при работе ДВС на ВРШ может быть использовано практически все поле располагаемой мощности в области длительной и без перегрузок работе дизеля.

Но этим особенности и преимущества ВРШ не ограничиваются. Оказывается, что он позволяет получать одну и ту же скорость хода V_s, уз, при разных сочетаниях потребляемой мощности, установочного шага и частоты вращения $n_м$. При этом всегда имеется одно сочетание, позволяющее получить требуемую скорость с наименьшей затратой мощности N_{emin}(рис. 2.36).

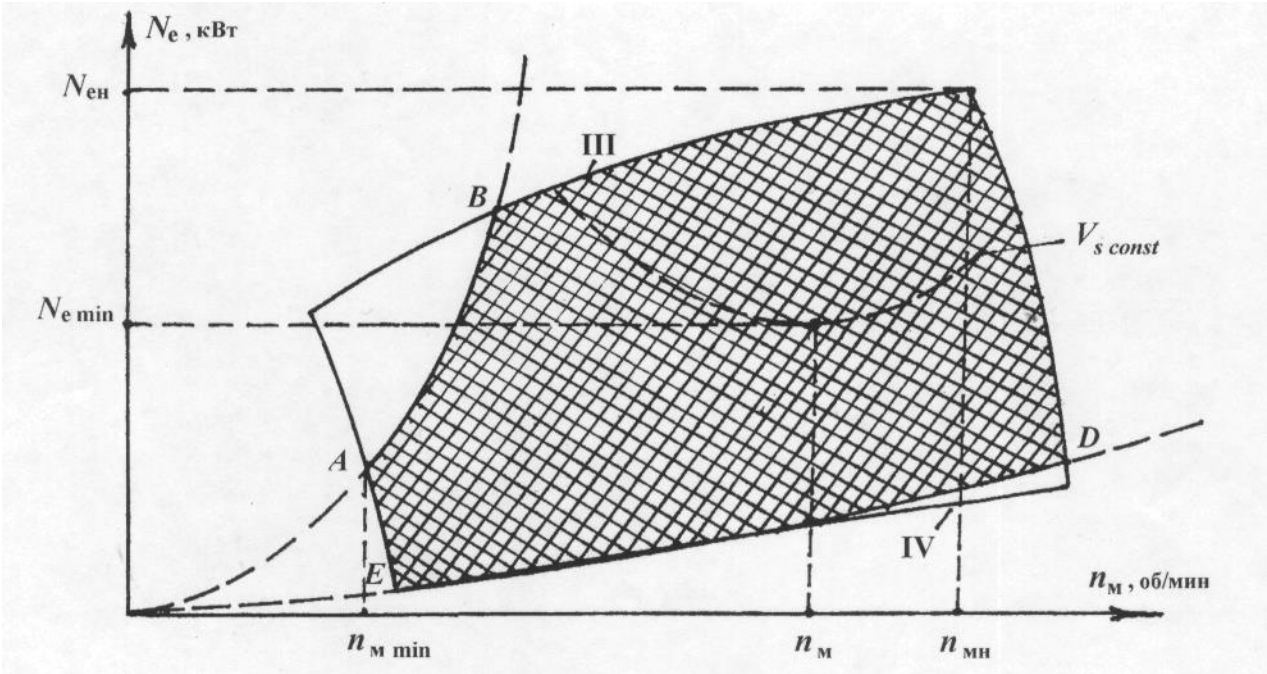


Рис. 2.36. Совместные характеристики работы дизеля и ВРШ

Такое свойство ВРШ можно проиллюстрировать схемой кривых его действия (рис. 2.37), показывающих характер изменения коэффициента упора K_1 и КПД $\eta_р$ в зависимости от относительной поступи $\lambda_р$.

На рисунке ясно видно, что при одном и том же осевом перемеще-

нии винта в воде, характеризуемом поступью λ_p = const, КПД его работы изменяется в зависимости от величины установочного шагового отношения H_y / D, получаемого поворотом лопастей.

Поэтому понятно, что имея различный КПД, при одной и той же скорости необходима затрата разной мощности.

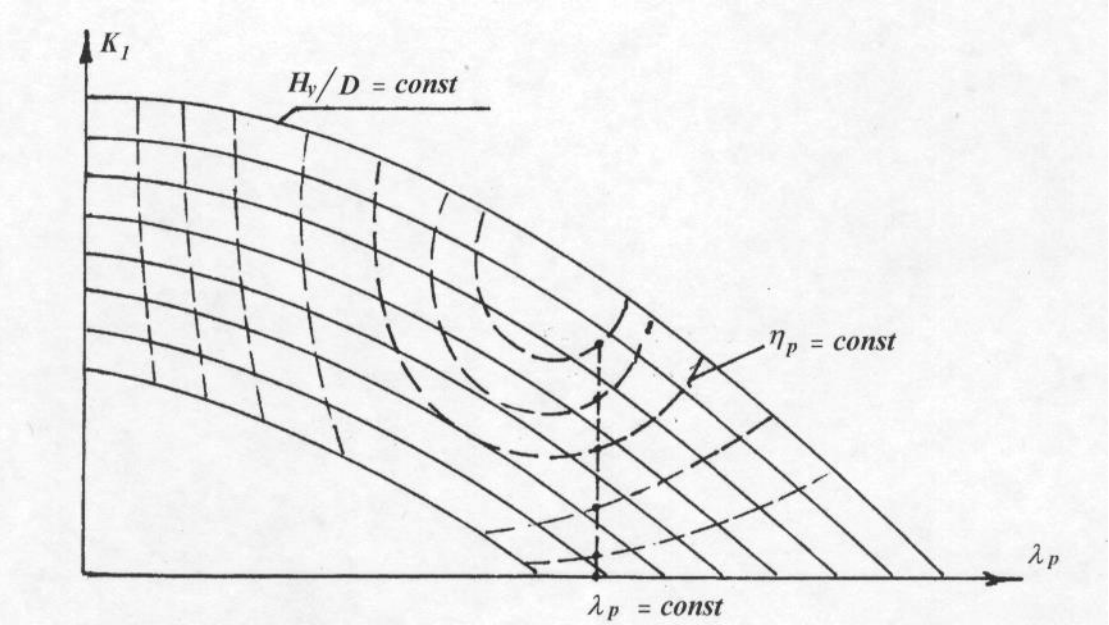


Рис. 2.37. Кривые действия ВРШ при различных значениях установочного шагового отношения

2.6.3. Приведение ВФШ в соответствие главному двигателю - ДВС

ВФШ, элементы которого спроектированы применительно к условиям сдаточных ходовых испытаний, очень удобен для контроля построечных спецификационных характеристик. Но затем в течение всей жизни судна он не будет полностью соответствовать дизелю. В последующей эксплуатации судна первоначальные пропульсивные качества, как показывают многолетние наблюдения, полностью не могут быть восстановлены даже при строгом соблюдении сроковой дисциплины плановых докований и ремонтов.

Неполное восстановление характеристик корпуса и гребных винтов объясняется тем, что в процессе жизни судна изменяется поверхностная структура листов наружной обшивки корпуса и лопастей винтов, обусловленная коррозией и старением материала, а также тем, что с течением времени происходит необратимый процесс износа деталей двигателей и топливной аппаратуры. Эти причины вызывают необходимость периодической корректировки элементов гребных винтов для поддержания заданной проектом степени их гидродинамического облегчения или для обеспечения совместной работы с двигателем по винтовой характеристике, близкой к номинальной.

Помимо указанных причин, «утяжеление» гребных винтов на

большинстве теплоходов, как четко сформулировано в [21], объясняется следующими факторами.

1. Недооценкой важности возникающей проблемы несоответствия винтов и двигателей как специалистами заказчиков судов, так и проектантов. Такое пренебрежение приводит к существенным потерям скорости и преждевременному износу деталей цилиндропоршневой группы.

2. Трудностями проверки спецификационных качеств судов с «легкими» винтами в процессе приемосдаточных испытаний. Практика приемки судов при балластной осадке создает ложное впечатление о наличии необходимого запаса облегчения гребных винтов.

3. Формальными трудностями выполнения требований классификационных обществ о необходимости обеспечения на ходовых сдаточных испытаниях 100 %-й нагрузки главных двигателей.

4. Фактическим невыполнением разрешения всех дизелестроительных фирм на эксплуатацию ДВС в первый период после постройки судна или после очередного докования при частотах $n_м = 1{,}03 n_{мн}$. Несоблюдение этого разрешения на первых этапах эксплуатации создает обманчивую видимость наличия чрезмерно большого резерва мощности, особенно когда винт спроектирован с заранее предусмотренным гидродинамическим облегчением.

5. Недостаточными и нечеткими требованиями руководящих документов, регламентирующих условия проектирования гребных винтов, а также назначение и проверку спецификационных скоростей судов с дизельными установками. Эти искусственно созданные и неоправданные трудности осложняют процесс приемосдаточных испытаний.

6. Превышением фактического утяжеления винтовых характеристик в процессе эксплуатации судна по сравнению с нормативами, заложенными в проектах. Это обстоятельство обусловлено работой отечественных судов в южных морях, где наблюдается интенсивный рост сопротивления из-за обрастания корпуса. Следовательно, при проектировании гребных винтов для плавания на южных линиях необходимо предусматривать большее облегчение, чем это регламентируется нормативными документами в настоящее время.

Учитывая перечисленные факторы, приводящие к гидродинамическому утяжелению винтов, можно сказать, что иногда принимаемые судовладельцами меры по их облегчению создают иллюзию новаторства в эксплуатации судов, подчас не замечая или затеняя истинные истоки возникновения проблемы.

Этот тезис, безусловно, вовсе не означает, что корректировка геометрических элементов винтов не нужна. Она необходима, но в существенно меньшей степени, поскольку в процессе эксплуатации имеет место медленное утяжеление винтовых характеристик, вызванное старением корпуса, винта и элементов двигателя.

Гидродинамическое облегчение направлено исключительно на создание таких условий для работы главного двигателя, которые позволя-

ют снизить степень тепловой напряженности, увеличить моторесурс и улучшить экономичность. А наблюдаемое при этом повышение скорости хода происходит только лишь за счет более полного использования мощности двигателя. Что касается гидродинамического утяжеления «легких» винтов, то следует указать на крайне редкое возникновение такой необходимости.

В производственной практике приведения гребных винтов в соответствие с главными двигателями используются три способа корректировки их геометрических элементов.

1. Изменение шага H

Потребляемая гребным винтом мощность связана с эффективной мощностью главного двигателя уравнением

$$N_e = K_2 \bullet \rho \bullet \frac{2\pi}{\eta_B \eta_n} n_c^3 \bullet D^5, \qquad (2.43)$$

в котором коэффициент момента $K_2 = f\ (\lambda_p; H/D)$. С изменением шага H при неизменном диаметре винта D одновременно с шаговым отношением меняются как относительная поступь λ_p , так и K_2. При их снижении уменьшается потребляемая мощность, как это следует из соотношения (2.43), т.е. винт гидродинамически облегчается. Следует подчеркнуть, что небольшое уменьшение шага практически не влияет на КПД винта. Это достоинство рассматриваемого способа корректировки обусловило его применение для винтов со съемными лопастями. Для цельнолитых гребных винтов изменение шага практически невыполнимо из-за трудности его технологического осуществления (необходимость нагрева и горячей правки с применением специальной оснастки и мощных прессов, последующая термообработка).

Расчет необходимой величины изменения шага производится с использованием диаграмм серийных испытаний моделей гребных винтов. Для быстрой оценки можно использовать эмпирическое правило, согласно которому каждый процент отличия частоты вращения от номинального ее значения требует изменения шага на 1... 1,5 %.

2. Изменение диаметра винта D

Целесообразность изменения легко усматривается из формулы (2.43). Как видно, величина потребляемой винтом мощности прямо пропорциональна пятой степени его диаметра. Следовательно, изменение этого элемента является весьма эффективной мерой приведения гребного винта в соответствие главному двигателю. При этом гидродинамическое облегчение достигается уменьшением диаметра путем обрезки концов лопастей. Утяжеление обеспечивается увеличением диаметра приваркой спрофилированных наделок по краям лопастей. Однако эта последняя операция в практике эксплуатации судов с ДВС встречается очень редко.

Авторы [9] рекомендуют пользоваться формулой

$$D_1 = D_0\left(1-\frac{H}{D_0}\bullet\frac{n_1-n_0}{n_0}\right) \qquad (2.44)$$

где D_0, H/D_0, n_0- диаметр, шаговое отношение, частота вращения винта до корректировки; D_1, n_1 - диаметр и частота вращения после корректировки.

Заключая краткое рассмотрение этого способа, необходимо отметить, что обрезка ведет к падению КПД винтов до 7.. .8 %.

3. Изменение профилировки лопастей

Сущность этого способа состоит в том, что производится подрубка выходящих или входящих кромок лопастей.

При подрубке выходящих кромок уменьшаются шаговые углы лопастных сечений, а также наблюдается уменьшение кривизны их средних линий. Оба эти фактора способствуют гидродинамическому облегчению винта.

Утяжеление «легких» цельнолитых винтов в случае невозможности увеличения их диаметра также может производиться подрубкой либо входящих кромок лопастей, либо нагнетательной поверхности с приданием ей вогнутости. Операция по утяжелению значительно более сложная и трудоемкая, так как требуется наличие запаса как на прочность, так и на кавитацию.

Несмотря на технологическую простоту корректировки подрубкой, метод расчета требуемого изменения профилей лопастных сечений пока еще не разработан, и его отсутствие, по-видимому, сдерживает широкое распространение этого способа, который при правильном его выполнении доало ухудшает гидродинамические качества гребного винта. Известно, что путем изменения профилировки можно эффективно облегчить винт при потерях в КПД не более 1...3 %.

2.7. КАВИТАЦИЯ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

2.7.1. Физическая сущность и формы кавитации

Впервые с явлением кавитации гребных винтов столкнулись в 1894 г., когда было установлено ухудшение таких эксплуатационных качеств, как снижение КПД, появление эрозионных раковин на лопастях, увеличение шума и вибрации, нарушение соответствия винтов главным двигателям.

Анализ и изучение указанных явлений показал, что их первопричиной является ***кавитация.***

Кавитацией называется явление образования парогазовой смеси, причиной которого служит понижение в потоке жидкости давления до давления насыщенных паров и ниже.

Объемы внутри жидкости, заполненные парогазовой смесью, назы-

ваются ***кавитационными кавернами***.

Возникновение кавитации в жидкостях, с которыми имеет дело современная техника, связано с ростом микроскопических ядер, содержащих нерастворимые газы и пары жидкости, по мере падения давления.

Экспериментами установлено, что не существует единственного значения критического давления, при котором возникает кавитация. Оказывается, что его величина $p_{кр}$ зависит от размеров находящихся в воде нерастворенных пузырьков воздуха и может изменяться в широких пределах $O < p_{кр} < p_д$, где $p_д$ - давление насыщенных паров.

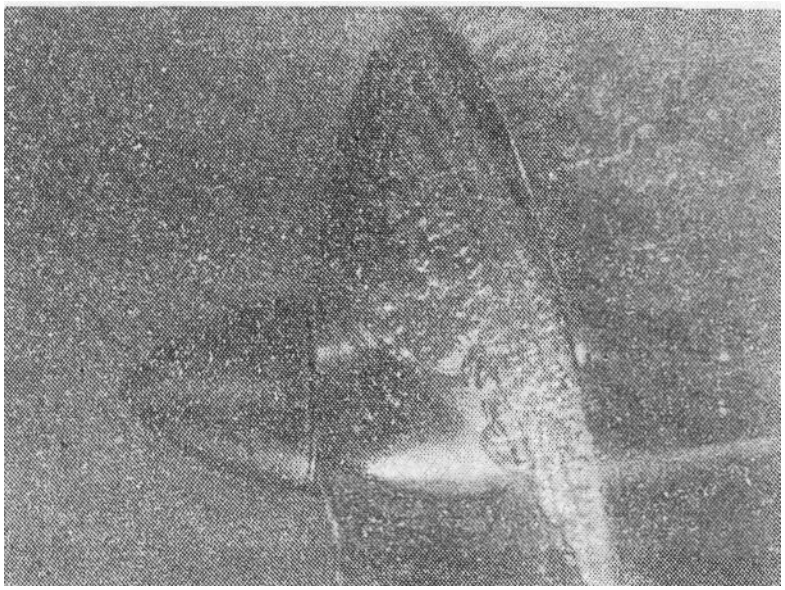


Рис. 2.38. Пузырчатая кавитация гребного винта

Кавитация сначала возникает в виде отдельных маленьких пузырьков, появляющихся в областях минимального давления около лопастей винта, обтекаемых водой, которые уносятся затем потоком. По мере роста его скорости пузырьки равномерно покрывают поверхности лопастей (рис. 2.38). Такая форма кавитации называется пузырчатой.

Эксперименты показывают, что бывают случаи, когда развивающаяся кавитация превращается в неподвижную каверну с четкой границей. При этом она становится чистой, лишенной отдельных пузырьков. Такая форма кавитации называется пленочной.

Форма кавитации зависит от реакции ядер на окружающее поле давлений. Чем больше перепад давлений, тем более вероятно, что возникнет пленочная кавитация, минуя стадию образования пузырчатой.

2.7.2. Параметры и стадии кавитации

Природу и механизм развития кавитации легко проследить, рассматривая обтекание потоком воды элемента сечения лопасти гребного винта под углом атаки а (рис. 2.39).

При этом, как на крыловом профиле, на верхней (засасывающей) стороне элемента местные скорости V_1 будут больше скорости набегающего потока V_0, а на нижней (нагнетающей) - меньше. Соответствующие этим скоростям давления равны p_1 и p_0.

Применяя уравнение Бернулли к двум точкам $A(V_Q,p_o)$ и $B(V_1,p_1)$, лежащим на одной и той же линии тока, получим

$$p_0 + \frac{\rho}{2} V_0^2 = p_1 + \frac{\rho}{2} V_1^2. \qquad (2.45)$$

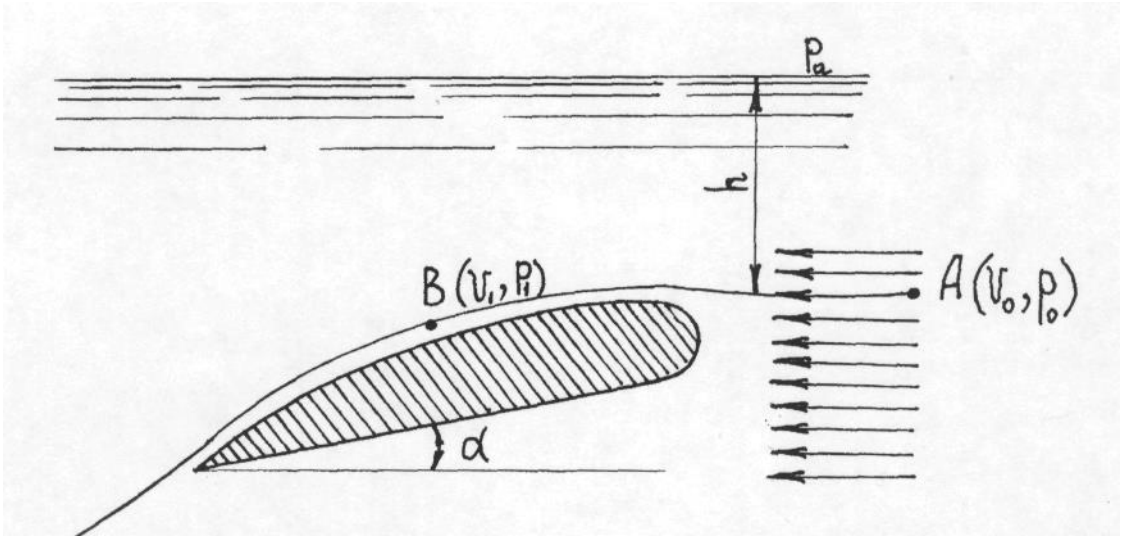


Рис. 2.39. Схема обтекания элемента лопасти

Это уравнение легко преобразуется к виду

$$\frac{p_0 - p_1}{0{,}5\rho V_0^2} = \frac{V_1^2}{V_0^2} - 1$$

Левая его часть, обозначаемая через

$$\xi = \frac{p_0 - p_1}{0{,}5\rho V_0^2} \qquad (2\text{-}46)$$

носит название ***коэффициента разрежения***.

Так как давление p_1 на засасывающей стороне $p_l \rightarrow p_д$, то

$$\frac{p_1 - p_д}{0{,}5\rho \cdot V_0^2} = æ \qquad (2.47)$$

и называется ***числом кавитации***.

Условием возникновения кавитации в определенной точке является равенство числа кавитации коэффициенту разрежения æ = ξ

Однако при работе гребного винта максимальные разрежения обычно возникают не на самих лопастях, а в ядрах свободных вихрей, сходящих с их концов (рис. 2.40, а).

С увеличением скорости обтекания кавитация начинает распространяться по засасывающей поверхности сначала в районах входящих кромок, переходя затем в сторону выходящих (рис. 2.40, б). При некотором значении скорости вся засасывающая поверхность может оказаться охваченной кавитацией и.каверны начнут выходить за пределы лопасти.

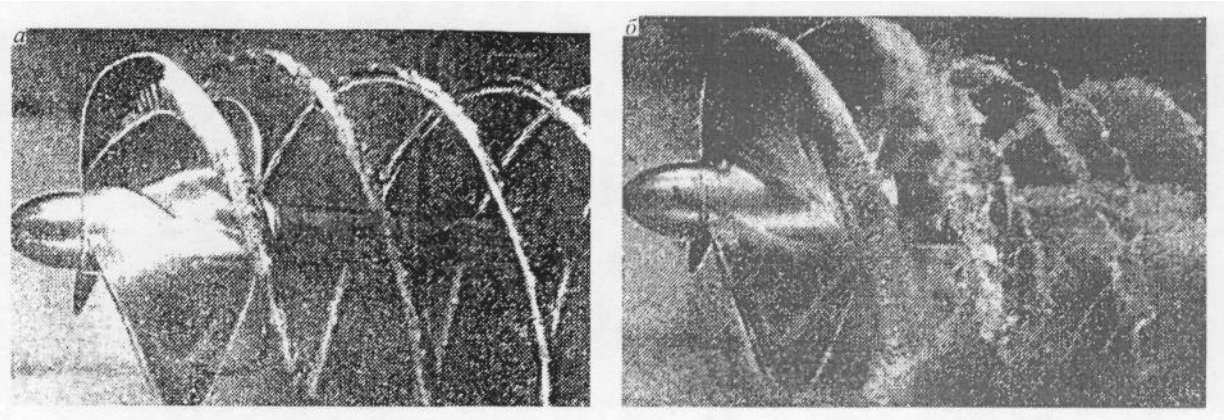


Рис. 2.40. Развитие кавитации на лопастях гребного винта:
а - начальная стадия; б - интенсивная кавитация

Каверны, образовавшиеся на поверхности лопастей, при их переходе в процессе вращения винта из верхнего положения в нижнее трансформируются, происходит конденсация парогазовой смеси вследствие увеличения статического давления (см. рис. 2.39)

$$P_{ст}=P_a * p * g * h,$$

и пузырьки захлопываются (замыкаются). Этот процесс происходит в течение долей секунд. Возникающие при этом высокие давления имеют импульсный характер. А так как площади пузырьков малы, то в материале лопастей появляются высокие напряжения, превышающие его предел текучести, из-за чего возникают трещины и происходит выкрашивание материала из поверхностных слоев лопастей.

Такое его разрушение называется ***кавитационной эрозией***.

В зависимости от степени понижения давления на поверхности лопастей и характера влияния кавитационного процесса на режим их обтекания водой различают следующие стадии кавитации.

Начальная стадия (газовая кавитация), определяемая величиной коэффициента местного разрежения ξ. Она характеризует момент возникновения воздушно-газовых пузырьков кавитации. Такие пузырьки, двигаясь вдоль профилей лопастных сечений, разрушаются под действием повышенного давления. Они не оказывают заметного влияния на гидродинамические характеристики профилей из-за малости размеров по сравнению с размерами обтекаемых потоком лопастей.

Первая стадия определяется величиной критического числа кавитации аз, т.е. когда местные давления на профилях сечений достигают давления насыщенных паров забортной воды – $p_д$. Эта стадия характеризует момент возникновения так называемой ***паровой кавитации*** («холодного кипения» воды).

Появление на засасывающих поверхностях лопастей кавитационных каверн приводит к изменению режима их обтекания, при котором имеет место перераспределение давления и характер течения становится неустановившимся. Происходит срыв парогазовоздушных пузырьков, часть которых уносится потоком, а часть замыкается на поверхно-

сти лопастей.

Эта стадия опасна с точки зрения быстрого разрушения поверхностных слоев материала, из которого изготовлены лопасти, т.е. наличием кавитационной эрозии.

Вторая стадия определяется условием $\xi < æ$ и характеризуется тем, что кавитационная область распространяется по всей засасывающей поверхности лопастных сечений.

Сильно развитую вторую стадию, когда обтекание происходит со срывом струй и каверны смыкаются, уйдя далеко за лопасти, называют ***суперкавитацией***.

На этой стадии ухудшаются гидродинамические характеристики гребного винта, главным образом, за счет падения коэффициента подъемной силы на засасывающих поверхностях лопастей. Однако кавитационная эрозия не возникает, так как каверны замыкаются за пределами лопастей.

2.7.3. Методы борьбы с кавитацией гребных винтов и средства ее отдаления

Кавитация, снижая КПД гребных винтов, может также явиться причиной разрушения лопастей, обусловленного кавитационной эрозией.

Существующие гипотезы этого явления придерживаются его механической природы, т.е. считается, что первопричина состоит в выкрашивании материала под воздействием высоких давлений, возникающих в момент разрушения кавитационных пузырьков в областях с повышенным давлением.

В настоящее время существует довольно много различных методов борьбы с кавитационной эрозией.

Основным является подбор наиболее эффективной геометрии элементов лопастей.

Так, использование материалов с повышенной прочностью и эрозионной стойкостью позволяет уменьшить толщину лопастей, т.е. снизить местные скорости обтекания элементов лопастных сечений.

Одновременно оказывается, что избыточная кривизна их и слишком малый шаг приводят к кавитационной эрозии нагнетательных сторон лопастей.

Эрозия периферийной части засасывающих сторон исключается переводом винтов во вторую стадию кавитации, что достигается уменьшением величины дискового отношения.

Корневую эрозию на засасывающих поверхностях обычно устранить не удается, особенно при больших уклонах гребных валов. Для борьбы с ней используются так называемые противоэрозионные отверстия, благодаря которым усиливается кавитация и каверны распространяются за пределы лопастей.

Эффективным средством борьбы с эрозионными повреждениями

является подача воздуха в области пониженных давлений лопастей для сдувания с них кавитационных пузырей. Однако ухудшение при этом гидродинамических характеристик винтов ограничивает применение этого метода.

Одним из средств ослабления эрозии является выравнивание поля скоростей, в котором работает гребной винт. Для этой цели используются специальные направляющие кольца, устанавливаемые на лопастях винта или на ахтерштевне судна. Уменьшение скоса потока производится также за счет рационального выбора обводов корпуса с плавными пологими батоксами.

Наиболее простым и доступным средством отдаления момента начала кавитации является увеличение ширины лопастей, т.е. проектирование гребных винтов с большими дисковыми отношениями. Это позволяет снизить удельную нагрузку на лопасти, а также уменьшить относительную толщину лопастных сечений и тем самым снизить степень разрежения на засасывающей поверхности за счет уменьшения углов атаки.

Однако с повышением дискового отношения увеличивается поверхность лопастей, что приводит к росту их сопротивления трения и снижению КПД винта. Поэтому дисковое отношение, обеспечивающее отсутствие кавитации, должно быть минимально допустимым.

Для случаев, когда не удается избежать эрозионных повреждений, служит оценка времени безопасной эксплуатации винта согласно разработанным нормам эрозионного износа. Согласно этим нормам винт может эксплуатироваться без ремонта, пока эрозионные повреждения не достигнут половины толщины лопасти.

Острота проблемы кавитации гребных винтов усиливается с каждым годом и становится все труднее предотвратить ее или ограничить, используя различного рода конструктивные мероприятия.

Это обстоятельство заставило вести поиск новых способов избавления от этого вредного явления. Так появились так называемые ***суперкаеитирующие гребные винты***, профили лопастных сечений которых имеют клиновидную форму с плоской или вогнутой нагнетательной стороной и острой входящей кромкой (рис. 2.41), способствующей отрывному обтеканию всей засасывающей поверхности лопасти.

Контур лопастей таких винтов имеет саблевидную форму с большой откидкой и острыми краями, как показано на рис. 2.2.

У суперкавитирующих гребных винтов кавитационные каверны, охватывающие всю засасывающую сторону лопастей, смываются набегающим потоком воды и замыкаются уже далеко за лопастями.

В заключение необходимо отметить, что высокие импульсные давления, возникающие при замыкании кавитационных пузырьков, являются иногда причиной интенсивного шума, распространяющегося на большие расстояния и превышающего уровни шумов работающих судовых механизмов. Поскольку этот шум возрастает по мере развития

кавитации, то основным средством снижения его уровня является все гребного винта мерное отдаление кавитации

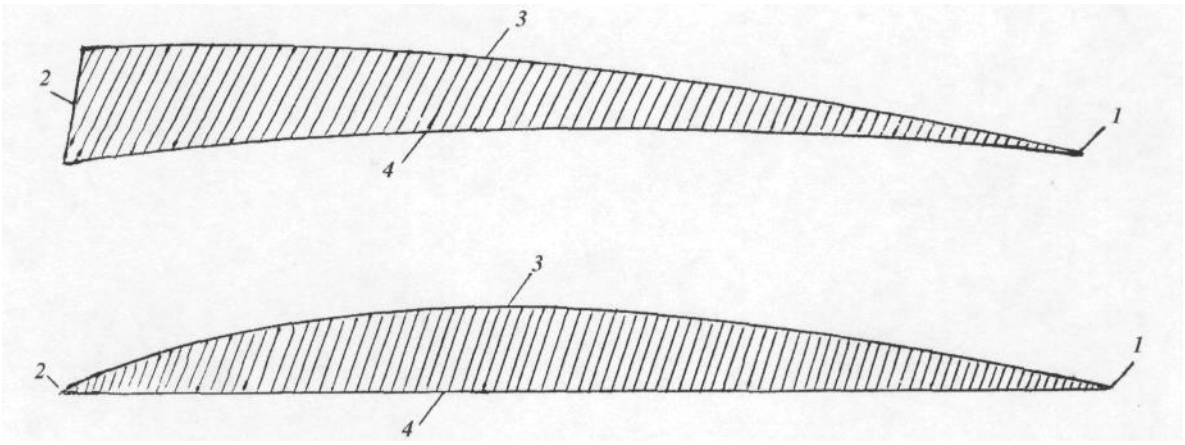


Рис. 2.41. Суперкавитирующие винтовые профили:
1 - входящая кромка; 2 - выходящая кромка;
3 - засасывающая сторона; 4 - нагнетательная сторона

2.8. МОДЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

Изучение работы гребных винтов и накопление материалов для их практического расчета базируется на экспериментальных данных, получаемых в процессе испытаний моделей винтов в опытовых бассейнах, основы устройства которых приведены в п. 1.8 части I.

Испытания проводятся как в свободной воде, т.е. изолированно от корпуса судна, так и совместно с ним.

Основной задачей испытаний в свободной воде является определение гидродинамических характеристик винта в зависимости от режимов его работы. Кроме этого получаемые данные служат также основой для анализа взаимодействия между гребным винтом и корпусом судна.

Задачей испытаний винта совместно с корпусом, т.е. самоходных моделей судов, является оценка ожидаемых ходовых качеств в натурных условиях.

Как и при испытаниях моделей корпусов судов, эксперименты с моделями гребных винтов должны проводиться при соблюдении геометрического, кинематического и динамического подобия потоков воды, обтекающих работающие модель и натурный винт.

2.8.1. Законы подобия при изучении работы гребных винтов

Результаты модельных испытаний винтов представляют практическую ценность лишь в том случае, когда они удовлетворяют геометрическому, кинематическому и динамическому подобию потоков воды при работе модели и натурного гребного винта.

Геометрическое подобие означает, что все безразмерные геометрические характеристики: H/D; θ, d_{cm}/D, форма контура лопастей и лопастных сечений, число лопастей z - должны быть одинаковыми у модели и натурного винта, а все линейные размеры должны быть пропорциональными, т.е. размеры модели должны иметь один и тот же уменьшительный масштаб.

Кинематическое подобие означает, что скорости потоков воды, обтекающих модель и натурный винт, в сходственных точках направлены одинаково, а численные значения скоростей в этих точках находятся в постоянном отношении.

Для гребных винтов в качестве характерных скоростей принимаются: скорость поступательного перемещения винта V и окружная скорость краев

лопастей $V_t = \omega \cdot R = \pi \cdot n_c \cdot D$. При таком условии кинематическим подобием является

$$\frac{V_{рм}}{\pi \cdot n_{см} \cdot D_м} = \frac{V_{рн}}{\pi \cdot n_{сн} \cdot D} = \lambda_р, \qquad (2.48)$$

т.е. равенство относительных поступей модели - м и натурного гребного винта - н.

Динамическое подобие означает, что при соблюдении условия (2.48) - $\lambda_{рм} = \lambda_{рн}$ потоки модели и натурного винта будут динамически подобны, если для них соблюдено равенство отношений сил, моментов и КПД, т.е.

$$\frac{P_м}{P_н} = \frac{p_м \cdot n_{см}^2 \cdot D_м^4}{p_н \cdot n_{сн}^2 \cdot D_н^4}, \text{или} \frac{P_м}{p_м \cdot n_{см}^2 \cdot D_н} = \frac{P_н}{p_н \cdot n_{см}^2 \cdot D_м^4} = К_1$$

(2.49)

$$а \frac{M_м}{M_н} = \frac{p_м \cdot n_{см}^2 \cdot D_м^5}{p_н \cdot n_{сн}^2 \cdot D_н^5}, \text{или} \frac{M_м}{p_м \cdot n_{см}^2 \cdot D_м^5} = \frac{M_н}{p_н \cdot n_{сн}^2 \cdot D_м^5} = К_2 \qquad (2.50)$$

Таким образом, для соблюдения динамического подобия необходимо равенство:

$К_{1м} = К_{1н}$ - коэффициентов упора;

$К_{2м} = К_{2н}$ - коэффициентов момента;

$\eta_{рм} = \eta_{рн}$ - КПД.

Полное удовлетворение динамического подобия гребного винта и его модели будет соблюдено, если для всех категорий сил соблюдаются также законы подобия Фруда и Рейнольдса.

Выполнение закона Фруда необходимо для потоков, в которых существенное влияние оказывают силы тяжести. Однако в большинстве случаев его можно не принимать во внимание, так как у водоизмещающих судов погружение оси винта $h_в$ под свободную поверхность воды

больше его диаметра D.

Закону подобия Рейнольдса подчиняются силы вязкости, действующие на поверхности лопастей натурного винта и его модели.

В качестве характерных значений скорости и линейного размера в числе Рейнольдса Re = VL/v обычно принимаются скорость на радиусе винта (модели) г = 0,77R, пропорциональная $\pi \cdot n_c \cdot D$, и средняя ширина лопасти $в_{ср}$.

Тогда условие равенства чисел Рейнольдса $Re_M = Re_H$ приводит к следующему соотношению частот вращения:

$$n_{см} = \frac{v_м}{v_н} \cdot n_{сн} \cdot к^2 . \qquad (2.51)$$

Так как модели испытываются в воде, т.е. при $v_м = v_н$, то оказывается невозможным удовлетворение подобия по Рейнольдсу из-за чрезмерно больших частот вращения модели и возникающих на ней сил. Поэтому на результаты испытаний значительное влияние оказывает масштабный эффект, особенно при малом масштабе модели.

Для исключения этого эффекта размеры и частота вращения модели подбираются так, чтобы уменьшить значения чисел Рейнольдса до некоторой

критической величины $Re = (l,3...l,l)*10^5$. С этой целью применяется искусственная турбулизация потока, набегающего на лопасти модели гребного винта.

При соблюдении этого условия результаты испытаний в свободной воде, т.е. изолированно от корпуса судна, позволяют получить указанные выше безразмерные динамические характеристики однозначными функциями относительной поступи λ_p для геометрически подобных некавитирующих гребных винтов.

2.8.2. Методика испытаний серий моделей гребных винтов изолированно от корпуса судна и представление их результатов

Испытания моделей винтов, как и моделей корпусов судов, проводятся в опытовых бассейнах.

Модель с приводом для ее вращения, помещенным в угловой обтекаемой колонке, жестко соединяется с самоходной буксировочной тележкой, перемещающейся по рельсам вдоль бассейна. На тележке размещены: приводной электромотор; специальное динамометрическое устройство с динамометром рычажного типа; измерительная и записывающая аппаратура. Внешний вид и схема установки, заимствованная в [14], приведены на рис. 2.42.

Количество пробегов и скорость движения тележки с моделью назначаются такими, чтобы обеспечить определение динамических характеристик винта в свободной воде во всем диапазоне изменения относительной поступи от $\lambda_p = 0$ до $\lambda_p = H_l / D$ - шага нулевого упора или $\lambda_p =$

H_2 / D - шага нулевого момента.

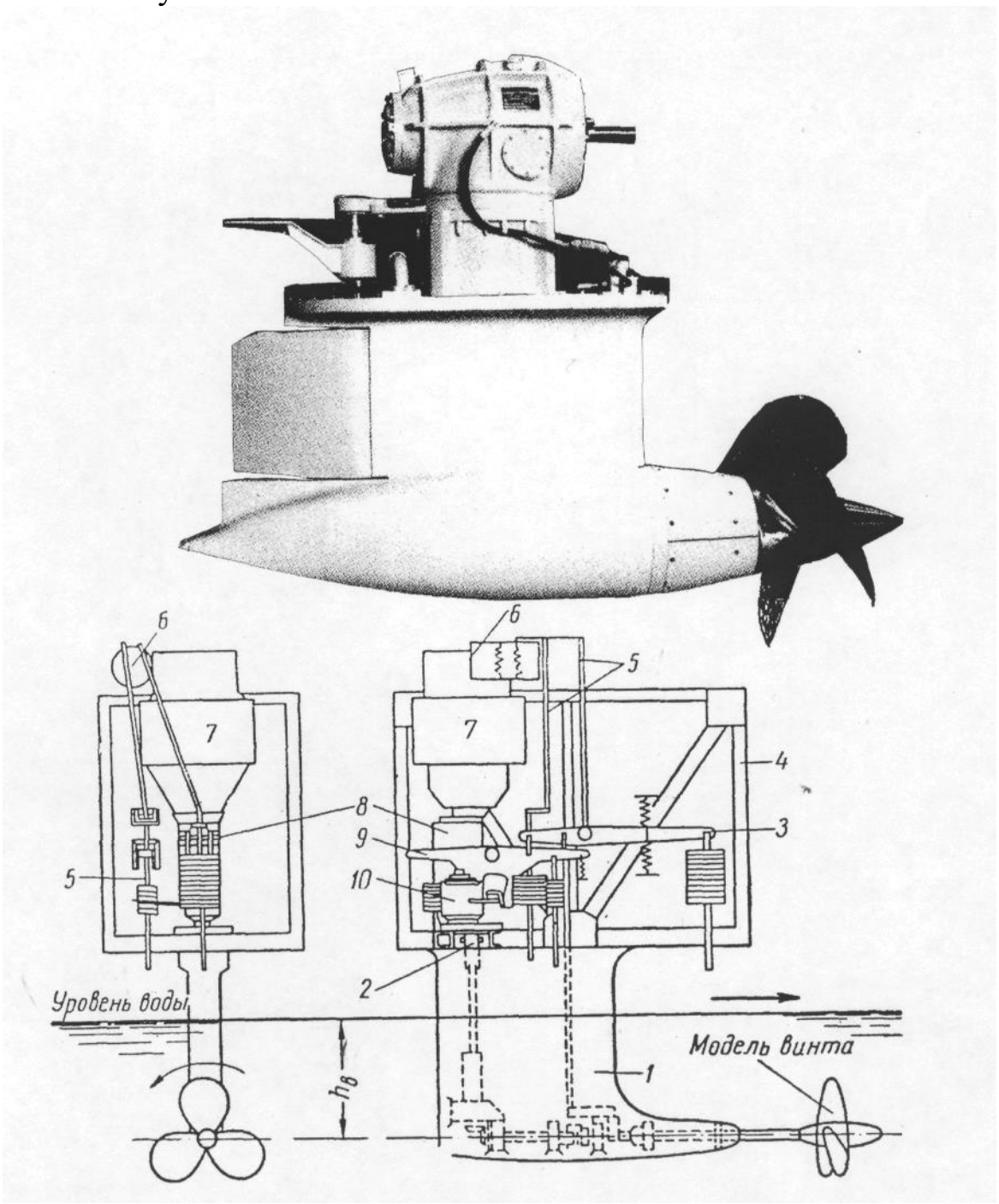


Рис. 2.42. Внешний вид и схема установки для испытаний моделей винтов в свободной воде:
1 - корпус обтекателя; 2 - счетчик частоты вращения; 3 - груз, уравновешивающий упор винта; 4 - рама динамометра; 5 - рычаги записывающих перьев; 6 - регистрирующий барабан; 7 - электродвигатель; 8 - коробка скоростей; 9 - груз, уравновешивающий окружную силу; 10 - реактивная коробка момента

Во время испытаний, при установившемся движении тележки в процессе ее пробега для каждой модели из серии, содержащей примерно 10... 15 винтов, регистрируются P, M, n_c, V_p.

В практике работы опытовых бассейнов используются следующие два способа проведения испытаний:

- при постоянной частоте вращения и меняющейся от пробега к пробегу
скорости тележки, т.е. поступательного перемещения модели винта;

- при постоянной скорости поступательного перемещения и различных
частотах вращения модели.

Первый способ более предпочтителен, так как в этом случае можно получить весь необходимый диапазон изменения относительной поступи $O < \lambda_p \leq H_2 / D$ при практически постоянном значении числа Рейнольдса.

Результаты испытаний всей серии геометрически подобных моделей винтов, отличающихся один от другого только лишь шаговым отношением H/D, представляются сводным графиком кривых действия $K_1 = f(\lambda_p)$, $K_2 = f(\lambda_p)$ и $\eta_p = f(\lambda_p)$, подобным рис. 2.43.

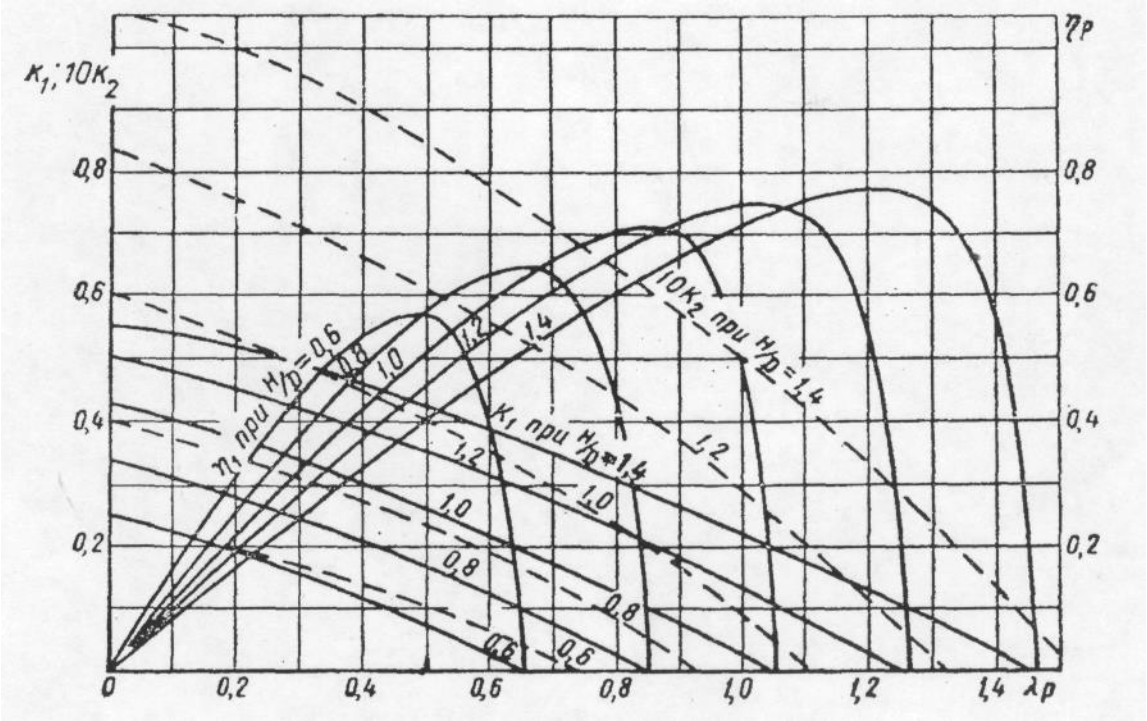


Рис. 2.43. Сводные кривые действия серии из пяти геометрически подобных моделей винтов

Помимо гидродинамических характеристик, результаты испытаний изолированных моделей позволяют получить данные о характере и степени влияния на эффективность работы винтов таких их конструктивных элементов, как число лопастей, дисковое отношение, шаговое отношение и распределение шага вдоль длины лопастей, форма контура лопастей и лопастных сечений, наклон лопастей, диаметр ступицы, а также степень шероховатости поверхности гребных винтов.

2.8.3. Понятие о самоходных испытаниях моделей судов с гребными винтами

Задачи таких испытаний:

- оценка ожидаемых пропульсивных качеств судна в натурных условиях;

- исследование взаимодействия гребного винта и корпуса судна, при котором получаются экспериментальные данные о характеристиках взаимодействия - попутном потоке и засасывании.

Если при испытаниях изолированных моделей винтов соблюдение закона подобия Фруда необязательно, то при проведении самоходных испытаний этот закон должен соблюдаться непременно, так как сочетание модели винта и модели корпуса судна делает невозможным наличие каких-либо отступлений. При выбранном масштабе 1/т скорость движения модели судна и частота вращения модели винта определяются из соотношений

$$V_м = V_н\sqrt{1/m} \qquad (2\text{-}52)$$

$$n_м = n_н\sqrt{m}\ ,$$

вытекающих из условия подобия $Fr_M = Fr_H$.

Для наиболее полных исследований применяются два вида самоходных испытаний:

- чисто самоходные, т.е. самостоятельное движение модели судна с вращающимся гребным винтом;

- в жесткой упряжке, когда самоходная модель судна в течение всего времени испытаний жестко связана с буксировочной тележкой опытового бассейна.

Результаты измерений при ***чисто самоходных*** испытаниях величин упора, тяги, момента, скорости и частоты вращения пересчитываются на безразмерные коэффициенты упора K'_1, тяги K_e, момента K'_2 и поступи λ'. Затем определяются:

- коэффициент засасывания $t = 1 - \dfrac{K_e}{K_1'}$;

- пропульсивный коэффициент комплекса ***винт-корпус судна***

$$\eta = \frac{\lambda'}{2\pi} \bullet \frac{K_e}{K_2'}$$

Испытания в жесткой упряжке имеют целью определение характеристик попутного потока по результатам измерений скоростей в месте расположения гребного винта.

Такие измерения производятся с помощью многоточечных зондов (рис. 2.44), позволяющих рассчитать все три пространственные составляющие векторов скоростей набегающего на винт потока воды.

Координатное устройство обеспечивает круговое перемещение зонда на исследуемом радиусе вокруг оси гребного винта.

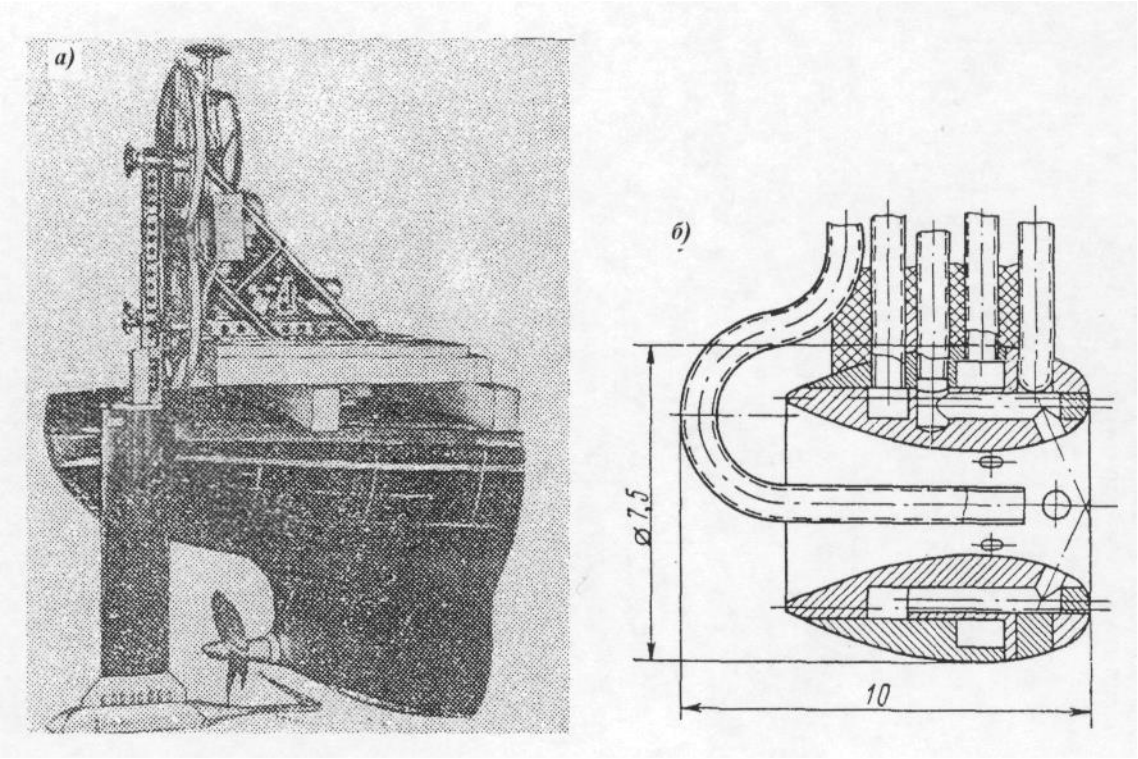


Рис. 2.44. Координатное устройство с многоточечным зондом для измерения скоростей и давлений в потоках:
а) размещение устройства на модели; б) схема кольцевого многоточечного зонда

По полученным составляющим скорости рассчитываются сначала местные значения коэффициента попутного потока W(r). Расчетный же W определяется как среднее суммы местных значений.

2.8.4. Кавитационные испытания моделей гребных винтов

При изучении работы кавитирующих гребных винтов большая роль принадлежит эксперименту.

Для обеспечения подобия кавитационных процессов, происходящих на лопастях геометрически подобных винтов, помимо удовлетворения равенств (2.48), необходимо также обеспечить соблюдение равенства чисел кавитации $\omega = 2(p_0 - p_д)/ \rho \cdot V^2\rho$ модели и натурного винта, т.е. $\omega_м = \omega_н$.

Испытания проводятся в кавитационных трубах (рис. 2.45).

Здесь различные числа кавитации достигаются за счет изменения статического давления p_o в потоке, набегающем на модель винта 3. Понижение давления создается вакуумным насосом, который откачивает воздух, содержащийся в воде, из особого бака 6. В нижней части трубы расположен пропеллерный насос (импеллер) 1, который приводится во вращение мощным электродвигателем 5 и сообщает требуемую скорость $V_р$ движения воды, находящейся в трубе.

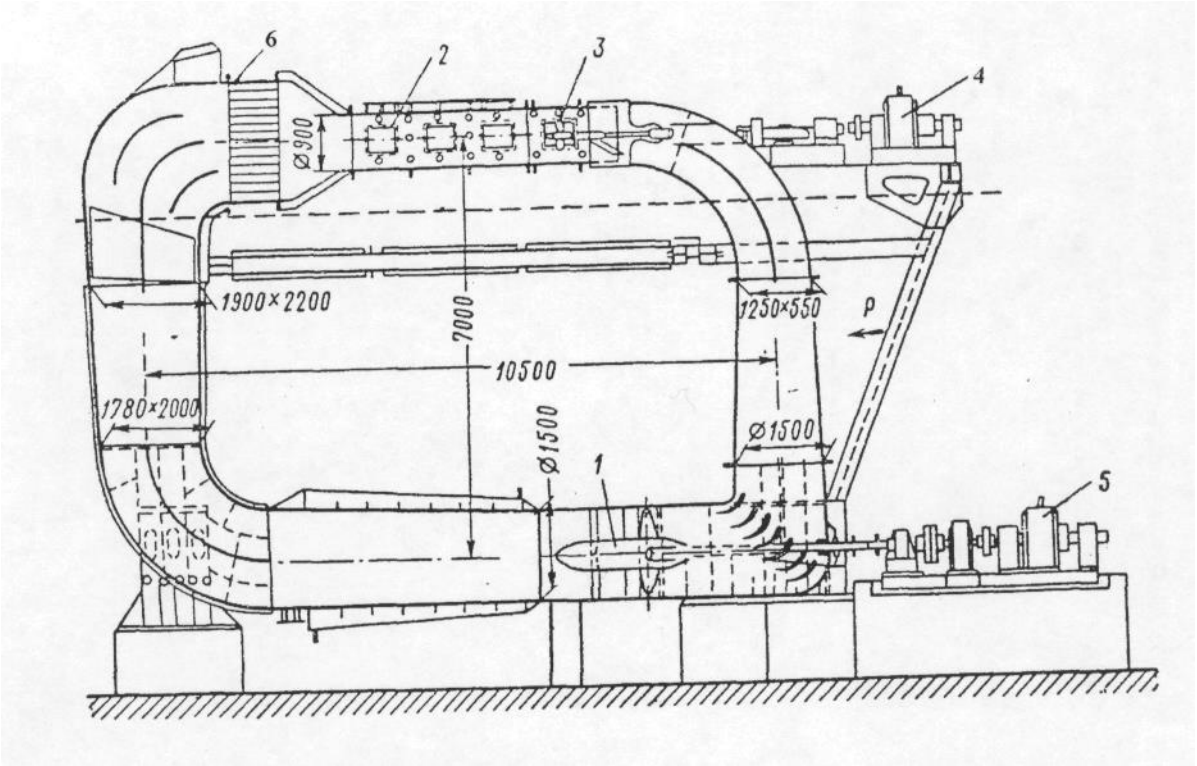


Рис. 2.45. Кавитационная труба:
1 - импеллер; 2 - смотровые окна; 3 - модель гребного винта;
4 - электродвигатель привода модели; 5 - электродвигатель
привода импеллера; 6 - бак со свободным уровнем воды

В процессе испытаний измеряются P, M, n, V_p, p_0, затем выполняется расчет безразмерных гидродинамических характеристик $K_1 = f(\lambda p, \omega)$, $K_2 = f(\lambda p, \omega)$ и $\eta_P = f(\lambda p, \omega)$ и производится построение кривых действия гребного винта с учетом влияния кавитации.

2.8.5. О модельных испытаниях комплекса винт-насадка

При приведении этих испытаний соблюдаются те же законы динамического подобия, что и при испытаниях моделей открытых гребных винтов (см. подп. 2.8.1). Однако для обеспечения равенства потерь энергии по концам лопастей необходимо выполнение определенных требований в отношении величины зазора между краями лопастей и внутренней поверхностью тела насадки.

В процессе испытаний комплекса, работающего в свободной воде, т.е. изолированного от корпуса судна, регистрируются: скорость поступательного перемещения V_e; упор винта $P_н$ и упор насадки $P_н$; вращающий момент M и частота вращения модели винта n.

Результаты испытаний представляются в виде сетки кривых изменения безразмерных динамических характеристик комплекса:

- коэффициента упора насадки $К_н = Р_н / ρ • п^2 • D^4$;
- коэффициента упора винта $К_1 = Р/ ρ • п^2 • D^4$;
- коэффициента упора комплекса $К_к = К_1 + К_н$;
- коэффициента момента $К_2 = М / ρ • п^2 • D^5$;
- КПД комплекса $η_к = К_к / К_2 • λ_e / 2π$ -

функцией от относительной поступи $λ_e = V_e / nD$ при H / D = const.

Полученные таким образом данные используются для построения расчетных диаграмм комплексов.

Анализ материалов испытаний позволяет сделать следующие выводы:

- для каждого режима работы комплекса имеется своя оптимальная длина насадки;
- оптимальный диаметр винта D_t, работающего в насадке, на 10... 15% меньше, чем у винта без насадки;
- увеличение зазора $Δ$ >0,01м между лопастями и стенкой насадки приводит к уменьшению КПД комплекса;
- применение усеченного контура лопастей позволяет снизить D_{opt} до 20 % по сравнению с диаметром винта с закругленными краями лопастей;
- эффективность работы комплекса при заданной длине насадки и толщине профиля ее продольного сечения определяется главным образом величиной коэффициента расширения, т.е. отношением площади выходного поперечного сечения к площади сечения насадки в наиболее узком ее месте, где расположен гребной винт;
- форма лопастных сечений оказывает малое влияние на эффективность работы винта в насадке.

2.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ ПО ДИАГРАММАМ

Гидродинамические расчеты и определение геометрических элементов гребных винтов производятся с использованием либо методов вихревой теории, либо диаграмм, построенных по результатам серийных испытаний моделей винтов.

Расчеты по вихревой теории сложны и трудоемки и доступны для реализации в специальных проектно-конструкторских организациях. При выполнении же различного рода оценочных или проверочных расчетов широко используются диаграммы.

Так, для расчета и проектирования некавитирующих гребных винтов фиксированного шага, используемых на подавляющем большинстве водоизмещающих судов с умеренными скоростями хода, распространение получили диаграммы, основанные на использовании результатов испытаний серий моделей, выполненных в Вагенингенском опытовом бассейне Голландии (так называемые серии винтов Трооста).

Аналогичные серии моделей были испытаны в СССР под руководством профессора И.А. Титова. Их основное отличие от винтов Троста состоит в большей толщине лопастей и несколько иной профилировке лопастных сечений.

Однако на современном этапе развития судостроения винты указанных (и других) серий уже не могут обеспечить достаточный запас на кавитацию быстроходных транспортных судов. А требования по эффективности работы и виброактивности вынуждают искать новые конструктивные решения.

К настоящему времени разработаны серии диаграмм для расчета современных винтов, геометрия которых спроектирована с использованием вихревой теории несущей поверхности и учитывает следующие требования:

- разгрузка концевых сечений лопастей;
- введение значительной асимметрии (саблевидности) контура лопастей;
- применение профилей лопастных сечений, устойчивых к возникновению кавитации (клиновидные, параболические).

В настоящем пособии рисунками 2.47 —2.55 представлен минимально необходимый набор наиболее доступных расчетных диаграмм для винтов фиксированного шага с геометрией моделей винтов серий Трооста, основные геометрические элементы которых указаны в табл. 2.4.

2.9.1. Принципы и метод построения расчетных диаграмм по способу Э.Э. Папмеля

Способ Э.Э. Папмеля основан на использовании сводных кривых действия серии моделей гребных винтов, подобных приведенным на рис. 2.43.

Построенные этим способом диаграммы позволяют наиболее достоверно и просто определить оптимальные, т.е. наивыгоднейшие элементы винта, геометрически подобного испытанным моделям.

Для каждой испытанной серии строятся две диаграммы. Первая с кривыми $K_1 = f(\lambda_p)$; $\eta_p = f(\lambda_p)$ а вторая с кривыми $K_2 = f(\lambda_p)$; $\eta_p = f(\lambda_p)$. Но кривые $\eta_p = f(\lambda_p)$ перестраиваются так, что их масштаб оказывается нанесенным на кривые $K_1 = f(\lambda_p)$ и $K_2 = f(\lambda_p)$, каждая из которых соответствует H/D = const. В результате перестройки образуются сводные диаграммы (рис. 2.46).

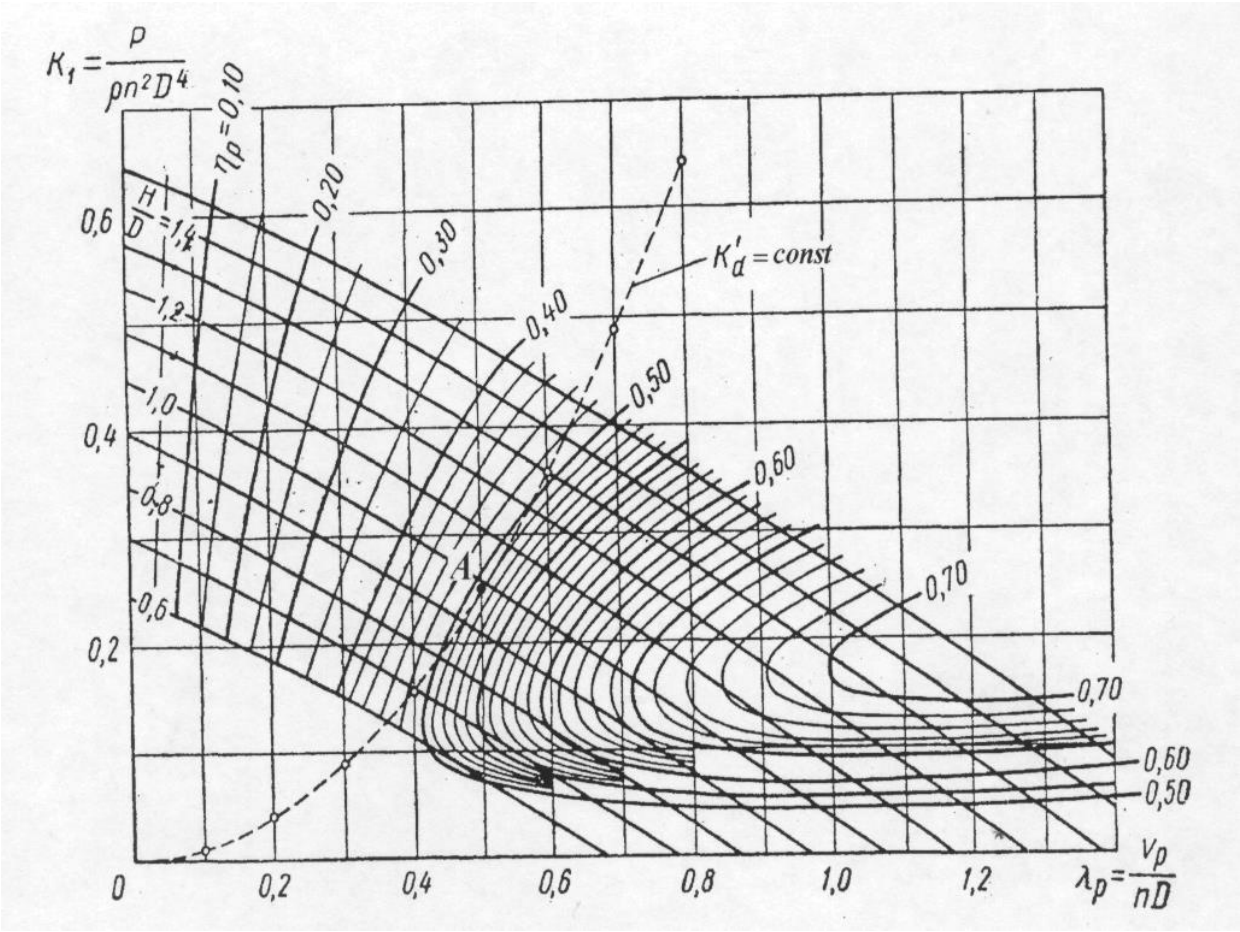


Рис. 2.46. Сводная диаграмма кривых коэффициента упора и КПД серии гребных винтов с z = const; θ = const

Диаграмма, построенная в осях $K_1 - \lambda_p$, позволяет определить шаговое отношение H/D и КПД η_p винта. Она оказывается очень удобной для расчета винтов и определения параметров главных двигателей при известной (заданной) скорости хода и связанным с ней сопротивлением $R = f(V_s)$ движению. Так как к началу расчета винта здесь известна характеристика корпуса судна - его сопротивление, то диаграмма называется корпусной.

Диаграмма, по форме аналогичная корпусной, но построенная в осях K_2 - λ_p, или $\sqrt{K_2}$ - λ_p - для сокращения масштаба, оказывается удобной для расчета винтов и определения максимально достижимой скорости, когда известны мощность N_e и частота вращения п главного двигателя (гребного вала). По этой причине эту диаграмму называют ***машинной.***

Главным преимуществом диаграмм, построенных по способу Э.Э. Папмеля, является то, что они позволяют непосредственно спроектировать гребной винт с наиболее рациональными элементами при любых условиях задания.

Простейшими их формами являются следующие две.

Первая, когда на начало проектирования известны (заданы) или приняты:

- скорость хода судна V_s, уз (соответствующая ей скорость поступательного перемещения винта $V = 0{,}514V_s(1 – W)$, м/с);

- диаметр гребного винта D, м;

- упор, развиваемый винтом $P = R(1 –t)$, кН;

- плотность забортной воды p, кг/м^3.

Требуется найти оптимальную частоту вращения n_c, 1/с, и соответствующее шаговое отношение H/D винта. Частота вращения определится,
исходя из выражений для коэффициента упора $K_l=P/p*n^2_{c*}D^4$ и относительной поступи $\lambda_p = V_p / n_cD$:

$$n_c = \sqrt{\frac{P}{K_1 p \bullet D^4}};$$

$$n_c = \frac{V_p}{\lambda_p \bullet D}.$$

Из равенства левых частей этих зависимостей легко получается следующее соотношение:

$$K_1 = (\frac{1}{K'_d})^2 \bullet \lambda_p^2, \qquad (2.53)$$

в котором коэффициент $K'_d = DV_p\sqrt{p/P}$, содержащий все четыре элемента задания, называется коэффициентом нагрузки винта по упору при постоянном диаметре.

Соотношение (2.53) в осях K_1 - λ_p представляет собой квадратичную параболу, крутизна которой зависит от величины коэффициента K'_d = const. Точка А на диаграмме рис. 2.46 указывает место, где эта парабола соприкасается с кривой η_p = const. Она определяет значение наибольшего КПД, которое может быть достигнуто при указанном выше наборе исходных данных, шаговое отношение, относительную поступь и коэффициент упора при оптимальной частоте вращения. Так как выпуклости кривых K'_d и η_p направлены в противоположные стороны, то точка их касания обязательно существует и притом только одна. Построив семейство парабол с K'_d = const, найдя затем точки их соприкосновения с кривыми
rj_p = const и соединив эти точки между собой, получим линию оптимальных частот вращения n_{opt}. Эта линия и короткие отрезки парабол с K'_d = const нанесены на расчетных диаграммах, построенных в осях K_1 - λ_p (см. рис. 2.47 - 2.55), т.е. на корпусных диаграммах.

Вторая, когда на начало проектирования известны (заданы) или приняты:

- скорость хода V_s, уз [соответственно расчетная скорость V_p=0,514*V_p(1-W), м/с];

- частота вращения гребного винта n_c, 1/с;

- развиваемый винтом упор P = R(1 - t), кН;

- плотность забортной воды p, кг/м^3.

Исходя из выражений для коэффициента упора и относительной поступи, неизвестный диаметр винта равен:

$$D = \sqrt[4]{\frac{P}{K_1 p n_c^2}};$$

$$D = \frac{V_p}{n_c \lambda_p}$$

Из равенства левых частей получается

$$K_1 = (\frac{1}{K'_n}) \bullet \lambda_p^4 \qquad (2.54)$$

где $K'_n = \frac{V_p}{\sqrt{n_c}} \bullet \sqrt{p/P}$, содержащий все элементы задания, называется ***коэффициентом нагрузки винта по упору при постоянной частоте вращения.***

Как видно, зависимость (2.54) является параболой четвертой степени, построенной в осях K_1 - λ_p.

Рассуждения, аналогичные первой форме задания, позволяют построить семейство парабол с $K'_п$ = const и получить линию оптимальных диаметров D_t с нанесенными на ней отрезками парабол, которые, как и n_{opt}, K'_d, прочерчены на корпусных диаграммах рис. 2.47 — 2.55.

Когда на начало расчета известна мощность главного двигателя, то для решения задач выбора оптимальной частоты вращения или диаметра гребного винта используется расчетная диаграмма, построенная в осях $K_2 – \lambda_p$, т.е. машинная.

В этих случаях применяются следующие коэффициенты задания:

- коэффициент нагрузки винта по потребляемой мощности при постоянном диаметре

$$K''_d = 0{,}274 V_p D \sqrt{p V_p / \eta_B \eta_n N_e};;$$

- коэффициент нагрузки винта по потребляемой мощности при постоянной частоте вращения

$$K''_n = \frac{0{,}523 \cdot V_p}{\sqrt{n_c}} \cdot \sqrt[4]{p V_p / \eta_B \eta_n N_e}\,.$$

Принцип построения формул для этих коэффициентов и нанесения на машинных диаграммах рис. 2.47 -2.55 линий n_{opt} и D_{opt} аналогичен описанному выше для коэффициентов K'_d и $K'_п$.

Области диаграмм, ограниченные линиями n_{opt} и D_t, называются областями оптимальных гребных винтов. Здесь КПД винта при конкретно заданных условиях достигает своего относительного максимума и меняется мало.

Набор приведенных ниже на рис. 2.47— 2.55 расчетных диаграмм, предназначенных для определения элементов некавитирующих гребных винтов фиксированного шага, включает результаты модельных испытаний винтов конструкции Трооста, разработанной в Вагенингенском опытовом бассейне Голландии.

Диаграммы позволяют решать комплекс задач, которые могут встретиться как при проектировании винтов, так и при анализе материалов натурных испытаний судов.

Задачи проектирования винтов в зависимости от заданных условий:

- определение элементов винта, обеспечивающего заданную скорость хода судна при наименьшей затрате мощности;
- определение элементов винта, развивающего наибольшую полезную тягу при заданных значениях скорости судна и мощности главных двигателей;
- подбор элементов винта при наличии ограничений по диаметру или частоте вращения, обеспечивающего полное потребление установленной мощности и достижение заданной скорости хода;
- определение элементов винта, обеспечивающего наивысшую возможную скорость хода при заданной мощности главных двигателей;
- определение закона изменения шагового отношения, КПД и упора винта в зависимости от скорости хода судна при полном использовании мощности главных двигателей (при выборе элементов ВРШ);

- подбор элементов гребного винта, ограниченного осадкой судна или частотой вращения, обеспечивающего полное использование заданной мощности главных двигателей и последующее определение достижимой скорости хода судна.

Задачи, решаемые при анализе натурных испытаний судов:

- расчет динамических характеристик винта при работе за корпусом судна;
- расчет ходовых характеристик судна при различных режимах работы энергетической установки;
- приближенная натурная проверка расчетной кривой сопротивления воды по материалам ходовых испытаний судна;
- расчет основных характеристик главных двигателей применительно к заданным условиям эксплуатации судна;
- определение характеристик взаимодействия винта и корпуса судна по результатам натурных испытаний.

Каждый комплект расчетных диаграмм (рис. 2.47 — 2.55), построенных в форме Э.Э. Папмеля, содержит по две диаграммы:

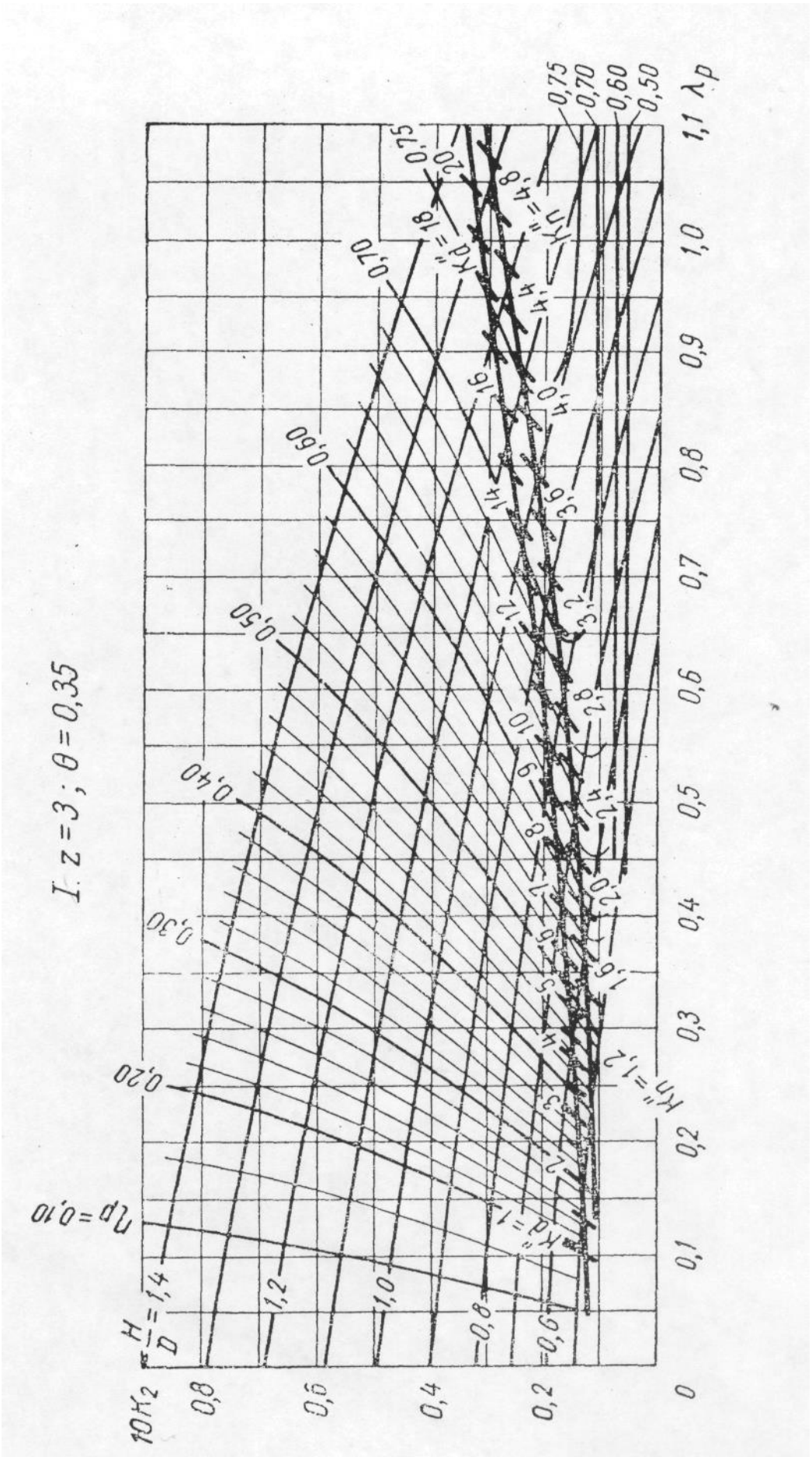
- корпусная, построенная в осях $K_1 - \lambda_p$;
- машинная, построенная в осях $K_2 - \lambda_p$.

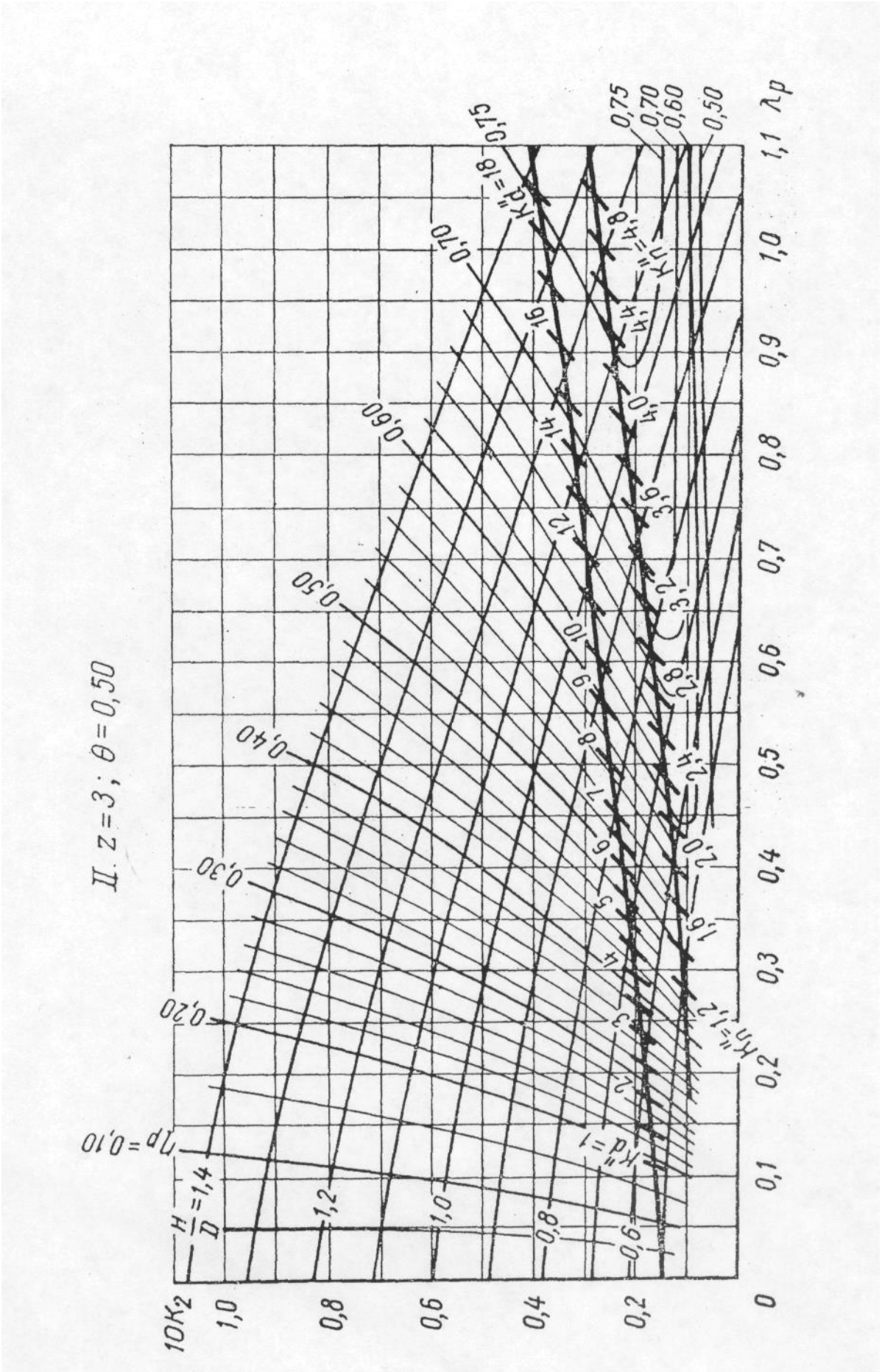
Основные элементы винтов, для расчета которых построены приведенные ниже диаграммы, указаны в табл. 2.4.

Таблица 2.4

Безразмерные элементы винтов конструкции Трооста

Число лопастей z, шт.	Дисковое отношение $\theta = 4zF_л / \pi D^2$	Условная относительная толщина лопасти на оси винта e_o / D	Относительный диаметр ступицы d_{cm} / D	Пределы изменения шагового отношения H / D
3	0,35; 0,50; 0,65	0,050	0,180	0,5…1,4
4	0,40; 0,55; 0,70	0,045	0,167	0,5…1,4
5	0,45; 0,60	0,040	0,167	0,5…1,4
6	0,70	0,050	-	0,6…1,2


I. z = 3; θ = 0,35
10K2
H/D = 1,4
1,2
1,0
0,8
0,6
ηp = 0,10
0,20
0,30
0,40
0,50
0,60
0,70
0,75
0,70
0,60
0,50
λp
0
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
0,9
1,0
1,1
Kd'' = 1
Kn'' = 1,2
Kd'' = 18
Kn'' = 4,8


II. z = 3; θ = 0,50
10K2
λp
H/D = 1,4
ηp = 0,10
0,20
0,30
0,40
0,50
0,60
0,70
0,75
K"d = 1
K"n = 1,2
K"d = 18
K"n = 4,8

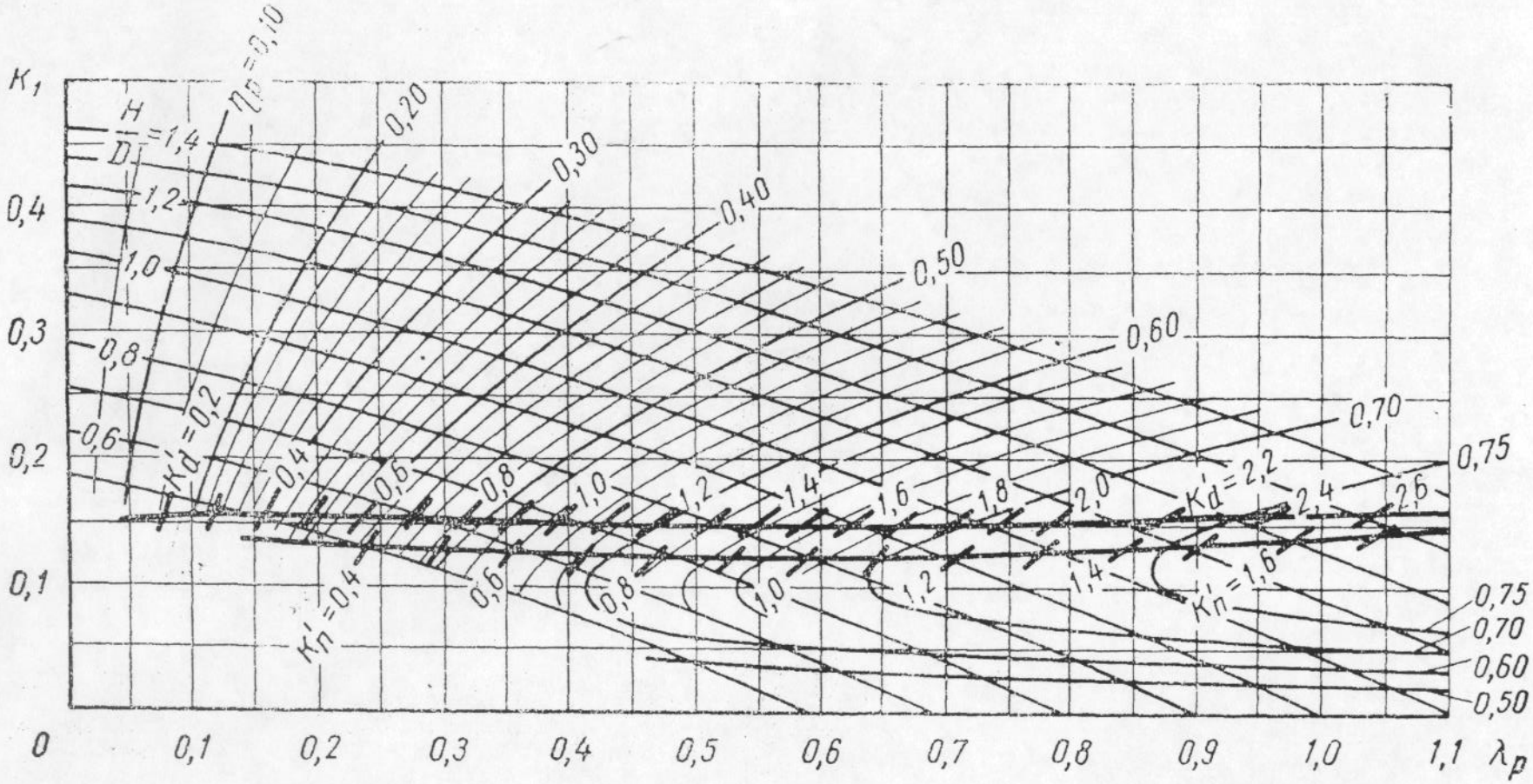
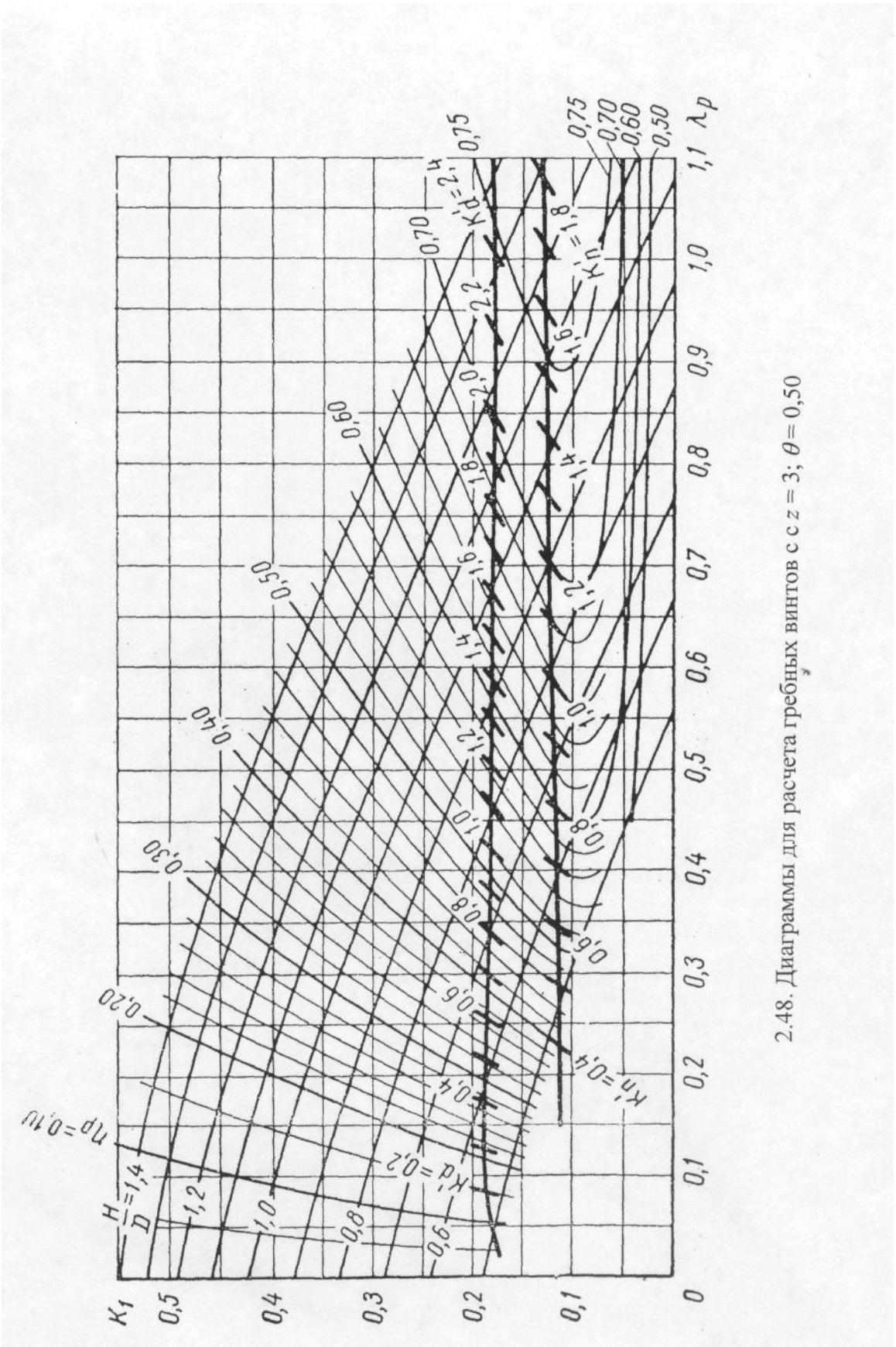
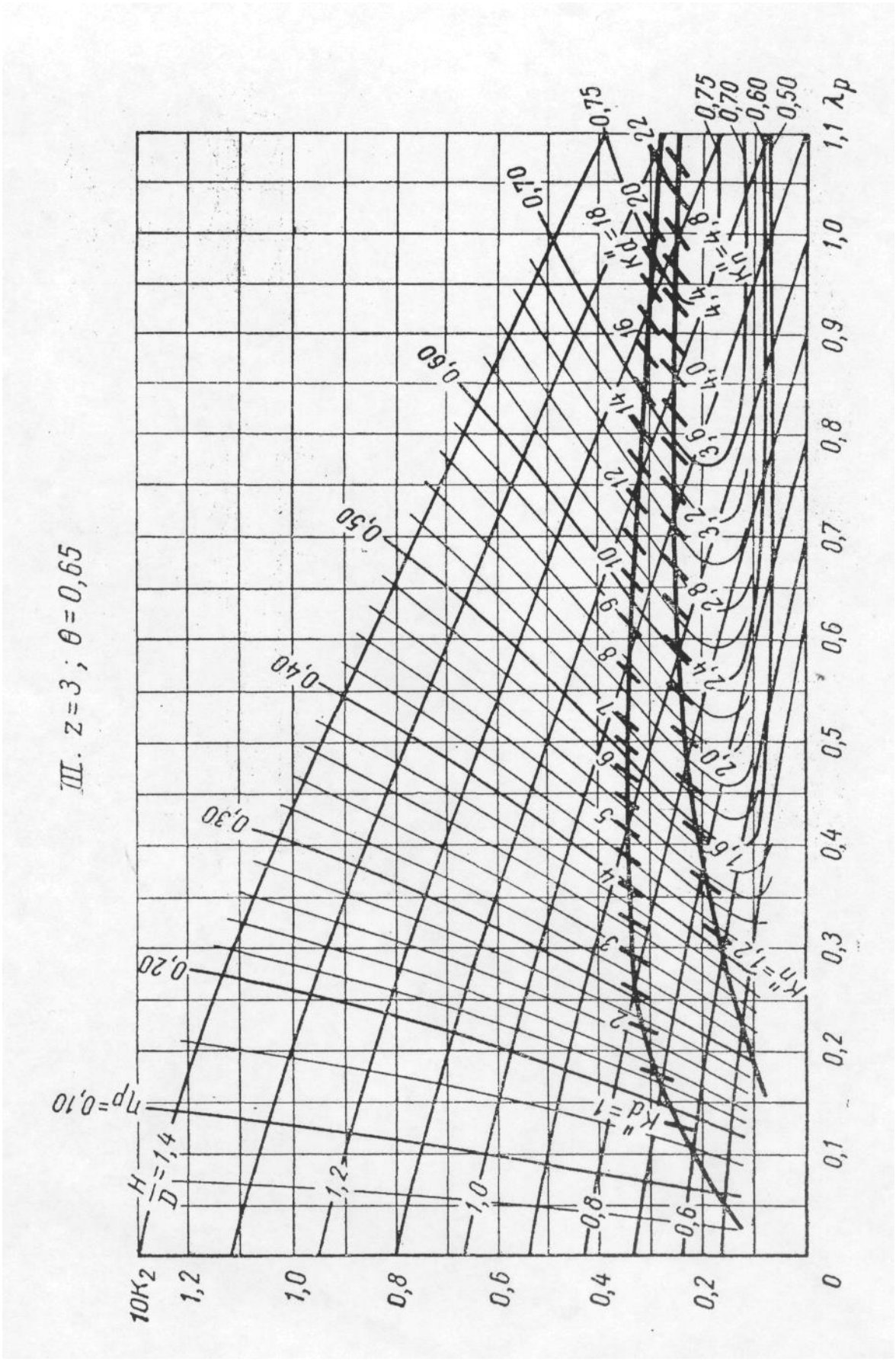


Рис. 2.47. Диаграммы для расчета гребных винтов с $z = 3$; $\theta = 0{,}35$



2.48. Диаграммы для расчета гребных винтов с с $z = 3$; $\theta = 0{,}50$


III. z = 3 ; θ = 0,65
10K2
λp
H/D = 1,4
ηp = 0,10
K"d = 1
K"n = 1,2
K"d = 18
K"n = 4,8

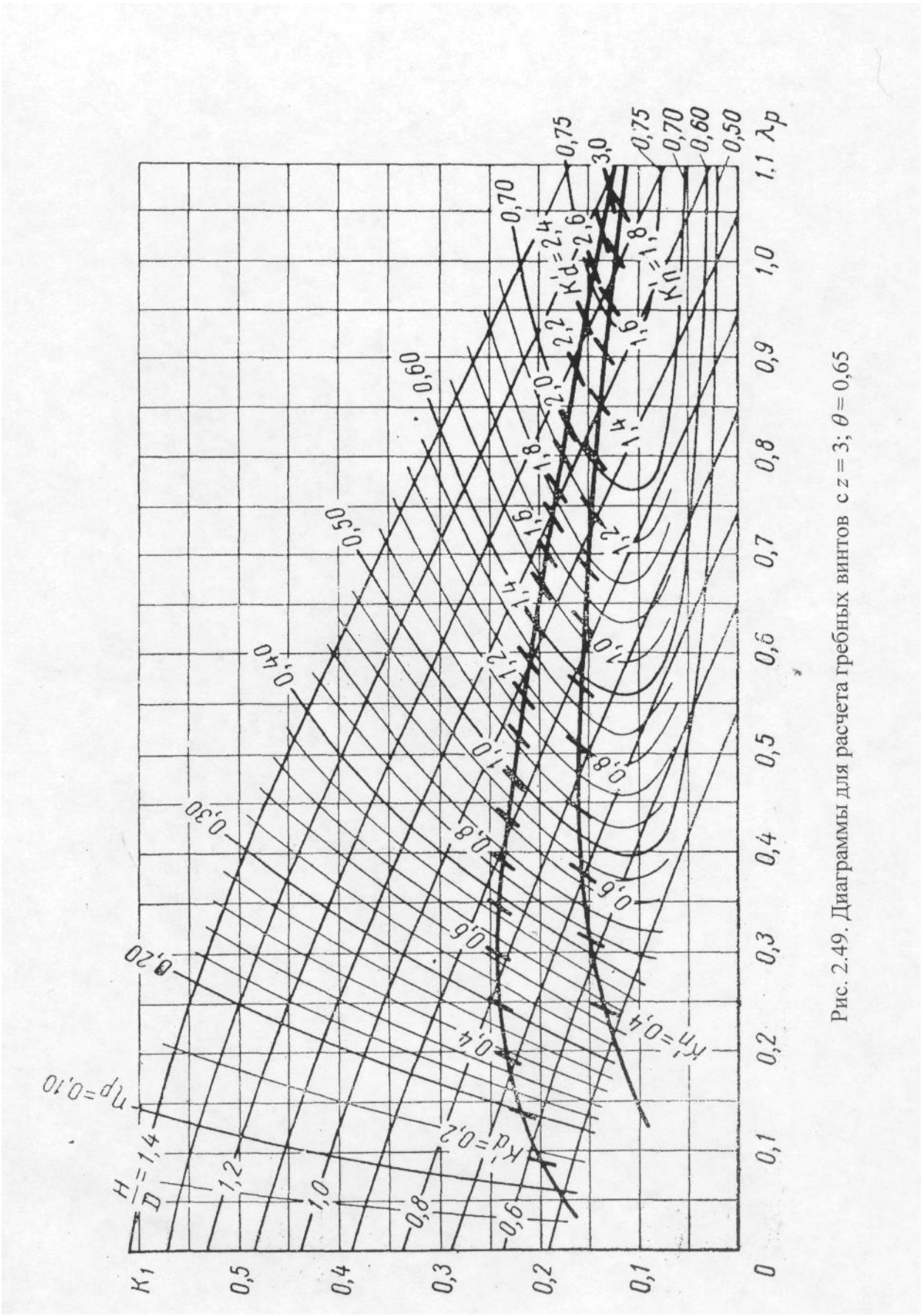
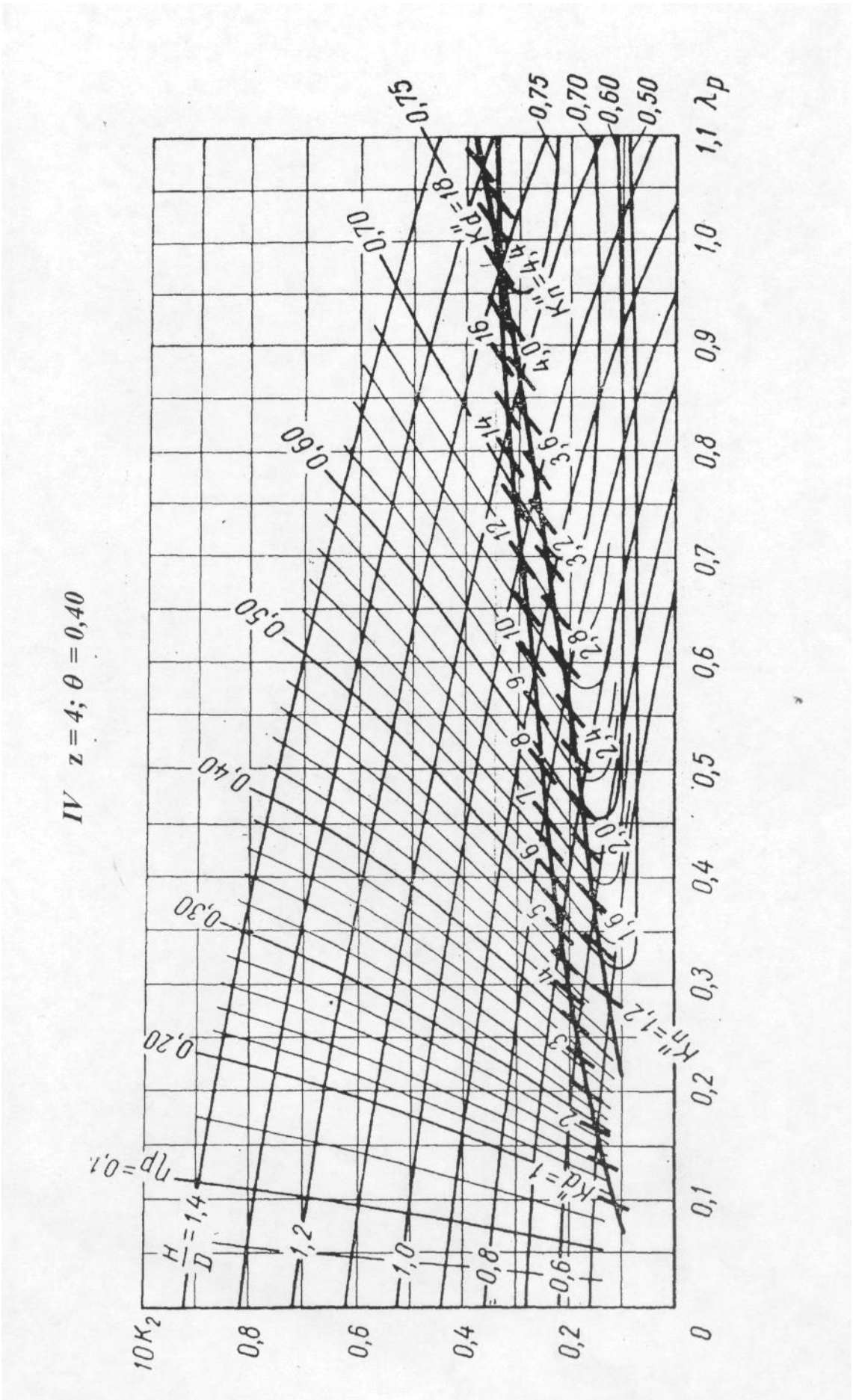


Рис. 2.49. Диаграммы для расчета гребных винтов с $z = 3$; $\theta = 0{,}65$


IV z = 4; θ = 0,40
10K2
λp
H/D = 1,4
1,2
1,0
0,8
0,6
ηp = 0,1
0,20
0,30
0,40
0,50
0,60
0,70
0,75
0,75
0,70
0,60
0,50
K"d = 1
K"n = 1,2
K"n = 4,4
K"d = 18

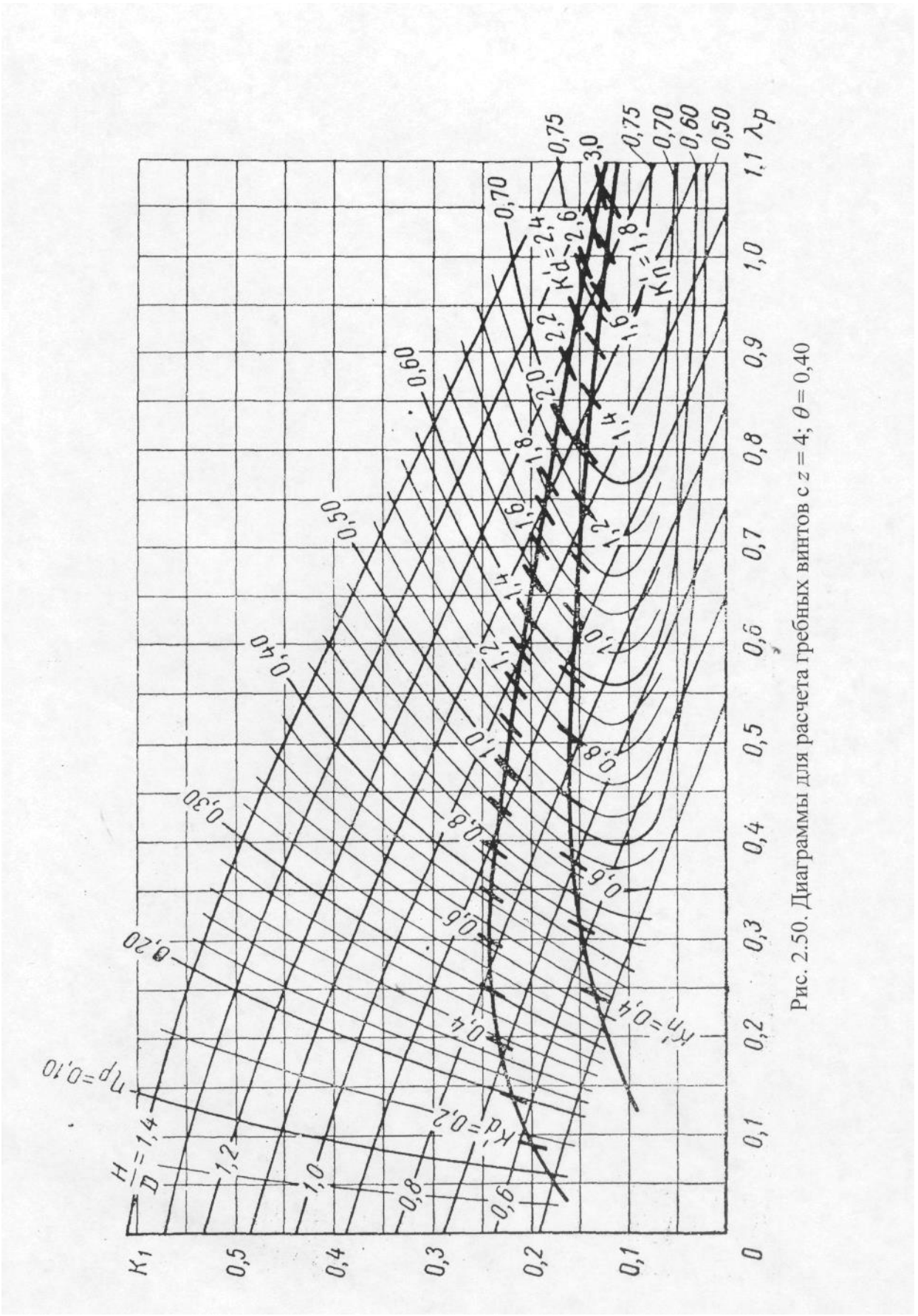
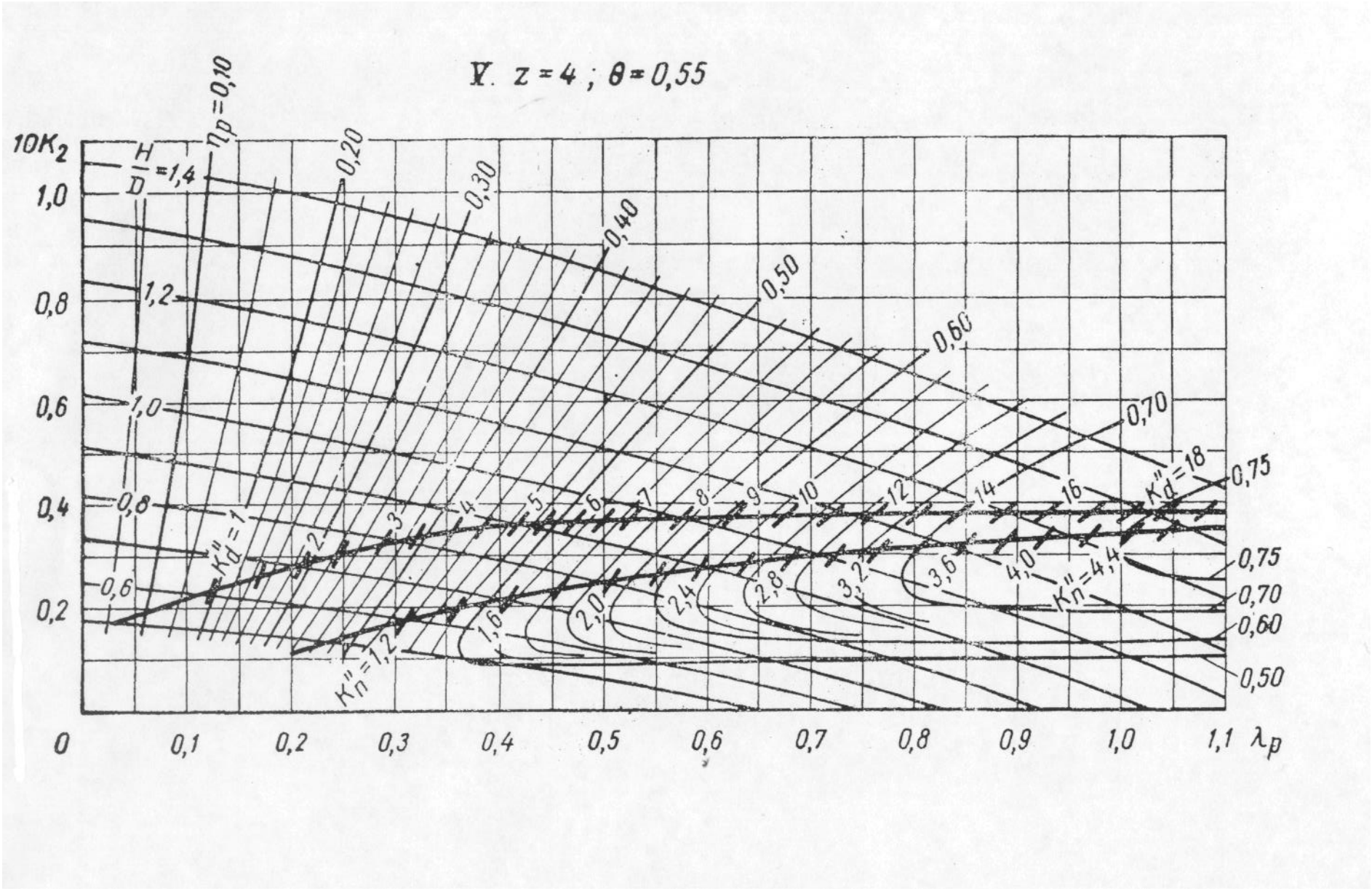


Рис. 2.50. Диаграммы для расчета гребных винтов с $z = 4$; $\theta = 0{,}40$


V. z = 4 ; θ = 0,55
10K2
1,0
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
0,9
1,0
1,1
λp
H/D = 1,4
1,2
1,0
0,8
0,6
ηp = 0,10
0,20
0,30
0,40
0,50
0,60
0,70
0,75
K"d = 1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
12
14
16
K"d = 18
K"n = 1,2
1,6
2,0
2,4
2,8
3,2
3,6
4,0
K"n = 4,4
0,75
0,70
0,60
0,50

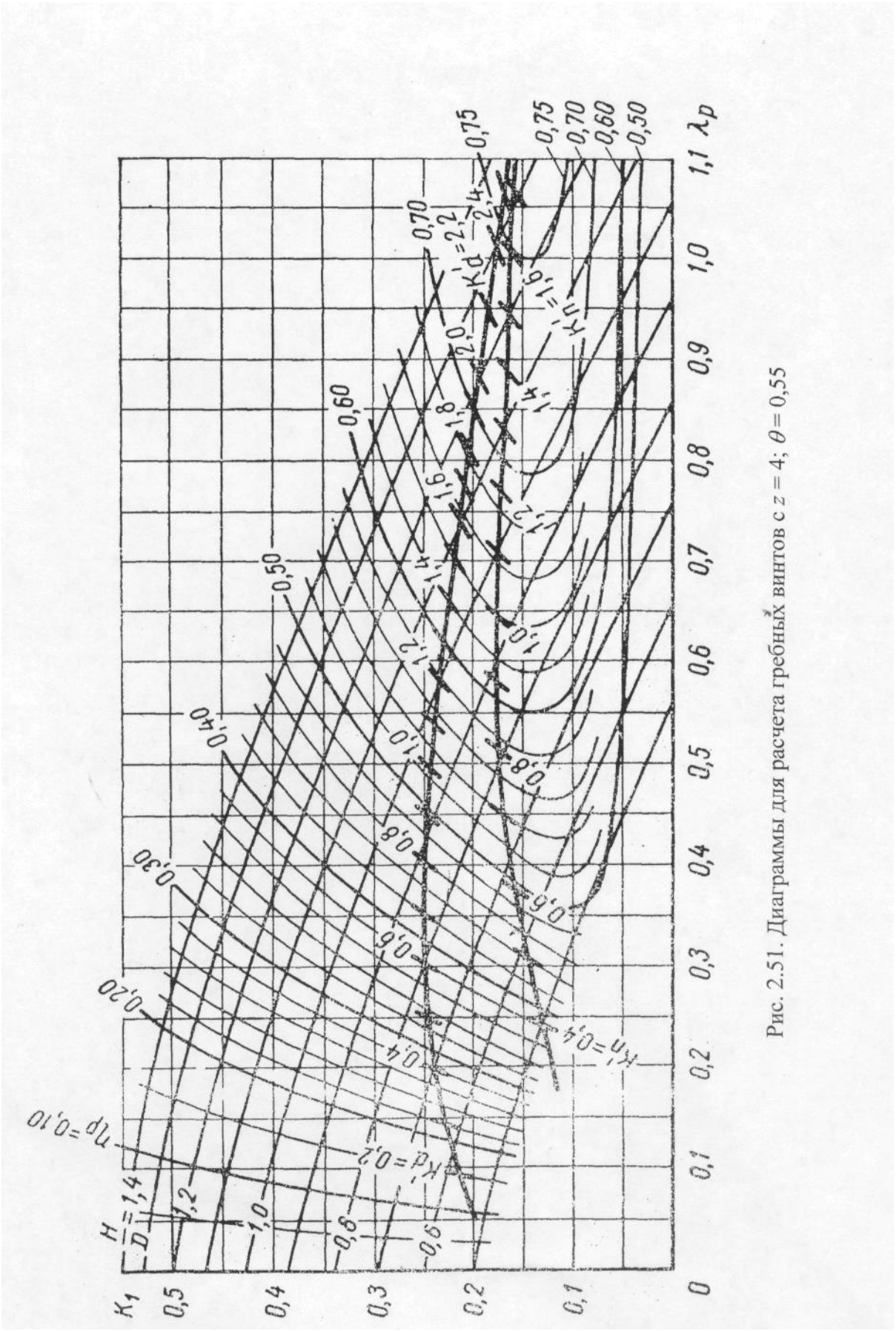
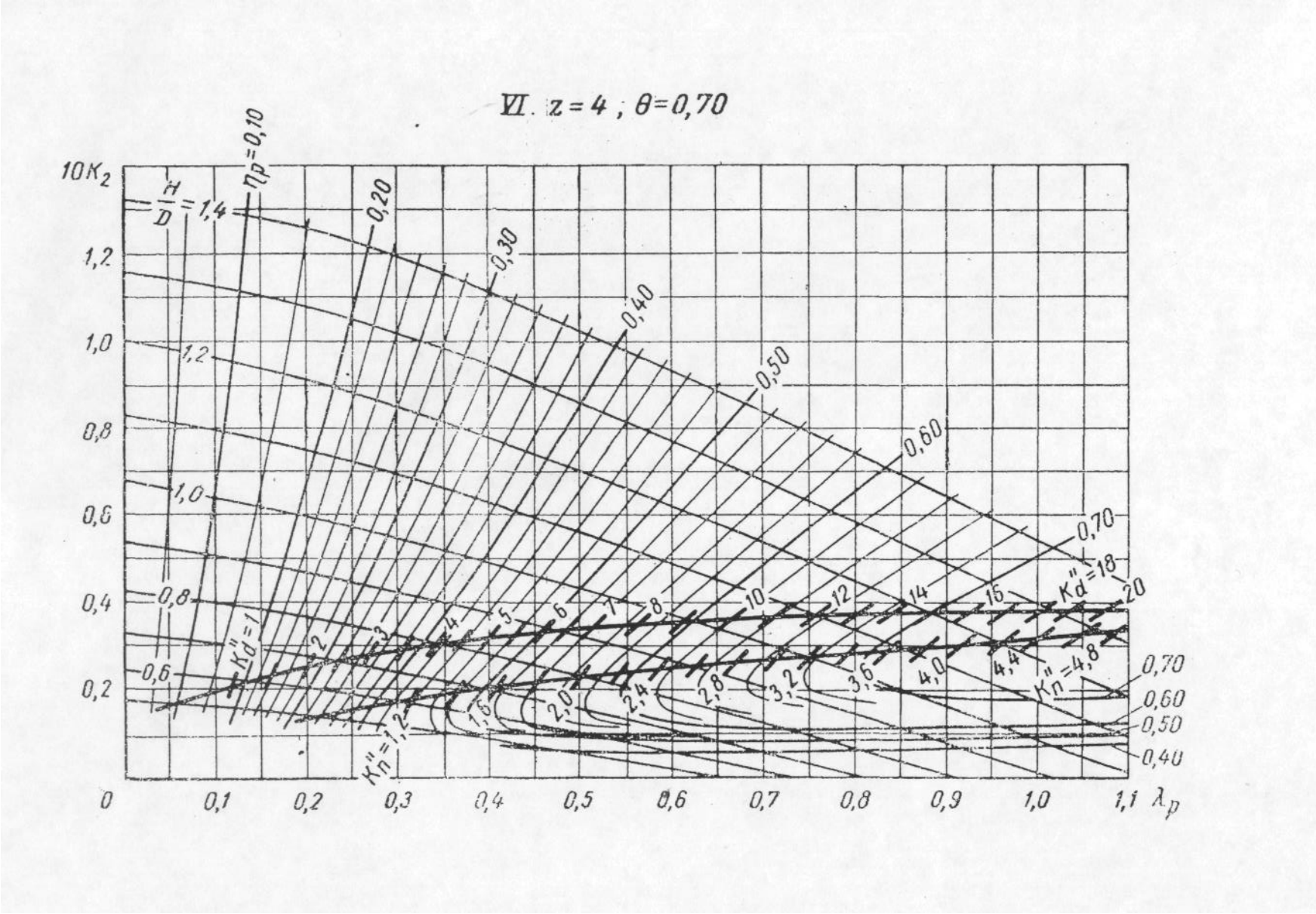


Рис. 2.51. Диаграммы для расчета гребных винтов с $z = 4$; $\theta = 0{,}55$


VI. z = 4 ; θ = 0,70
10K2
H/D = 1,4
ηp = 0,10
0,20
0,30
0,40
0,50
0,60
0,70
1,2
1,0
0,8
0,6
0,4
0,2
K"d = 1
K"d = 18
K"n = 1,2
K"n = 4,8
0
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
0,9
1,0
1,1
λp

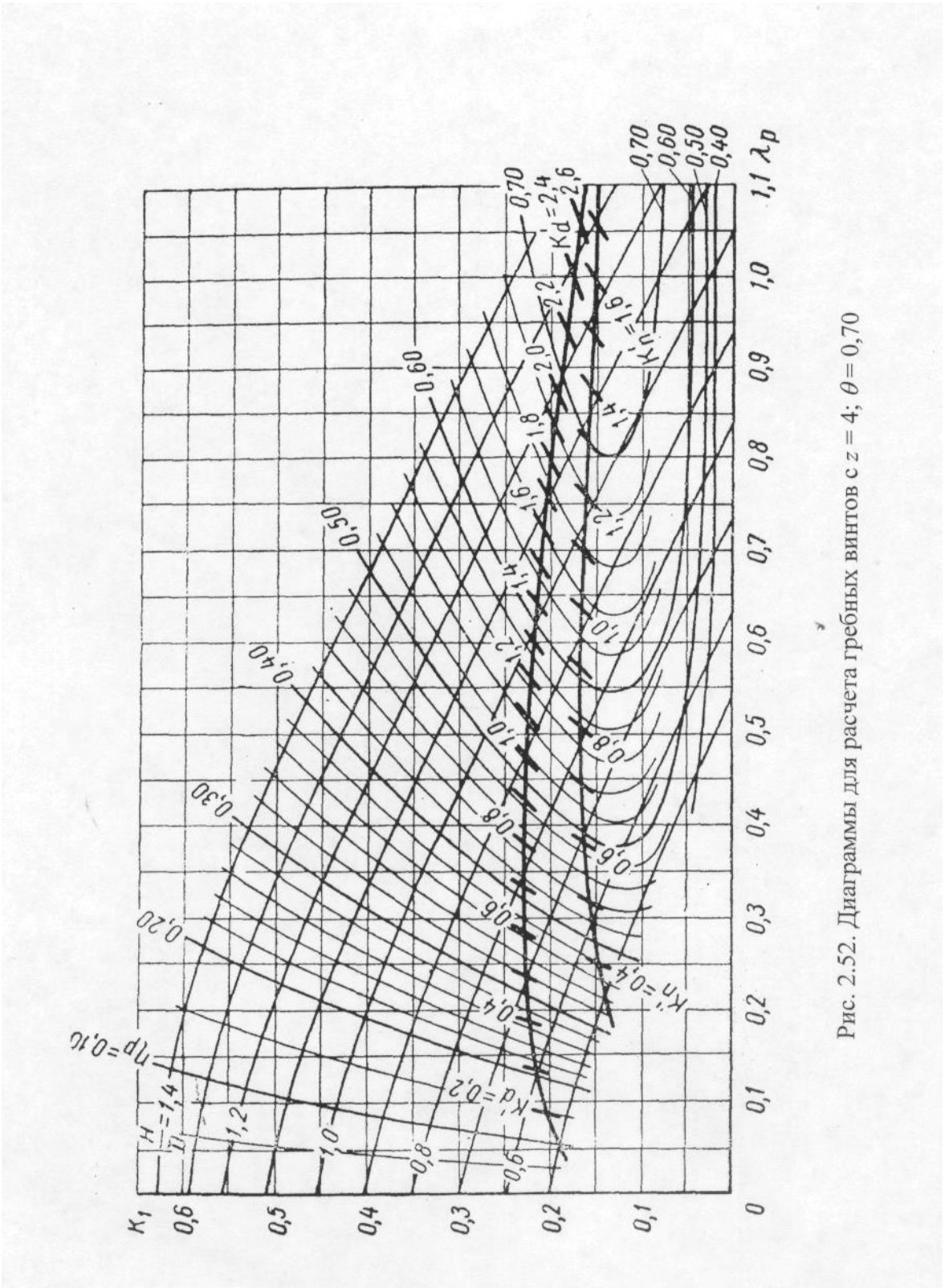
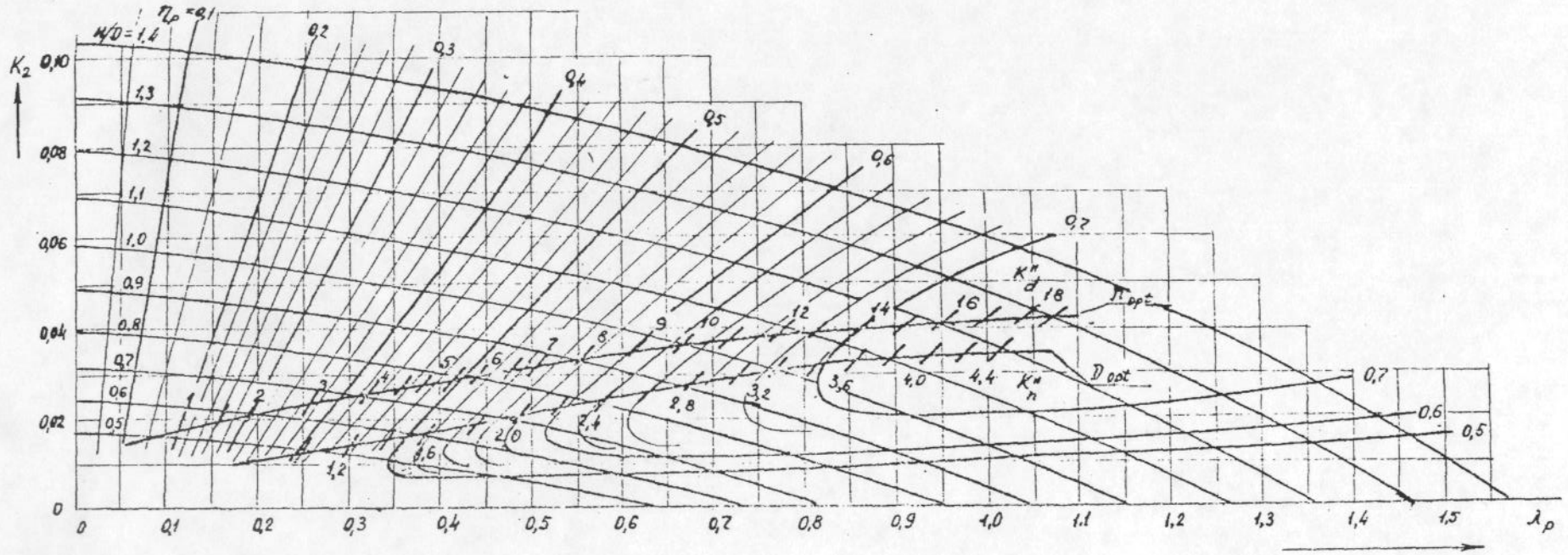


Рис. 2.52. Диаграммы для расчета гребных винтов с $z = 4$; $\theta = 0{,}70$

VII $z = 5;\ \theta = 0{,}45$



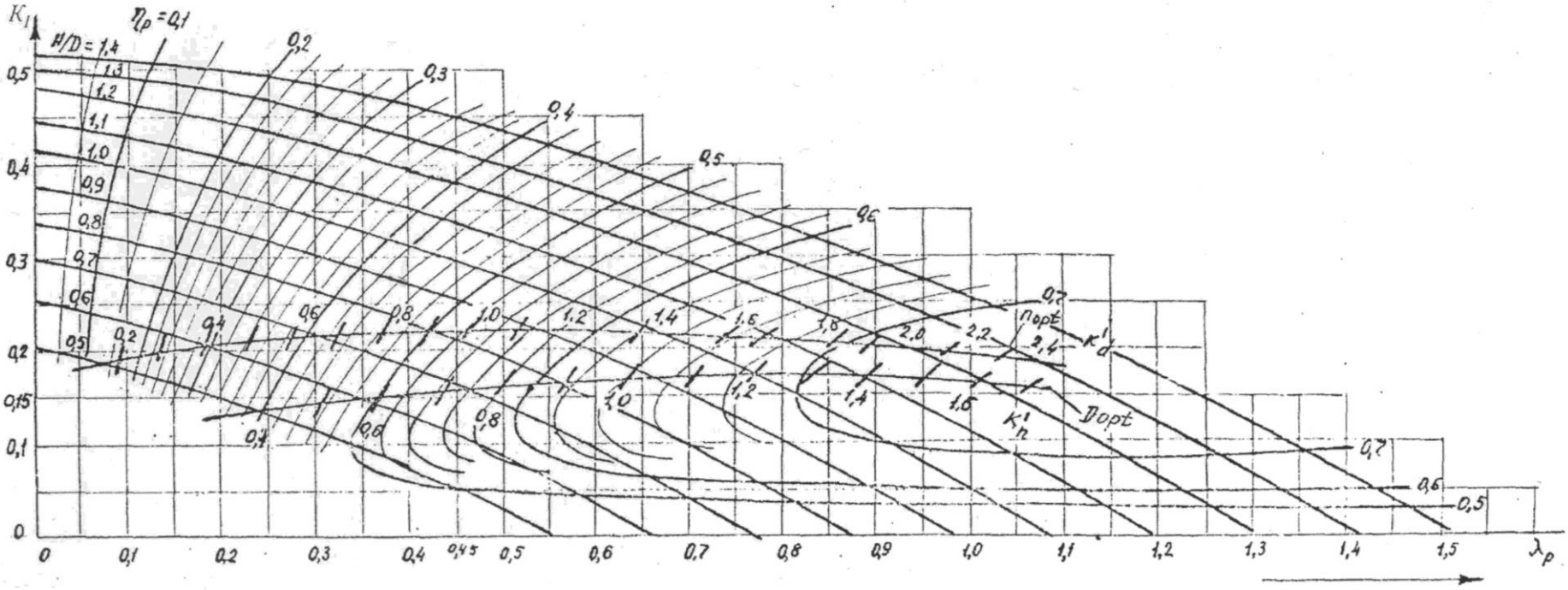
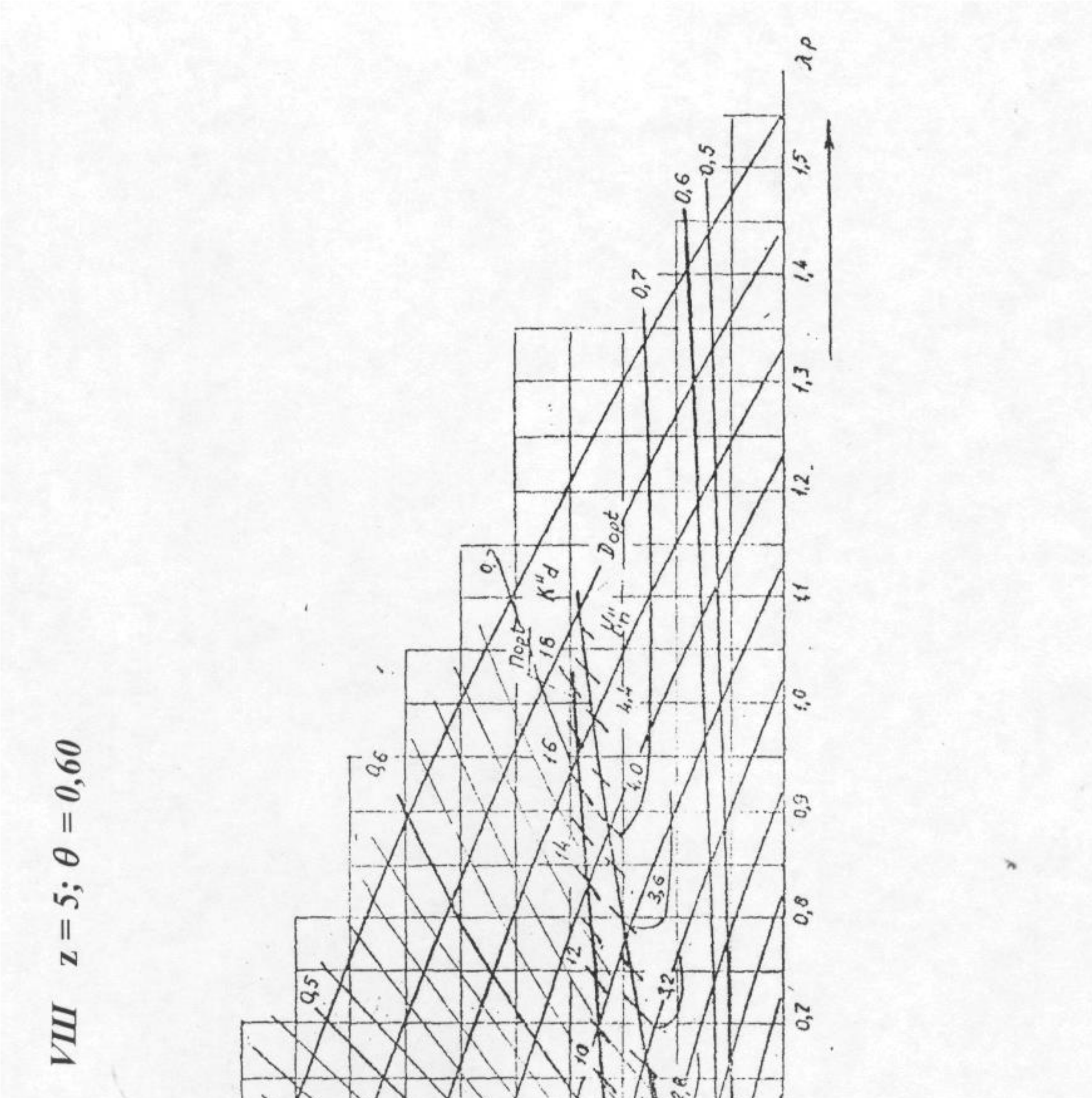


Рис. 2.53. Диаграммы для расчета гребных винтов с $z = 5$; $\theta = 0{,}45$

VIII z = 5; θ = 0,60


K_2
λ_P
$\eta_P = 0,1$
$H/D = 1,4$
D_{opt}
n_{opt}
K''_d
0,12
0,10
0,08
0,06
0,04
0,02
0
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
0,9
1,0
1,1
1,2
1,3
1,4
1,5

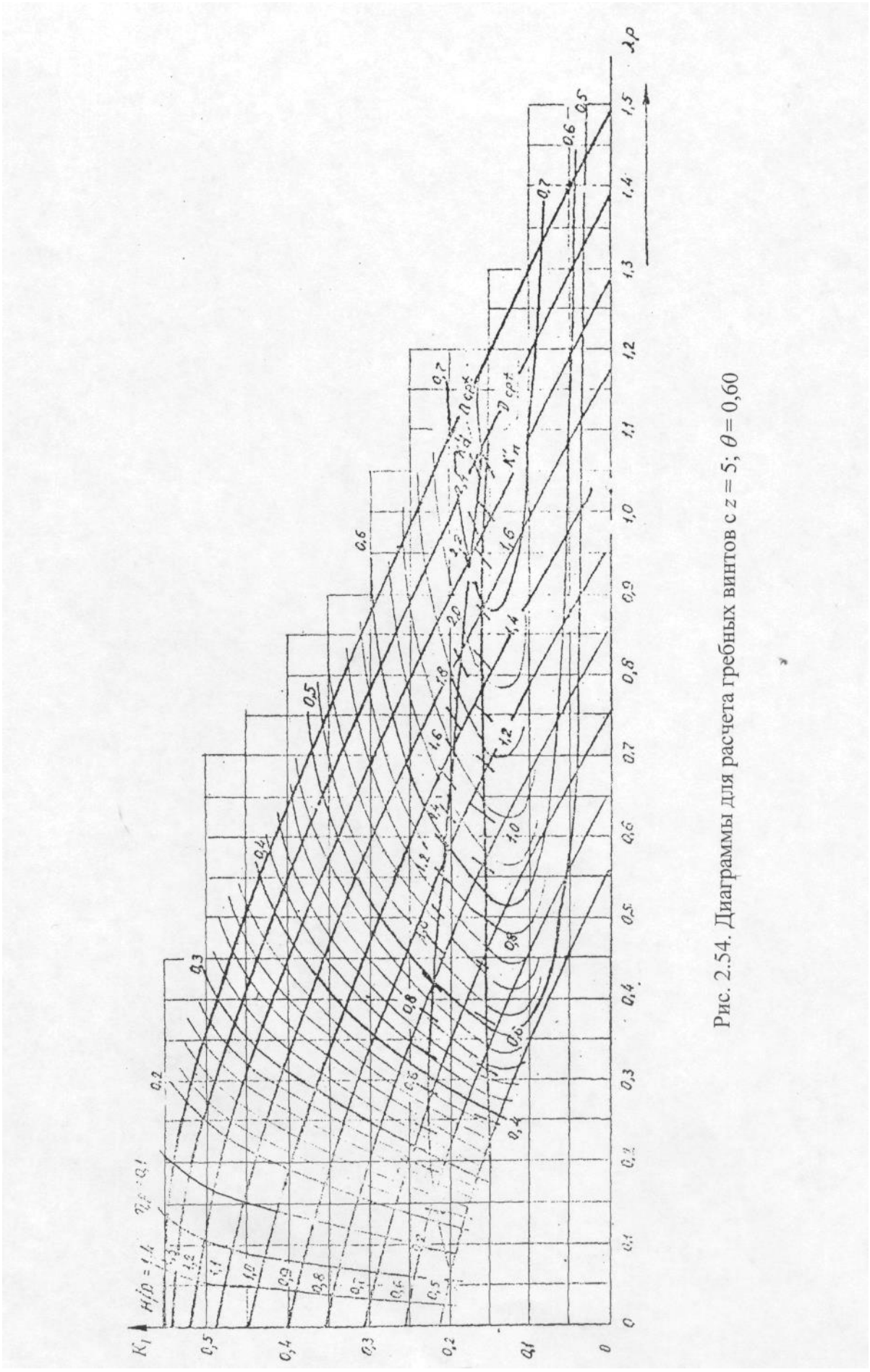


Рис. 2.54. Диаграммы для расчета гребных винтов с $z = 5$; $\theta = 0{,}60$

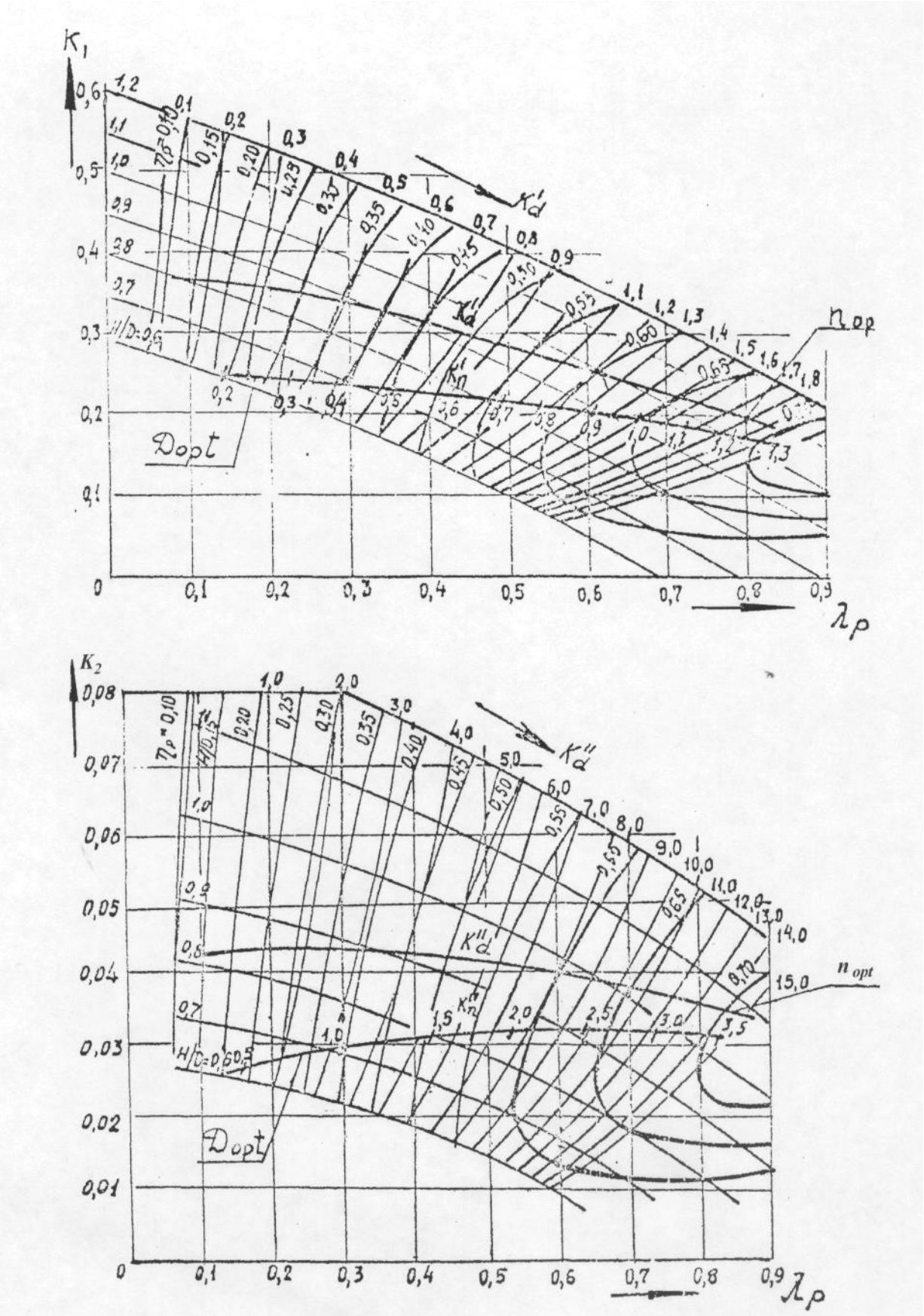


Рис. 2.55. Диаграммы для расчета гребных винтов с $z = 6$; $\theta = 0{,}70$

2.9.2. Выбор расчетной диаграммы

Для использования той или иной диаграммы необходимо знать число лопастей винта z и минимально допустимое значение дискового отношения θ, обеспечивающего отсутствие кавитации.

Выбор числа лопастей обычно производится не столько из соображений эффективности работы гребного винта, сколько из условия предотвращения недопустимой вибрации корпуса судна, вызываемой пульсацией сил, передаваемых винтом корпусу. С увеличением числа лопастей частота импульсов возрастает, а их величина убывает, так как нагрузка на одну лопасть при этом уменьшается.

Следовательно, для предотвращения опасности возникновения резонансных колебаний корпуса судна целесообразно увеличивать число лопастей.

Обычно устанавливаемые на подавляющем числе водоизмещающих морских судов винты, как правило, имеют четыре лопасти (z = 4). Трехлопастные винты (z = 3) оказываются более выгодными при малых нагрузках на лопасти (например, для малых рыболовных судов, двухвинтовых пассажирских).

На крупнотоннажных танкерах и балккэриерах (навалочниках) с целью уменьшения нагрузок, передаваемых винтом на корпус судна, целесообразна установка пятилопастных винтов (z = 5).

При выборе дискового отношения следует учитывать, что его увеличение всегда приводит к снижению КПД винта. Причем увеличение на 0,1 приблизительно соответствует падению КПД на 1 %.

Поэтому с точки зрения эффективности работы винта целесообразно выбирать возможно меньшие значения θ, но не менее 0= 0,3, чтобы избежать ухудшения характеристик реверса судна. Однако при этом появляется большая вероятность возникновения кавитации. Из условия отсутствия ее на лопастях винта дисковое отношение должно быть не менее

$$\theta_{min} = 0{,}065 \cdot \sqrt[3]{P \cdot (z/D)^2}\,, \qquad (2.55)$$

где значения упора P и диаметра D винта к началу расчета еще неизвестны.

В связи с этим величина диаметра предварительно принимается предельно возможной из условия размещения гребного винта в кормовом подзоре судна:

- одновинтовые транспортные суда - $D_{пр} = 0{,}75 \cdot d$;
- двухвинтовые суда - $D_{пр} = (0{,}60...0{,}65) \cdot d$;
- крупнотоннажные суда - $D_{пр} = 8...9$ м;
- одновинтовые буксиры и спасатели - $D_{пр} = (0{,}70...0{,}75) \cdot d$;
- двухвинтовые буксиры и спасатели - $D_{пр} \approx 0{,}60 \cdot d$;
- ледокольно-транспортные суда - $D_{пр} \approx 0{,}55 \cdot d$.

Для предварительного определения величины упора применяется искусственный прием, основанный на использовании построенных к началу проектирования гребного винта кривых $R = f(V_s)$ и $N_6 = f(V_s)$, в зависимости от условий задания на проектирование.

Если заданной является скорость хода судна V_s, уз, и требуется определить потребную мощность главного двигателя и элементы соединенного с ним гребного винта, то по кривой буксировочного сопротивления $R - f(V_s)$
снимается его значение при заданной скорости и затем подсчитывается упор по формуле

$$P = \frac{R}{1-(0{,}4C_B - 0{,}04)}, \qquad (2\text{-}56)$$

где $C_B = \frac{\Delta}{p \cdot L \cdot B \cdot d}$ коэффициент общей полноты корпуса судна.

Если заданной является мощность главного двигателя Ne, кВт, то сначала определяется ориентировочная величина буксировочной мощности с использованием приближенной зависимости

$$N_6 = (0{,}60...O{,}65)Ne.$$

Затем, используя кривую буксировочной мощности $N_6 = f(V_s)$, находят ***ожидаемую*** скорость хода $V_{s\ ож}$ и для нее по кривой $R = f(V_s)$ снимают значение буксировочного сопротивления. Величина упора подсчитывается по приведенной выше формуле (2.56).

Полученное по формуле (2.55) дисковое отношение следует округлить в сторону увеличения до ближайшего значения θ, указанного на расчетной диаграмме с соответствующим числом лопастей z.

Спроектированный гребной винт будет иметь то дисковое отношение, которое указано на выбранной расчетной диаграмме.

2.9.3. Выбор расчетного режима. Запас мощности

Принятие решения о расчетном режиме работы судна зависит от его назначения и условий эксплуатации.

Различают три основные группы судов, применительно к которым учитываются особенности проектирования гребных винтов.

1. Суда, у которых нагрузка движителя на длительных переходах меняется незначительно. Это все типы транспортных судов.

Для этой группы гребные винты проектируются как оптимальные в режиме полного хода и в полном грузу.

2. Суда, для которых первостепенными являются требования обеспечения высоких маневренных качеств. Это портовые буксиры, паромы, пожарные суда.

Для этой группы важное значение имеют характеристики заднего хода. Поэтому при определении для них элементов гребных винтов применяются заниженные значения шагового отношения H/D.

3. Суда, имеющие два или более режимов длительной эксплуатации, которые характеризуются значительным различием в гидродинамической нагрузке. Это все типы рыбодобывающих судов, морские линейные буксиры, спасательные суда.

Для этой группы гребные винты проектируются как оптимальные на наиболее тяжелом режиме хода с орудием лова или с буксируемым возом.

Задача выбора расчетного режима в процессе проектирования гребных винтов по существу сводится к обеспечению работы главных двигателей в реальных условиях эксплуатации без тепловых и механических перегрузок.

Гребные винты, спроектированные применительно к условиям сдаточных испытаний судна, т.е. при осадке в полном грузу, свежеокрашенном корпусе, состоянии моря и силе ветра не более 2...3 баллов и на глубокой воде, в условиях эксплуатации будут неоптимальными.

Причиной этого является то, что в процессе эксплуатации судна разрушается лакокрасочное покрытие, происходит обрастание наружной обшивки водорослями и ракушкой, увеличивается шероховатость лопастей винтов вследствие механических повреждений и коррозионно-кавитационных процессов. Все это наряду с влиянием метеоусловий приводит к гидродинамическому утяжелению гребных винтов.

Анализ показывает, что определяющим фактором утяжеления являются именно указанные выше явления.

Для гидродинамического облегчения практикой судостроения для судов с дизельными энергетическими установками рекомендуется следующий подход при проектировании винтов ВФШ.

Когда к началу проектирования гребного винта известна (задана) скорость хода, то создается резерв (запас) мощности главного двигателя порядка 10... 12 % (в зарубежном судостроении распространено мнение об ограничении среднего запаса величиной, не превышающей 15 %).

Когда заданной (принятой) является мощность главного двигателя, то вводится процентная надбавка к расчетному значению буксировочного сопротивления, равная 25...30 %.

2.9.4. Проектировочные расчеты гребных винтов фиксированного шага по диаграммам

Целью проектировочного расчета является определение элементов гребного винта, обеспечивающего наиболее высокую скорость хода или тяговые показатели судна при расчетном режиме его работы.

Такой расчет чаще всего выполняется в два этапа:

- предварительный расчет элементов винта при выборе главного двигателя, обеспечивающих достижение судном заданной скорости хода;
- окончательный (корректировочный) расчет элементов гребного винта, обеспечивающего при полном использовании установленной мощности выбранного для судна главного двигателя достижение наибольшей возможной скорости хода.

2.9.4.1. Расчет элементов гребных винтов одновинтовых транспортных судов

Первый этап расчета

Исходные данные:

- заданная скорость хода - V_s, уз;
- элементы корпуса судна: L, м; B, м; d, м; A, т; $C_в$;
- кривые буксировочного сопротивления $R = f(V_s)$ и буксировочной мощности $N_б = f(V_s)$.

Схема расчета.

1. Определяются коэффициенты взаимодействия винта и корпуса:

- коэффициент попутного потока

$$W = 0{,}5C_в - 0{,}05;$$

(для крупнотоннажного судна $W = \dfrac{B/L}{1{,}21(1-C_в)} - 0{,}117$)

- коэффициент засасывания

$$t = 0{,}8W,$$

(для крупнотоннажного судна t = 0,23);

- коэффициент влияния неравномерности потока в диске винта на КПД i = l,02.

2. По кривым буксировочного сопротивления $R = f(V_s)$ и буксировочной мощности $N_б = f(V_s)$ снимаются их значения для заданной скорости хода.

3. Подсчитывается величина упора, развиваемого гребным винтом, в кН

$$P = R/(1 - t)$$

и расчетная скорость потока воды в диске гребного винта, в м/с

$$V_p = 0{,}5l4V_s(l - W).$$

4. Устанавливается число лопастей z и дисковое отношение 9 (см. подп. 2.9.2) и выбирается расчетная диаграмма из числа приведенных на рис. 2.47-2.55.

5. Определяются элементы оптимального гребного винта, потребная к установке на судно мощность главного двигателя и частота вра-

щения гребного вала (табл. 2.5).

Таблица 2.5

Расчет элементов гребного винта и потребной мощности главного двигателя для транспортного судна

Исходные и подсчитанные величины	$z = \ldots$; $\theta = \ldots$; $\rho = 1{,}025$ т/м^3; $i = \ldots$; $W = \ldots$; $t = \ldots$; $V_p = \ldots$ м/с; $N_б = \ldots$ кВт; $P = \ldots$ кН							
№ п/п	Наименования расчетных величин	Обозначения и формулы	Размерности	Числовые значения				
1	Частота вращения (задаемся)	n_c	1/с	n_{c1}	n_{c2}	…	…	…
2	Коэффициент нагрузки по упору при постоянной частоте вращения	$K'_n = \frac{V_p}{\sqrt{n_c}}\sqrt[4]{\frac{\rho}{P}}$	-					
3	Относительная поступь винта (по диаграмме)	$\lambda_p = f(K'_n)$	-					
4	Оптимальный диаметр гребного винта	$D_{opt} = \frac{V_p}{n_c \cdot \lambda_p}$	м					
5	Коэффициент упора	$K_1 = \frac{P}{\rho \cdot n_c^2 \cdot D_{opt}^4}$	-					
6	Шаговое отношение (по диаграмме)	$H/D = f(K_1; \lambda_p)$	-					
7	КПД изолированного винта (по диаграмме)	$\eta_p = f(K_1; \lambda_p)$	-					
8	КПД винта за корпусом судна	$\eta_д = \eta_p \cdot \frac{1-t}{1-w} \cdot i$	-					
9	Потребная мощность главного двигателя	$Ne = \frac{1{,}2 N_б}{\eta_д \cdot \eta_в \cdot \eta_п}$	кВт					

Примечания. 1. $\eta_В = 0{,}97$ - КПД валопровода с подшипником Митчеля;

2. $\eta_п = 0{,}99$ - КПД одноступенчатого зубчатого редуктора.

По результатам выполненного расчета строятся графики, подобные рис. 2.56, по которым может быть легко подобран наиболее подходящий главный двигатель с номинальной мощностью N_{eH}, кВт, и частотой вращения $n_{мн}$, об/мин, а также элементы соединенного с ним гребного винта: D_{opt}, H/D, λ_p, $\eta_д$.

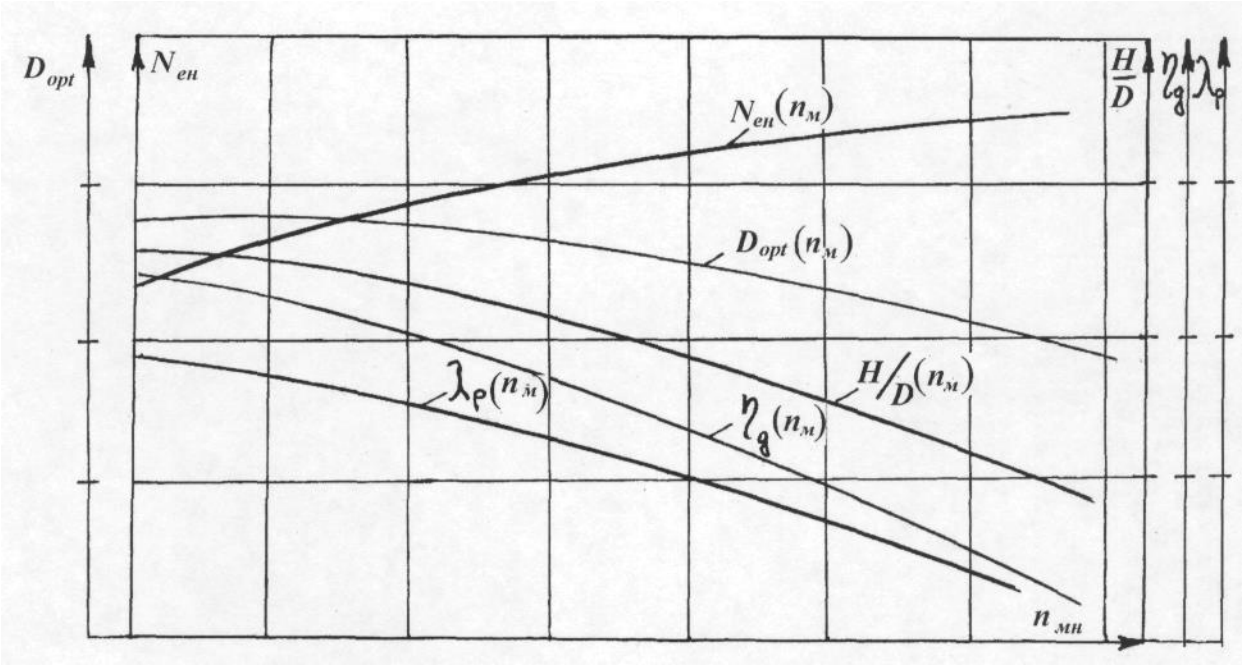


Рис. 2.56. Графики для определения мощности главного двигателя, частоты вращения и элементов гребного винта, обеспечивающих достижение заданной скорости хода

Выбор двигателя производится по каталогам дизелестроительных фирм, заводов или по другим источникам.

При подборе следует иметь в виду, что для снижения вибрации корпуса судна и уменьшения крутильных колебаний в системе ***гребной винт-валопровод-двигатель*** необходимо избегать кратности сочетания количества цилиндров и числа лопастей.

Вполне очевидно, что характеристики подобранного дизеля в подавляющем большинстве случаев не будут совпадать с полученными их расчетными значениями. Поэтому, если отличие N_{eH} составляет > ±2 % от $N_{en\ (расч)}$,

а $n_н$ - > ±5 % от $n_{н(расч)}$, то требуется выполнение уточняющего (корректировочного) расчета с целью корректировки как оптимальных элементов гребного винта, так и фактически достижимой наибольшей возможной скорости хода.

Это уточнение составляет ***второй этап расчета***. Он производится с использованием диаграммы, выбранной в первом этапе, при численных значениях коэффициентов взаимодействия, принятых там же.

Схема расчета.

1. Устанавливается предельно допустимый диаметр винта D_n (см.
подп . 2.9.2).

2. Определяется ожидаемая скорость хода $У_{50Ж}$, уз, по кривой $N_6=f(v_s)$ из условия

$$N_6 \approx 0{,}65N_{eH},$$

где $N_{ен}$ - мощность подобранного к установке на судно главного двигателя, кВт.

3. Задается диапазон скоростей хода, примерно равный от $0{,}8V_{s0Ж}$ до $1{,}3\ V_{s\,ОЖ}$

4. Задаются значения КПД валопровода $\eta_в$ и передачи $\eta_п$.

5. Определяются оптимальные элементы гребного винта и максимально достижимой скорости хода (табл. 2.6).

Таблица 2.6

Расчет элементов гребного винта и максимально достижимой скорости хода при полном использовании мощности установленного главного двигателя

Исходные и подсчитанные величины	$z = \ldots;\ \theta = \ldots;\ W = \ldots;\ t = \ldots;\ i = \ldots;\ \rho = 1{,}025$ т/м^3; $N_{ен} = \ldots$ кВт; $n_c = \ldots$1/с; $D_{пр} = \ldots$ м; $\eta_в = \ldots;\ \eta_п = \ldots$									
№ п/п	Наименования расчетных величин	Обозначения и формулы	Размерности	Числовые значения						
1	2	3	4	5						
1	Скорость хода (задаемся)	V_s	уз	V_{s1}	V_{s2}	…	…	…	…	
2	Скорость потока в диске винта	$V_p = 0{,}514V_s(1-W)$	м/с							
3	Мощность, подведенная к винту	$N_p = N_{ен} \cdot \eta_в \cdot \eta_п$	кВт							
4	Коэффициент нагрузки по упору при постоянной частоте вращения	$K_n'' = 0{,}523 \frac{V_p}{\sqrt{n_c}} \sqrt[4]{\frac{\rho \cdot V_p}{N_p}}$	-							
5	Относительная поступь винта (по диаграмме)	$\lambda_p = f(K_n'')$	-							
6	КПД изолированного винта (по диаграмме)	$\eta_p = f(K_n'')$	-							
7	Шаговое отношение (по диаграмме)	$H/D = f(K_n'')$	-							
8	Оптимальный диаметр гребного винта	$D_{opt} = \frac{V_p}{n_c \cdot \lambda_p}$	м							
9	КПД винта за корпусом судна	$\eta_д = \eta_p \cdot \frac{1-t}{1-w} \cdot i$	-							

Окончание табл. 2.6

1	2	3	4	5					
10	Буксировочная мощность [по кривой $N_б = f(V_s)$]	$N_б = f(V_s)$	кВт						
11	Потребная мощность главного двигателя	$N_e = \frac{1{,}2N_б}{\eta_д \cdot \eta_в \cdot \eta_п}$	кВт						

Примечания. 1. η_b =0,97...0,99 - КПД валопровода в зависимости от его длины; $\eta_П$ = 0,98 - КПД зубчатого редуктора.

2. Оптимальные значения λ, η , H/D (строки 5, 6,7 табл 2.6) снимаются с расчетной диаграммы, построенной в осях K_2 - λ.

Если полученные в строке 8 значения D_t получатся больше D , то расчет производится в форме дополнительной таблицы.

Дополнение к табл. 2.6

№ п/п	Наименование расчетных величин	Обозначения и формулы	Размерности	Числовые значения
1	Скорректированная поступь винта	$\lambda'_p = \frac{V_p}{n_c \cdot D_{пр}}$	-	
2	Коэффициент момента	$K_2 = \frac{N_p}{2\pi \cdot \rho \cdot n_c^3 \cdot D_{пр}^5}$	-	
3	КПД изолированного винта (по диаграмме)	$\eta_p = f(K_2; \lambda_p)$	-	
4	Шаговое отношение (по диаграмме)	$H/D = f(K_2; \lambda_p)$	-	
5	КПД винта за корпусом судна	$\eta_д = \eta_p \cdot \frac{1-t}{1-W} \cdot i$	-	
6	Буксировочная мощность [по кривой $N_б = f(V_s)$]	$N_б = f(V_s)$	кВт	
7	Потребная мощность главного двигателя	$N_e = \frac{1{,}2 \cdot N_б}{\eta_д \cdot \eta_в \cdot \eta_п}$	кВт	

По результатам второго этапа расчетов строятся графики, подобные приведенным на рис. 2.57.

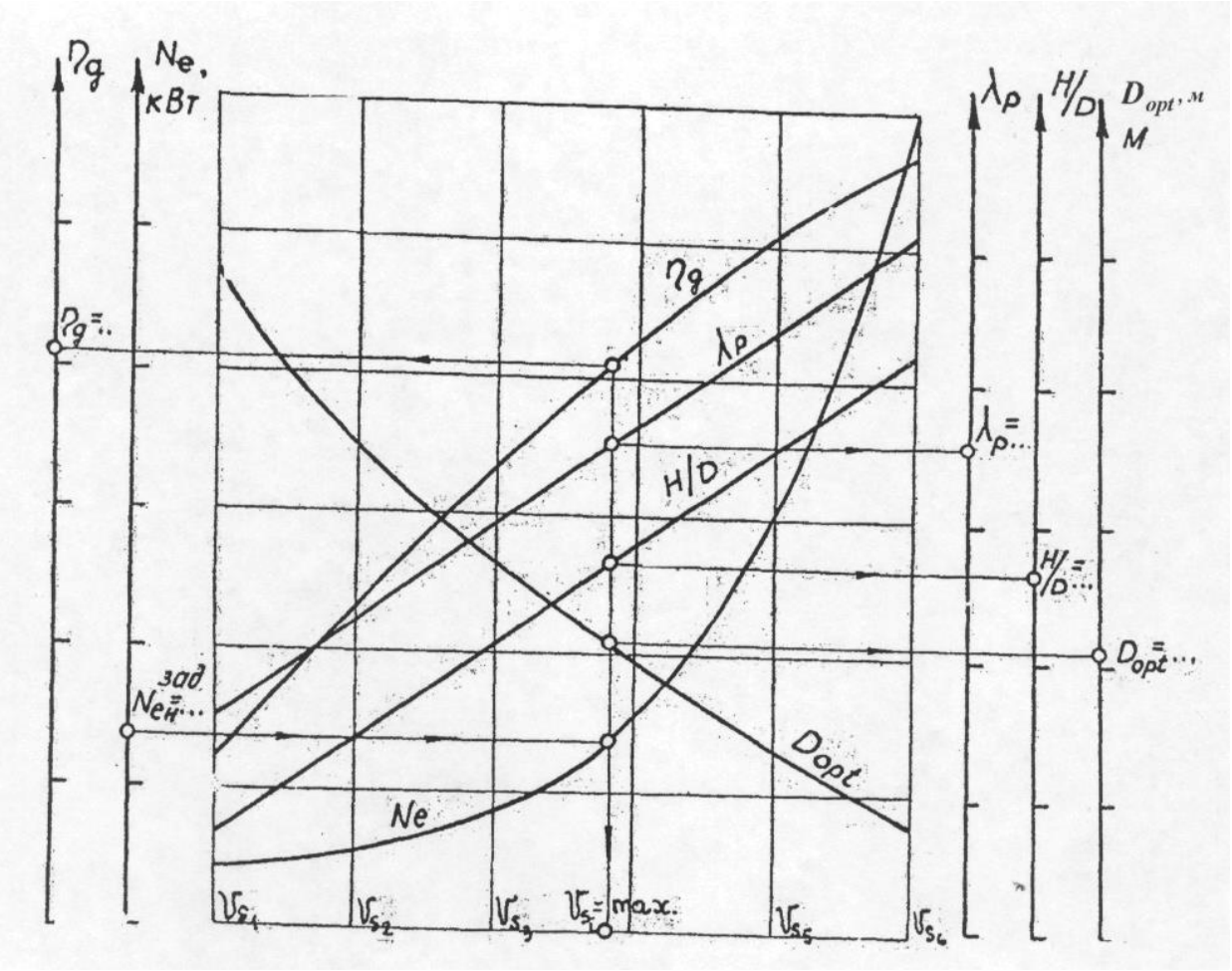


Рис. 2.57. Графики для определения достижимой скорости хода и элементов гребного винта при полном использовании установленной мощности

По кривым для мощности $N^{зад}_{ен}$ выбранного двигателя определяются и выписываются:

- максимально достижимая скорость хода $V_{s\ max}$, уз;
- диаметр гребного винта D_{opt} (или $D_{пр}$), м;
- число лопастей z, шт.;
- дисковое отношение θ,
- шаговое отношение H / D;
- относительная поступь λ_p;
- КПД **комплекса винт-корпус судна** $\eta_д$;
- частота вращения гребного вала $n_м$, об/мин;
- мощность установленного главного двигателя $N_{e\ н}$, кВт.

В заключение выполненных расчетов производится проверка на отсутствие кавитации лопастей гребного винта по величине коэффициента запаса f, определяемого по формуле

$$f = \frac{(100500 + 8200 \cdot D) \cdot \theta}{1300 \cdot K_c \cdot (n_c \cdot D)^2} \qquad (2.57)$$

где $K_c = f(z,\lambda_p,H/D)$ - кавитационная характеристика, снимаемая по кривым (рис. 2.58).

При $f \geq 1{,}3$ гребной винт считается некавитирующим.

В противном случае следует увеличить дисковое отношение, выбрать другую диаграмму из числа приведенных на рис. 2.47—2.55 и вновь повторить второй этап расчета.

Иной путь избежания кавитации - увеличение диаметра винта при одновременном снижении частоты вращения гребного вала.

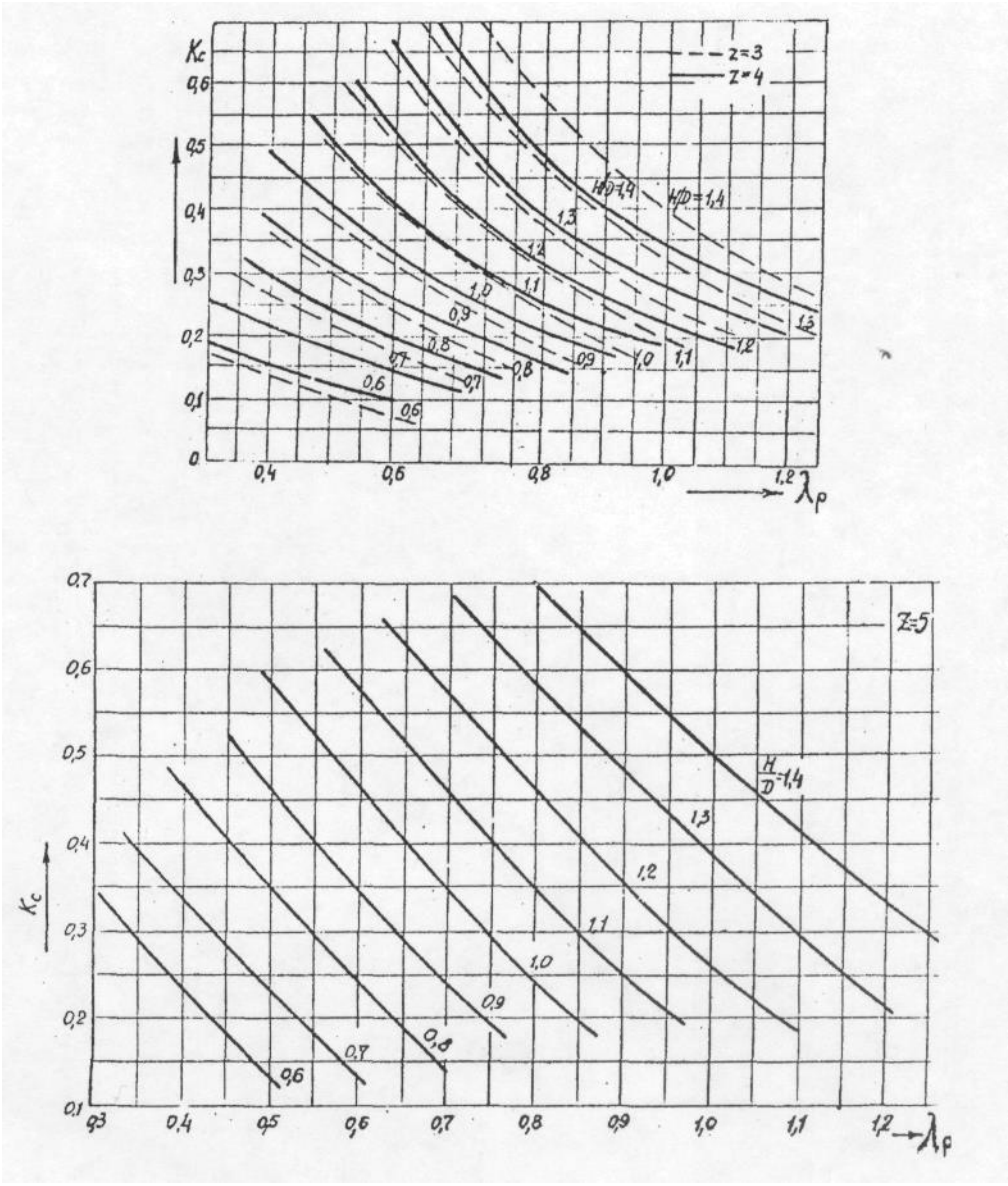


Рис. 2.58. Кавитационная характеристика K_c

2.9.4.2. Расчет элементов гребных винтов буксиров

Гребные винты фиксированного шага для буксиров всех типов рассчитываются по диаграммам, подобным представленным на рис. 2.47 — 2.55. Исходными данными являются:

- элементы корпуса буксира: L, м; B, м; d, м; Δ, т; $C_в$;
- кривые буксировочного сопротивления $R = f(V_s)$ и буксировочной мощности $N_б = f(V_s)$;
- мощность главного двигателя N_e.

Схема расчета.

1. Устанавливается предельно допустимый диаметр гребного винта из условия возможности его размещения в кормовом подзоре (см. подп. 2.9.2) - $D_{пр}$, м:

2. Определяется скорость хода буксира:

- свободный ход. По приближенной зависимости $N_б = 0,6N_e$ с кривой буксировочной мощности $N_б = f(V_s)$ снимается значение - $V_{scв}$, уз;
- в режиме буксировки расчетная скорость выбирается в зависимости от типа буксира и мощности установленного главного двигателя (табл. 2.7).

Таблица 2.7

Выбор скорости буксировки

Тип буксира	Мощность главного двигателя N_e, кВт	Расчетная скорость буксировки $V_{s\,б}$, уз
Линейный буксир	> 1000	7…9
Морской портовый буксир	$1000 < N_e > 400$	5…7
Малый портовый буксир	< 400	3…5

3. Подсчитываются коэффициенты взаимодействия (табл. 2.8) гребного винта и корпуса буксира (попутного потока W, засасывания t и влияния неравномерности потока на КПД i).

Таблица 2.8

Коэффициенты взаимодействия

Мощность главного двигателя N_e, кВт	Одновинтовые буксиры	Двухвинтовые буксиры
< 400	$W = 0,1 + 6,6\dfrac{C_в^2 \cdot B/L}{(7 - 7,7C_в)(2,8 - 2,1C_в)}$ $t = 0,8 \cdot W;\ i = 1,02$	$W = 2C_в^2(1 - C_в) + 0,04$ $t = 0,7W + 0,06;\ i = 0,98$
> 400	$W = 0,333C_в + 0,01$ $t = 0,8 \cdot W;\ i = 1,02$	$W = 0,333C_в^2 - 0,03$ $t = 0,7W + 0,06;\ i = 0,98$

4. Для скорости свободного хода $V_{scв}$ по кривой $R = f(V_s\}$ снимается значение буксировочного сопротивления R, кН, и определяется величина упора, развиваемого одним винтом, в кН

$$P = \frac{R}{z_p(1-t)},$$

где z_p - количество гребных винтов.

5. Подсчитывается скорость потока воды в диске гребного винта, в м/с

$$V_{pсв} = 0{,}5l4_{*}V_{scв}(l - W).$$

6. По значениям $D_{пр}$, P, $V_{р\ св}$, d по номограмме рис. 2.59 выбирается рас четная диаграмма для полученных значений z и θ.

1. Для расчетного режима буксировки подсчитываются:

- скорость потока воды в диске винта, в м/с

$$v_{p6}=0{,}514V_{s6}(1 - W),$$

- мощность, подведенная к винту, в кВт

$$N_p = 0{,}98 \bullet N_e,$$

- коэффициент нагрузки винта по мощности при постоянном диаметре

$$K''_d = 0{,}274 \bullet V_{рб} \bullet D_{пр}\sqrt{\frac{p \bullet V_{рб}}{N_p}},$$

где р - 1025кг/м^3 - плотность забортной воды.

8. На расчетной диаграмме, построенной в осях K_2 - λ_p, вдоль линии n_{opt} находится точка с найденной выше координатой K''_d и для нее снимаются значения $H/D = f(K''_d)$, $\eta_p = f(K''_d)$, $b_p=f(K''_d)$

9. Подсчитываются КПД винта при его работе за корпусом буксира

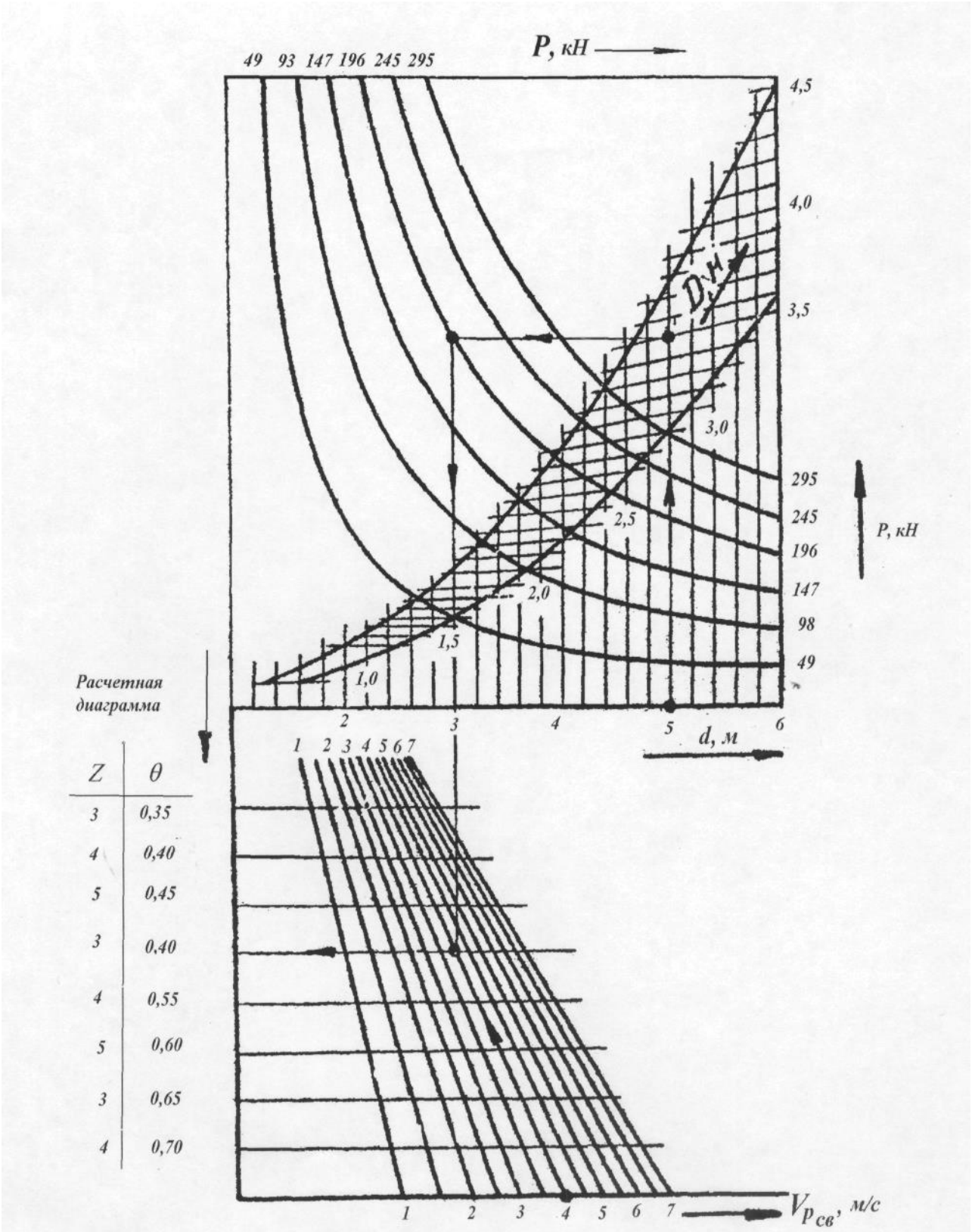
$$\eta_{д} = \eta_p \bullet \frac{1-t}{1-W} \bullet i$$

и оптимальная частота вращения гребного вала, в 1/с

$$n_{opt} = \frac{V_{рб}}{\lambda_p \bullet D_{пр}}$$

На этом обычно расчет заканчивается, выписываются все элементы гребного винта и выполняется его проверка на отсутствие кавитации по формуле (2.57).

Однако может быть случай, когда n_{opt} значительно отличается от частоты вращения n_c главного двигателя. В этой ситуации расчет выполняется с такой особенностью:



Z	θ
3	0,35
4	0,40
5	0,45
3	0,40
4	0,55
5	0,60
3	0,65
4	0,70

Рис. 2.59. Номограмма для выбора расчетной диаграммы

2.9.5.1. Расчет элементов ВРШ транспортных судов

Для этой группы судов наиболее характерным режимом движения является ход в грузу с наибольшей возможной скоростью при полном использовании установленной мощности главного двигателя, работающего с номинальной частотой вращения.

Для расчета оптимальных элементов ВРШ в такой постановке задачи на начало проектирования должны быть известны:

- элементы корпуса судна: L, м; B, м; d, м; Δ, т; $C_в$;
- кривые буксировочного сопротивления R = f(V_s) и буксировочной мощности $N_б$ = *f*(F_s);
- эффективная мощность главного двигателя N_{eH}, кВт, и частота вращения коленчатого вала $n_н$, об/мин.

Могут быть два варианта расчета.

Первый, когда известна частота вращения гребного вала $n_в = n_н$ либо редуцированная зубчатым редуктором, гидромуфтой или электрической передачей (при установленном на судне среднеоборотном ДВС). Схема расчета.

1. Определяются коэффициенты взаимодействия винта и корпуса судна (см. подп. 2.9.4).
2. Принимается число лопастей z — 4.
3. Назначаются относительные потери мощности в линии вала:
- валопровода в зависимости от его длины - $г/_в$ = 0,95...0,99;
- одноступенчатого зубчатого редуктора - $rj_п$ = 0,98 ;
- гидромуфты - $\eta_П$ = 0,95...0,97;
- электрической передачи - $\eta_э$ = 0,94...0,97 .

4.Задаются ожидаемая скорость хода V_{S03IC}, уз, и величина предельно допустимого диаметра винта $D_{пр}$, м (см. подп. 2.9.2).

5. Для V_{S03K} по кривой буксировочного сопротивления R = f(V_s) снимается значение R, кН, и определяется величина упора, развиваемого винтом, P = R(l - t).

6. Выбирается расчетная диаграмма из числа приведенных на рис. 2.60 — 2.62, задается диапазон реально достижимых скоростей хода (в районе ожидаемой $V_{S\ ож}$), и производятся необходимые вычисления в форме приведенной ниже табл. 2.9.

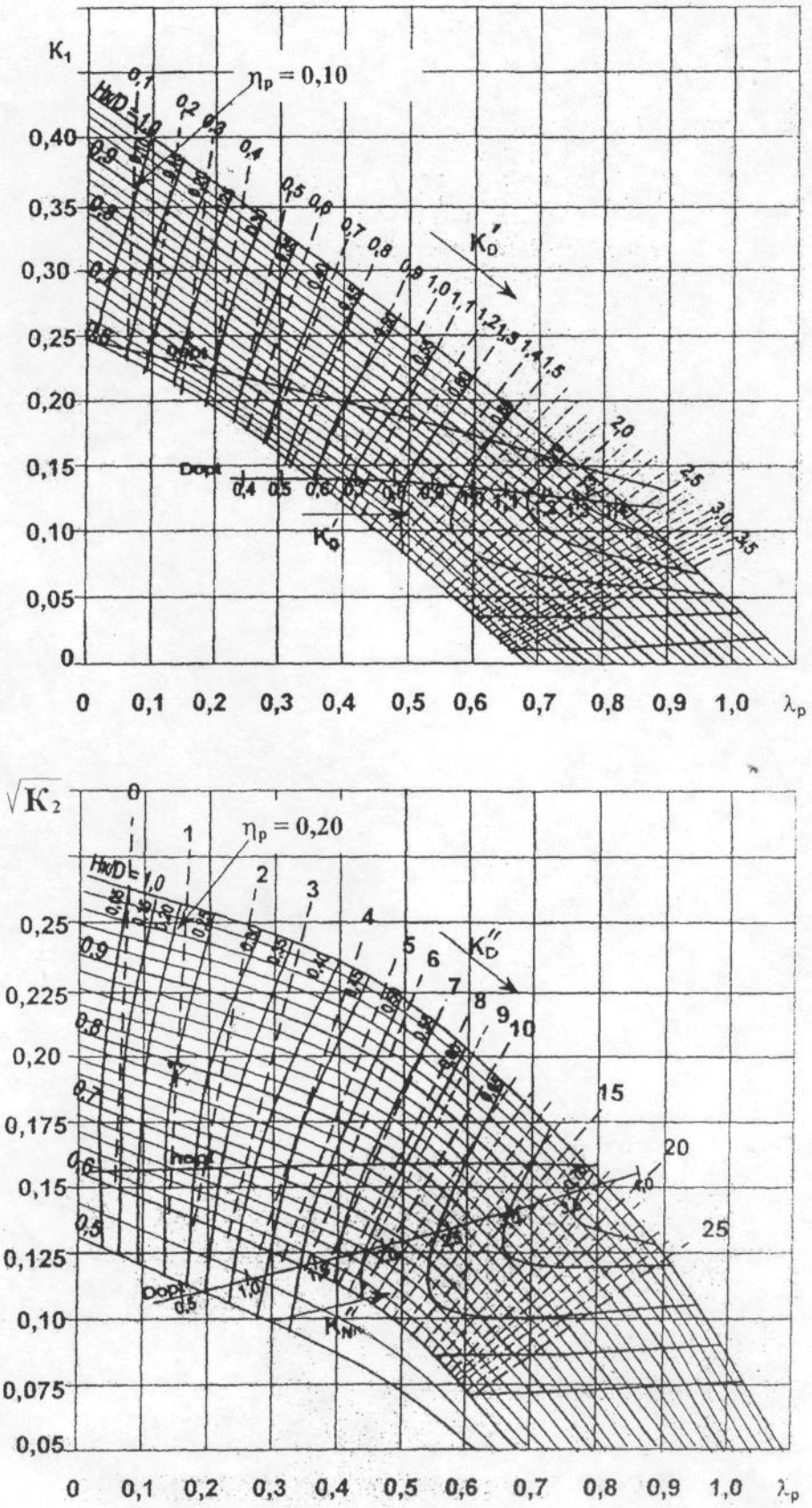


Рис. 2.60. Сводные диаграммы ВРШ по конструктивному шаговому отношению с $z = 4$; $\theta = 0,40$

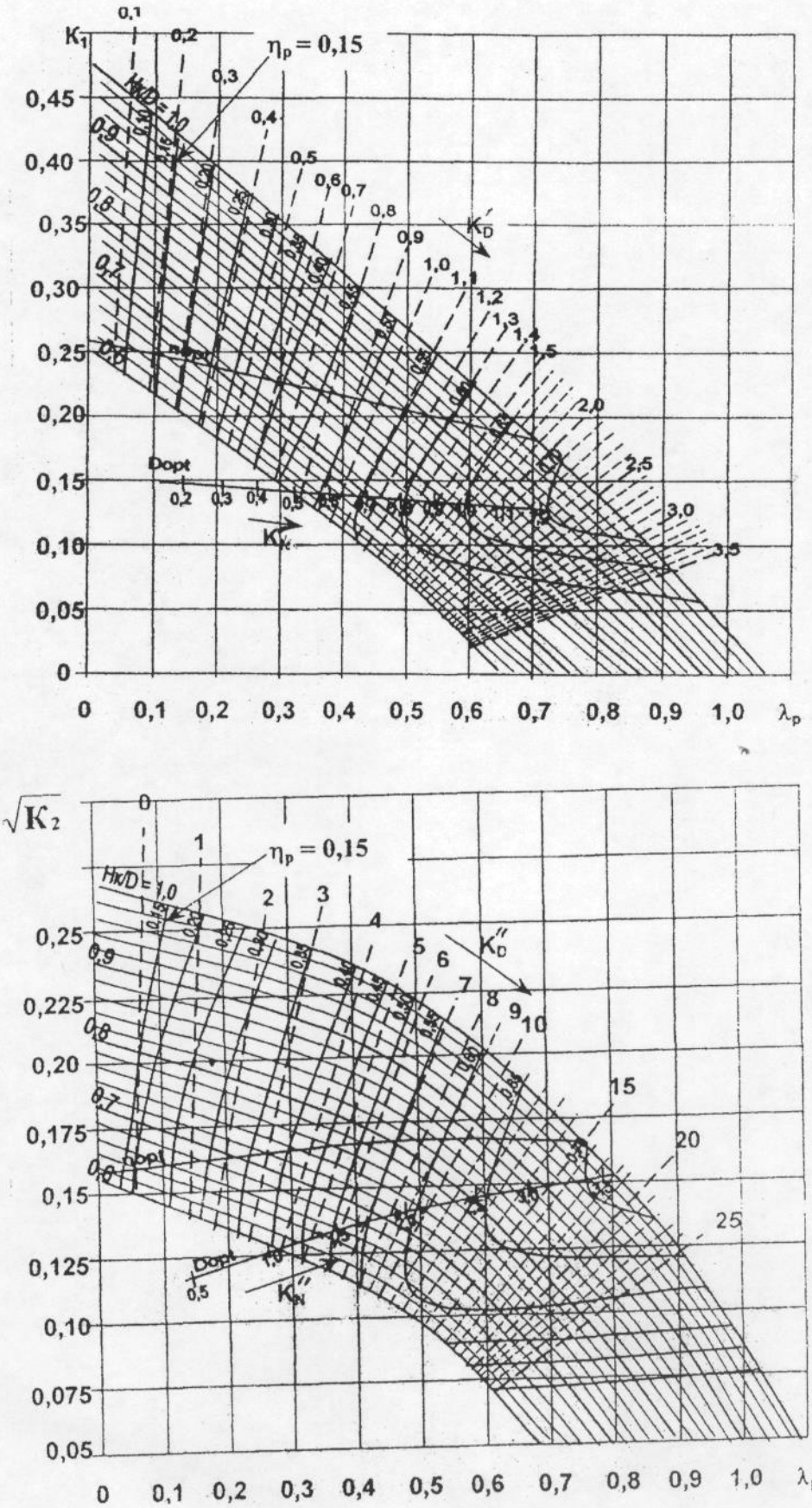


Рис. 2.61. Сводные диаграммы ВРШ по конструктивному шаговому отношению с $z = 4$; $\theta = 0{,}55$

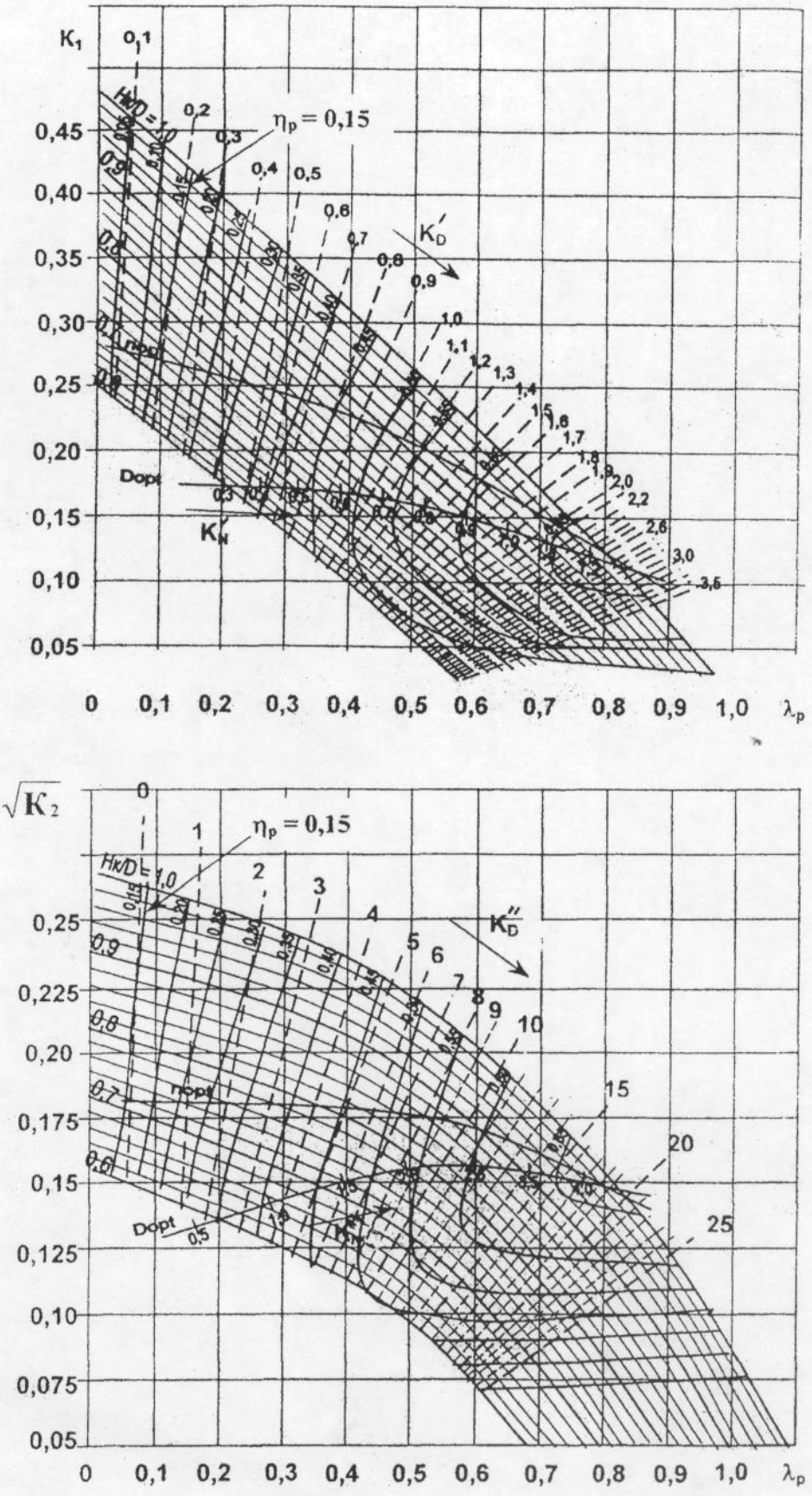


Рис. 2.62. Сводные диаграммы ВРШ по конструктивному шаговому отношению с $z = 4$; $\theta = 0{,}70$

Таблица 2.9

Расчет оптимальных элементов ВРШ и наибольшей достижимой скорости хода при известной частоте вращения гребного вала

Исходные и подсчитанные величины	$z=4;\ \theta=\ldots;\ W=\ldots;\ t=\ldots;\ i=\ldots;\ \eta_в=\ldots;\ \eta_п=\ldots;$ $\rho=1025$ кг/м^3; $N_{ен}=\ldots$ кВт; $n_{вс}=\ldots$1/с;									
№ п/п	Наименования расчетных величин	Обозначения и формулы	Размерности	Числовые значения						
1	Скорость хода (задаемся)	V_s	уз	V_{s1}	…	…	…	…	V_{s6}	
2	Скорость потока в диске винта	$V_p=0{,}514V_s(1-W)$	м/с							
3	Коэффициент нагрузки винта по мощности при постоянной частоте вращения	$K_n''=0{,}523\frac{V_p}{\sqrt{n_{вс}}}\sqrt[4]{\frac{\rho\cdot V_p}{N_{ен}\cdot\eta_в\cdot\eta_п}}$								
4	Конструктивное шаговое отношение (по диаграмме)	$H_к/D=f(K_n'')$	-							
5	Относительная поступь винта (по диаграмме)	$\lambda_p=f(K_n'')$	-							
6	Оптимальный диаметр винта	$D_{opt}=\frac{V_p}{n_{вс}\cdot\lambda_p}$	м							
7	КПД изолированного винта (по диаграмме)	$\eta_p=f(K_n'')$	-							
8	КПД винта за корпусом судна	$\eta_д=\eta_p\cdot\frac{1-t}{1-W}\cdot i$	-							
9	Сила тяги, развиваемая гребным винтом	$P_e=\frac{\eta_д\cdot\eta_в\cdot\eta_п\cdot N_{ен}}{0{,}514\cdot V_s}$	кН							

7. По данным строк 4, 5, 6, 8, 9 строятся графики, подобные рис. 2.63, куда наносится также кривая буксировочного сопротивления $R = f(V_s)$.

8. Из условия $P_e = R$ по графикам определяются V_{smax}; D_{opt}; H_K/D; λ_p; P_e.

9. Выписываются найденные элементы винта и выполняется проверка на отсутствие кавитации по формуле (2.57).

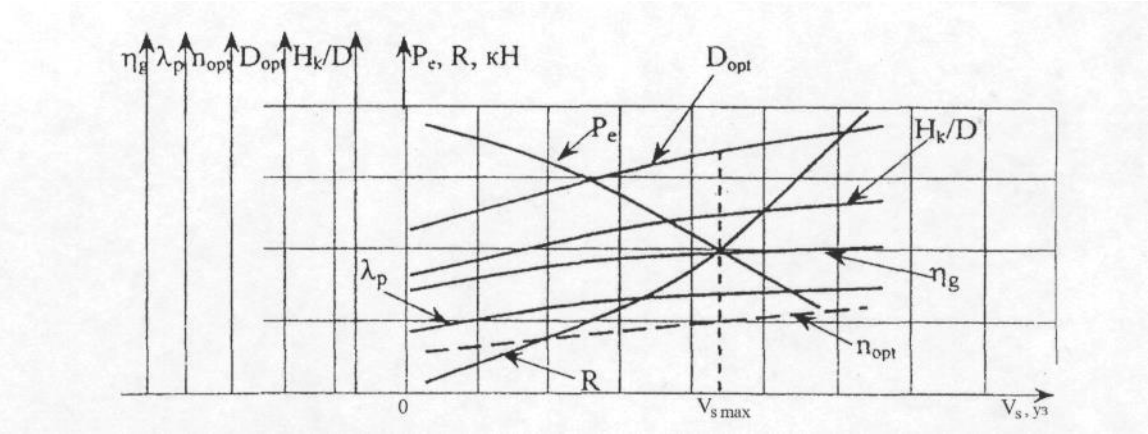


Рис. 2.63. Графики для определения максимальной скорости хода и элементов ВРШ

Второй вариант расчета. С точки зрения достижения наилучших пропульсивных качеств ВРШ этот вариант является более правильным, поскольку в этом случае имеется возможность обеспечить оптимальную частоту вращения гребного вала при принятом к установке предельно допустимом диаметре винта D =0,65...0,75 -d, м. Необходимые вычисления при этом выполняются в форме табл. 2.10, приведенной ниже.

Таблица 2.10

Расчет оптимальных элементов ВРШ и наибольшей достижимой скорости хода при максимально допустимом диаметре

Исходные и подсчитанные величины	$z=4;\ \theta=\ldots;\ W=\ldots;\ t=\ldots;\ i=\ldots;\ \eta_в=\ldots;\ \eta_п=\ldots;$ $\rho=1025$ кг/м^3; $N_{ен}=\ldots$ кВт; $D_{пр}=\ldots$, м									
№ п/п	Наименования расчетных величин	Обозначения и формулы	Размерности	Числовые значения						
1	2	3	4	5						
1	Скорость хода (задаемся)	V_s	уз	V_{s1}	…	…	…	…	V_{s6}	
2	Скорость потока в диске винта	$V_p=0{,}514V_s(1-W)$	м/с							
3	Коэффициент нагрузки винта по мощности при постоянном диаметре	$K''_d=0{,}274V_p\cdot D_{пр}\sqrt[4]{\frac{\rho\cdot V_p}{N_{ен}\cdot\eta_в\cdot\eta_п}}$								
4	Конструктивное шаговое отношение (по диаграмме)	$H_к/D=f(K''_d)$	-							
5	Относительная поступь винта (по диаграмме)	$\lambda_p=f(K''_d)$	-							

Окончание табл. 2.10

1	2	3	4	5					
6	КПД изолированного винта (по диаграмме)	$\eta_p = f(K_d'')$	-						
7	Оптимальная частота вращения гребного вала	$n_{opt} = \frac{V_p}{\lambda_p \cdot D_{np}}$	1/с						
8	КПД винта за корпусом судна	$\eta_д = \eta_p \cdot \frac{1-t}{1-W} \cdot i$	-						
9	Сила тяги, развиваемая гребным винтом	$P_e = \frac{\eta_д \cdot \eta_в \cdot \eta_п \cdot N_{ен}}{0{,}514 \cdot V_s}$	кН						

Результаты вычислений по этой таблице представляются в виде, аналогичном приведенному на рис. 2.63, но вместо зависимости $D_t = f(V_s)$ наносится кривая $n_{opt} = f(V_s)$.

Далее, как и в первом варианте расчета, определяется максимально достижимая скорость хода $V_{s\ max}$, выписываются полученные элементы ВРШ и выполняется проверка на отсутствие кавитации по формуле (2.57).

2.9.5.2. Расчет элементов ВРШ промыслово-добывающих судов

Для этой группы судов наиболее тяжелым по нагрузке на винт является режим движения с орудием лова, при котором должно обеспечиваться получение наибольшей силы тяги.

Минимально необходимая скорость хода при этом зависит от типа судна, конструкции и размеров орудия лова, глубины обитания и вида гидробионта, особенностей его поведения, характера глубинных и придонных течений и других факторов, учет которых в расчетной схеме весьма затруднителен.

В связи с этим и с учетом практики промысла представляется целесообразным принять за расчетную скорость хода с орудием лова, равную:

- для больших судов: БАТМ, БМРТ и РТ $V_{s\ min} = 5$ уз;
- для средних судов: СРТ, СТР $V_{s\ min} = 4$ уз;
- для малых судов: МРТ, МРС, РС $V_{s\ min} = 3$ уз.

При проектировании элементов ВРШ этих судов решаются две задачи:

- определение элементов ВРШ, обеспечивающих получение максимальной силы тяги при полном использовании располагаемой мощности главного двигателя;
- расчет тяговой и ходовых характеристик судна с ВРШ.

Расчеты выполняются в два этапа.

В первом определяются элементы, соответствующие исходному (конструктивному) положению лопастей.

Во втором устанавливается зависимость между установочным шаговым

отношением, скоростью свободного хода и частотой вращения ВРШ, обеспечивающая возможно высокий КПД при минимальном расходе топлива.

Для первого этапа расчета исходными данными являются:

- элементы корпуса судна: L, м; B, м; d, м; A, т; $C_в$; Д
- кривые буксировочного сопротивления $R = f(V_s)$ и буксировочной мощности $N_б = f(V_s)$,
- эффективная мощность главного двигателя N_{eH}, кВт, и частота вращения коленчатого вала $п_н$, об/мин;
- тип передачи мощности к гребному винту;
- частота вращения гребного вала $п_E$, об/мин;
- универсальная характеристика часового расхода топлива.

Схема и последовательность расчетов.

1. Определяются коэффициенты взаимодействия гребного винта и корпуса судна (для рассматриваемых типов судов по формулам Хекшера):

- коэффициент попутного потока

$$W = 0{,}77\frac{C_в}{\beta} - 0{,}28;$$

- коэффициент засасывания

$$t = 0{,}75\frac{C_в}{\beta} - 0{,}36;$$

- коэффициент влияния неравномерности потока на крутящий момент винта

$$i_2 = 0{,}98 \ldots 1{,}02.$$

2. Число лопастей принимается равным z = 4.

3. Назначаются относительные потери мощности в валопроводе (см. подп. 2.9.5.1).

4. Определяется диаметр винта:

- для больших добывающих судов - $D = D_{пр} » 0{,}7d$, м;
- для средних и малых добывающих судов - по диаграмме рис. 2.64, поскольку на этих судах используются, как правило, средне- и высокооборотные ДВС и требуется редуцирование частоты вращения до $п_ъ$ =250...450об/мин.

5. По формуле (2.55) определяется величина дискового отношения 9 с учетом указаний подп. 2.9.2 (получаемая здесь ожидаемая скорость V_{S03IC} относится к свободному ходу).

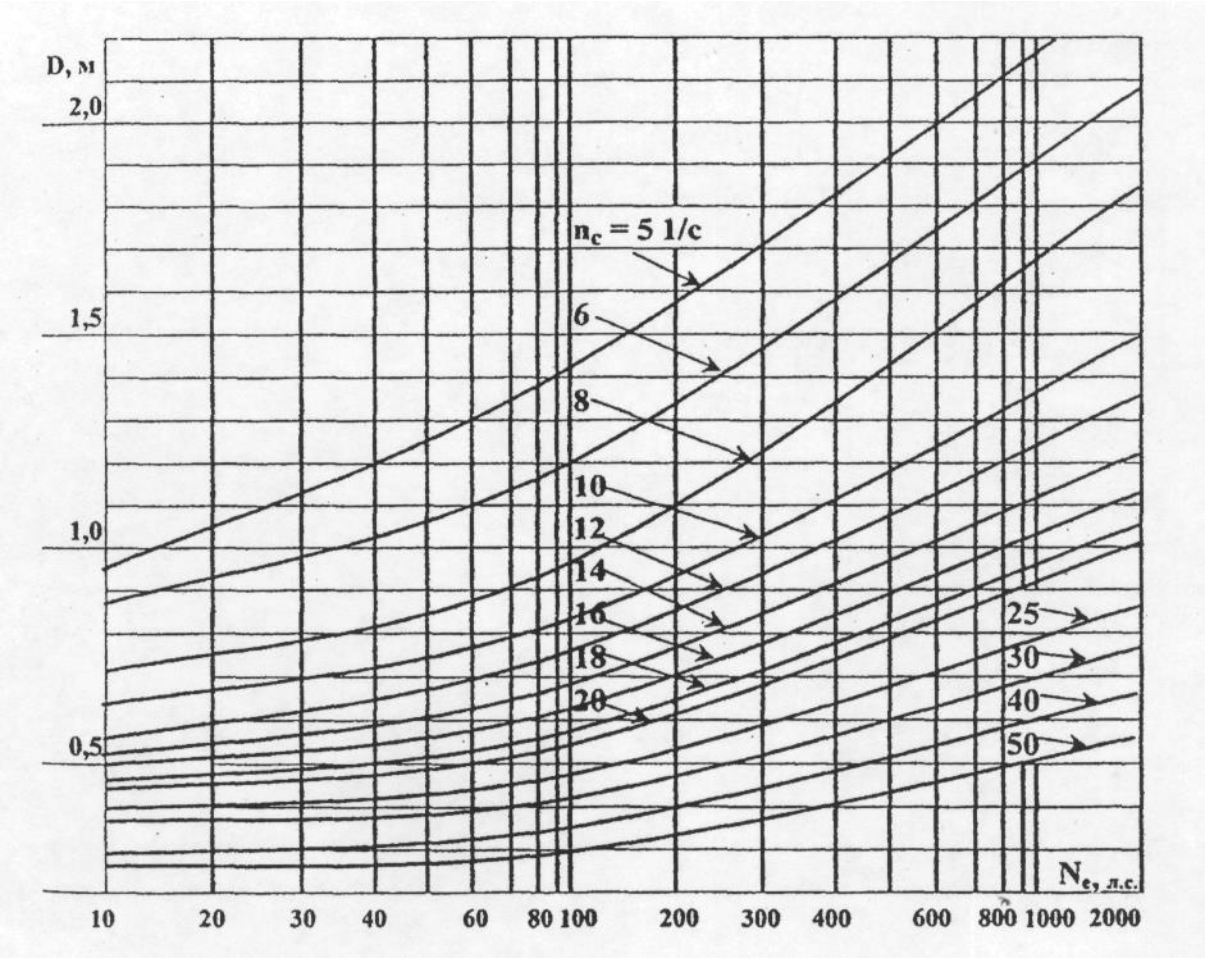


Рис. 2.64. Диаграмма диаметров ВРШ для средних и малых добывающих судов:

$$N_{e(л.с.)} = 0{,}736N_{e(кВт)}; N_{e(кВт)} = 1{,}36N_{e(л.с.)}$$

6. Подсчитывается коэффициент момента из условия использования полной мощности ГД

$$K_2 = \frac{N_{eн} \cdot \eta_в \cdot \eta_п}{2\pi \cdot \rho \cdot n_{вс}^3 \cdot D^5}$$

где $\rho = 1{,}025$ т/м^3.

7. Выбирается расчетная диаграмма из числа приведенных на рис. 2.60-2.62, и при V_{smin} определяются H_K/D; $\eta_д$; $\lambda_р$; $P_{e\,max}$ и $P_{e\,изб}$ в табл. 2.11, бланк которой приведен ниже.

8. Выписываются принятые и полученные расчетом элементы ВРШ, и выполняется проверка на отсутствие кавитации по формуле (2.57).

Второй этап расчета выполняется при соблюдении условия, что главный двигатель во всем диапазоне изменения скоростей свободного хода работает при номинальной мощности N_{eH}, кВт, и номинальной частоте вращения $n_н$, об/мин.

Таблица 2.11

Определение элементов ВРШ и максимальной силы тяги при ходе с орудием лова

Исходные и подсчитанные величины	$z=4;\ \theta=\ldots;\ W=\ldots;\ t=\ldots;\ i_2=\ldots;$ $\eta_в=\ldots;\ \eta_п=\ldots;\ D=\ldots$, м; $N_{ен}=\ldots$ кВт; $n_{вс}=\ldots$, 1/с			
№ п/п	Наименования расчетных величин	Обозначения и формулы	Размерности	Числовые значения
1	2	3	4	5
1	Скорость хода с орудием лова	$V_{s\,min}$	уз	
2	Скорость хода	$V=0{,}514V_{s\,min}$	м/с	
3	Относительная поступь винта	$\lambda_p=\dfrac{V(1-W)}{n_{вс}\cdot D}$	-	
4	Конструктивное шаговое отношение (по диаграмме)	$H_к/D=f(K_2;\lambda_p)$	-	
5	КПД изолированного винта (по диаграмме)	$\eta_p=f(K_2;\lambda_p)$	-	
6	КПД винта за корпусом судна	$\eta_д=\eta_p\cdot\dfrac{1-t}{1-W}$	-	
7	Тяга, развиваемая винтом	$P_e=\dfrac{\eta_д\cdot\eta_в\cdot\eta_п\cdot N_{ен}}{V(1-W)\cdot i_2}$	кН	
8	Избыточная тяга [R - с кривой $R=f(V_s)$]	$P_{e\,изб}=P_e-R$	кН	

Расчет производится по диаграммам, однотипным с приведенными на рис. 2.65 -2.67, построенным для постоянных значений z; θ и $H_к$ / D.

В этом этапе прежде всего выполняется расчет тяговой характеристики. Последовательность вычислений.

1. По принятым и полученным в первом этапе расчетов значениям z; θ и $H_к$ / D подбирается пара диаграмм с такими же или достаточно близкими элементами.

2. Задается ряд скоростей хода в диапазоне от нуля до возможной наибольшей, равной:

- для больших добывающих судов - 16 уз;
- для средних добывающих судов - 14 уз;
- для малых добывающих судов - 11 уз.

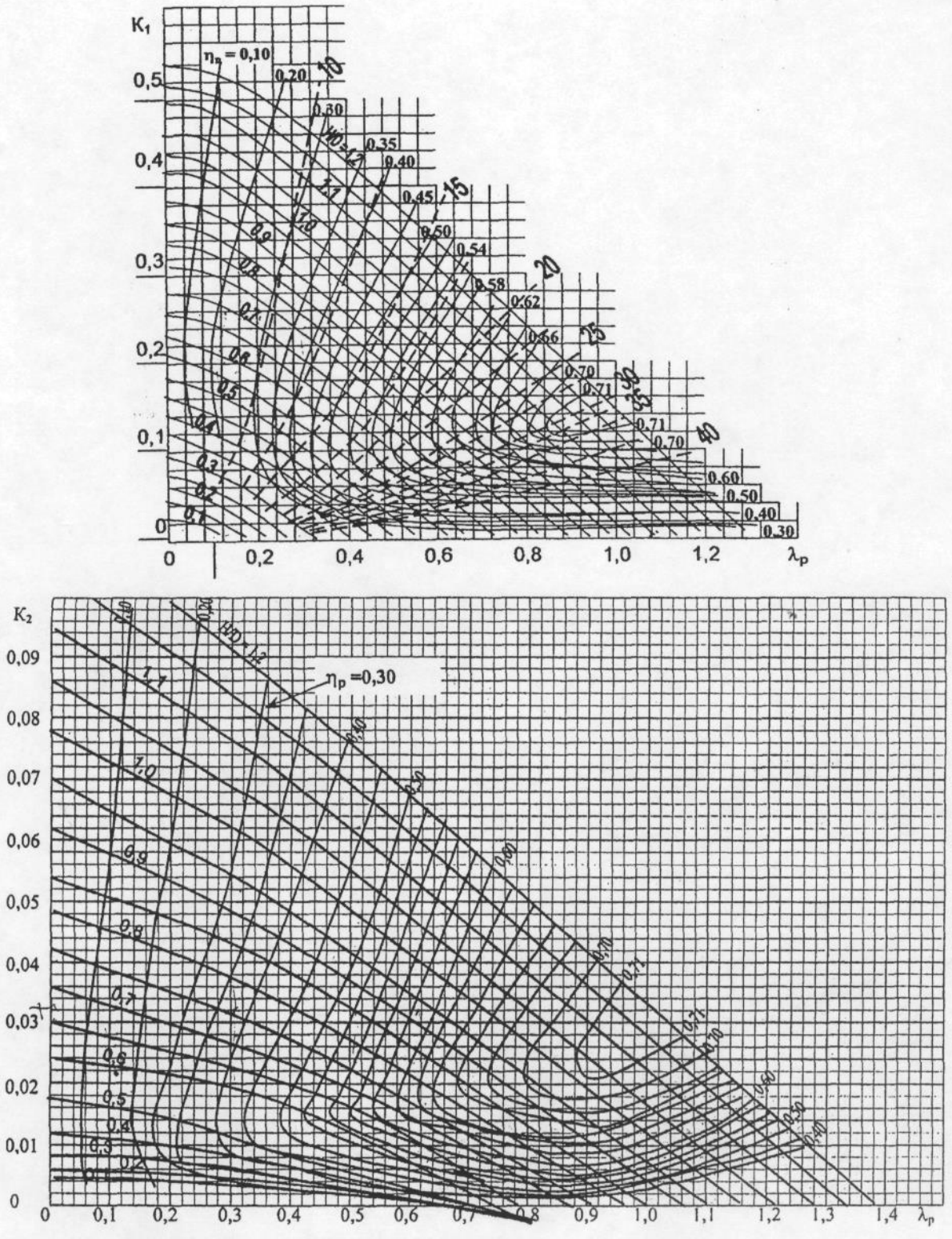


Рис. 2.65. Сводные диаграммы ВРШ с конструктивным шаговым отношением $H_к / D = 0{,}7; z = 4; \theta = 0{,}48$

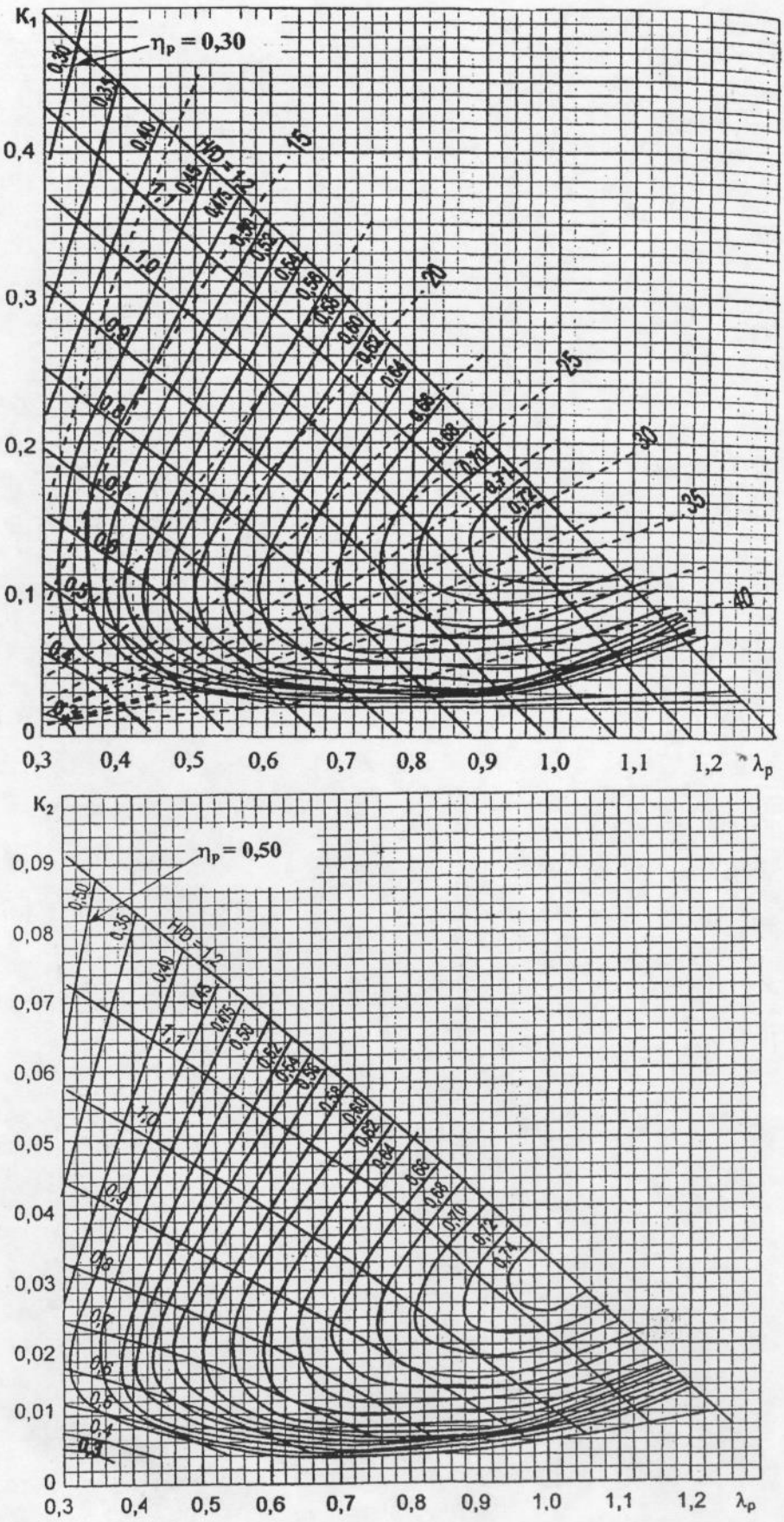


Рис. 2.66. Сводные диаграммы ВРШ с конструктивным шаговым отношением $H_к / D = 0{,}9;\ z = 4;\ \theta = 0{,}48$

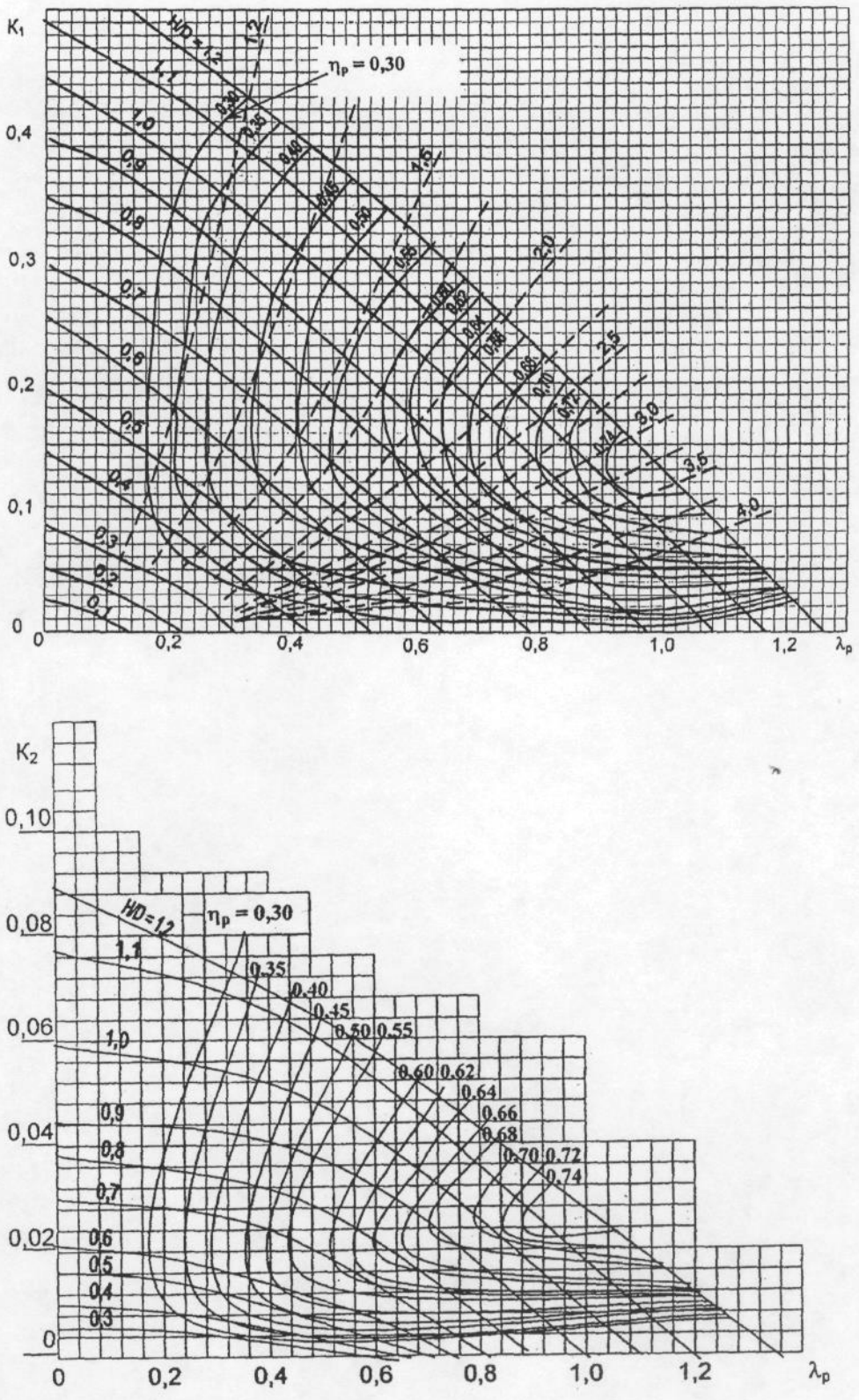


Рис. 2.67. Сводные диаграммы ВРШ с конструктивным шаговым отношением $H_к / D = 1{,}1;\ z = 4;\ \theta = 0{,}48$

3. По полученному в первом этапе расчетов коэффициенту момента K_2 с использованием выбранной пары диаграмм производятся необходимые вычисления в форме табл. 2.12, бланк которой приведен ниже.

Таблица 2.12

Расчет тяговой характеристики добывающего судна с ВРШ

Исходные величины	$z=4;\ \theta=\ldots;\ H_к / D=\ldots;\ W=\ldots;\ t=\ldots;$ $n_{вс}=\ldots,$ 1/с; $D=\ldots,$ м; $K_2=\ldots$									
№ п/п	Наименования расчетных величин	Обозначения и формулы	Размерности	Числовые значения						
1	Скорость хода судна	V_s	уз	0	…	…	…	…	V_{s6}	
2	Скорость хода	$V=0{,}514V_s$	м/с							
3	Относительная поступь винта	$\lambda_p=\dfrac{V(1-W)}{n_{вс}\cdot D}$	-							
4	***Установочное*** шаговое отношение (по диаграмме)	$H/D=f(K_2;\lambda_p)$	-							
5	КПД изолированного винта (по диаграмме)	$\eta_p=f(K_2;\lambda_p)$	-							
6	КПД винта за корпусом судна	$\eta_\partial=\eta_p\cdot\dfrac{1-t}{1-W}$	-							
7	Коэффициент упора винта (по диаграмме в осях K_1 - λ_p)	$K_1=f(H/D;\lambda_p)$								
8	Тяга, развиваемая винтом	$P_e=(1-t)\rho\cdot K_1\cdot n_{вс}^2\cdot D^4$	кН							
9	Избыточная тяга [R - с кривой $R=f(V_s)$]	$P_{e\,изб}=P_e-R$	кН							

4. По данным строк 1, 4, 8, 9 строятся графики, которые в совокупности с кривой буксировочного сопротивления $R = f(V_s)$ имеют вид, подобный рис. 2.68.

Тяговая характеристика позволяет решить ряд практически важных задач. Так, максимальная скорость свободного хода, определяемая из условия $P_e=R$, находится точкой пересечения кривых $P_e = f(V_s)$ и $R = f(V_s)$, а необходимое для этого установочное шаговое отношение - точкой пересечения вертикали с кривой $H / D = f(V_s)$.

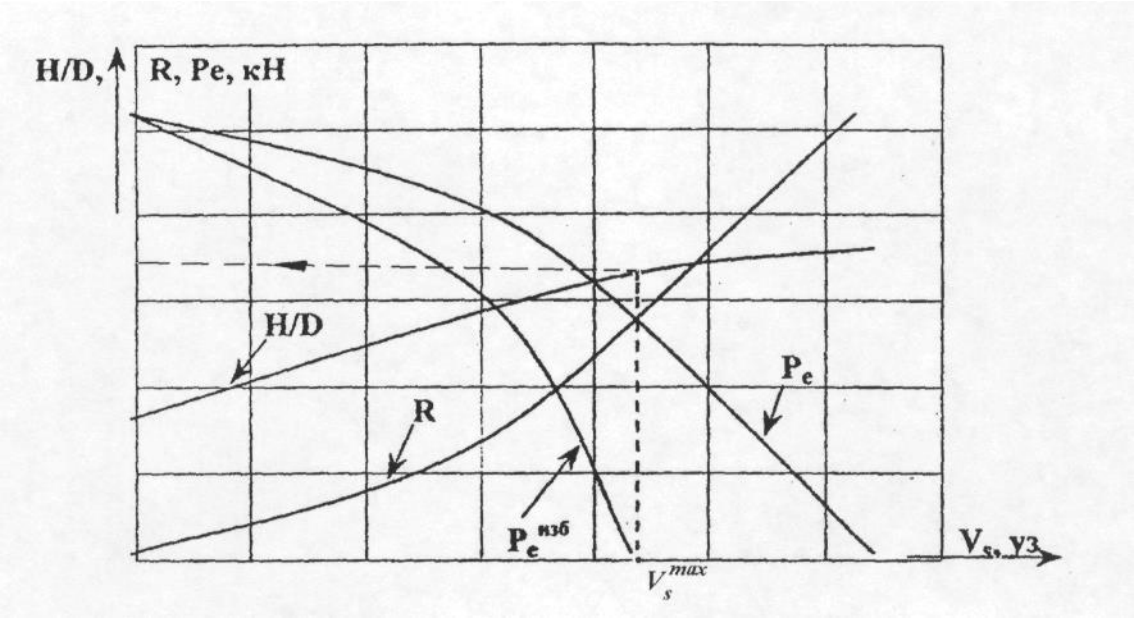


Рис. 2.68. Тяговая характеристика судна с ВРШ

Чтобы определить скорость хода с орудием лова и необходимое при этом значение установочного шагового отношения, достаточно нанести кривую сопротивления орудия лова и найти точку ее пересечения с кривой $P_{e\,изб} = f(V_s)$.

Однако сопротивление орудий лова известно далеко не всегда. Поэтому значение шага может быть определено на основании показаний датчика перегрузки двигателя.

На некоторых типах траулеров в систему трала включаются динамометры или устанавливаются штатные упоромеры, дающие данные для пользования тяговой характеристикой.

Во втором этапе расчетов помимо тяговой характеристики определяются также ходовые качества судна с ВРШ.

Цель расчета состоит в определении соотношения между частотой вращения винта и его установочным шаговым отношением, обеспечивающими при заданной скорости хода наиболее высокий КПД или наименьший расход топлива.

Исходными данными для расчета служат:

- по корпусу судна - кривая буксировочного сопротивления $R = f(V_s)$;
- по винту - его геометрические элементы z; D; θ; H_K/D и секундная частота вращения $n_{вс}$;
- по главному двигателю - эффективная мощность N_{eH} и универсальная диаграмма удельных расходов топлива;
- коэффициенты взаимодействия комплекса ***винт - корпус судна - главный двигатель*** W; t; i_2; $\eta_в$; $\eta_п$.

Здесь рассматривается схема расчета для случая свободного хода судна, но ее можно использовать и для хода с орудием лова, прибавив к R его сопротивление.

Последовательность расчета.

1. По значениям элементов ВРШ - z; θ, $H_к$ / D выбирается пара расчетных диаграмм (см. рис. 2.65 —2.67).

2. Задается 4...5 значений скорости хода и частоты вращения винта в диапазоне от $n_{в\ min}$ до $n_{вн}$.

3. Производятся необходимые вычисления в форме табл. 2.13.

Таблица 2.13

Расчет ходовых качеств судна с ВРШ

№ п/п	Наименования расчетных величин	Обозначения и формулы	Размерности	Числовые значения			
1	Скорость свободного хода	V_s	уз	V_{s1}	…	…	V_{s4}
2	Сопротивление движению (см. ч.1 пособия)	$R = f(V_s)$	кН				
3	Упор, развиваемый винтом	$P = R/(1-t)$	кН				
4	Скорость потока воды в диске гребного винта	$V_p = 0{,}514V_s(1-W)$	м/с				
5	Частота вращения винта	$n_{вс}$	1/с				
6	Коэффициент упора	$K_1 = P/\rho \cdot n_{вс}^2 \cdot D^4$					
7	Относительная поступь винта	$\lambda_p = V_p / n_{вс}^2 \cdot D$	-				
8	Установочное шаговое отношение (по диаграмме)	$H/D = f(K_1; \lambda_p)$	-				
9	Коэффициент момента (по диаграмме)	$K_2 = f(H/D; \lambda_p)$	-				
10	Потребная мощность главного двигателя	$N_e = \frac{2\pi \cdot \rho \cdot n_в^3 \cdot D^5}{\eta_в \cdot \eta_п \cdot i_2}$	кВт				
11	Часовой расход топлива	$G = f(N_e \cdot n_в)$	кг/ч				

По данным этой таблицы строится совокупность графиков, называемых диаграммой нагрузки главного двигателя (рис. 2.69), где представляются зависимости $N_e = f(n_B)$ при разных сочетаниях установочных шаговых отношений H / D и скоростей хода V_s. На диаграмму наносится также кривая минимального расхода топлива $G_{min} = f(N_e;n_B)$, для построе-

ния которой необходимо по данным табл. 2.13 промежуточное построение зависимостей $G_{min} = f(n_в)$ при $V_{si} = const$.

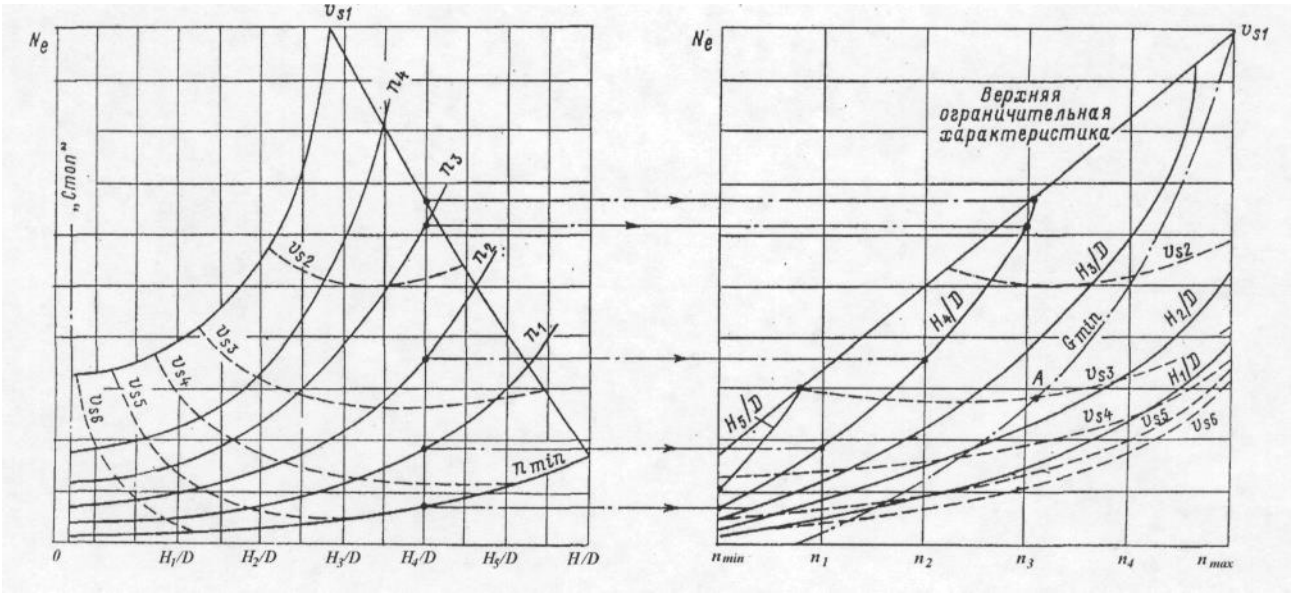


Рис. 2.69. Диаграмма нагрузки двигателя

Кривые построенной диаграммы позволяют решить целый ряд задач, практически важных в эксплуатации. Так, для любой скорости хода во всем диапазоне ее изменения можно выбрать такое сочетание HID и $n_в$, при котором будет иметь место минимальный расход топлива (точка А на пересечении кривой V_{si} с G_{min}). Проходящая через точку А кривая H_i/D дает нужное установочное шаговое отношение, а проекции этой точки на координатные оси дают значения нужной частоты вращения и наименьшей потребной мощности главного двигателя.

2.10. КОМПЛЕКС ГРЕБНОЙ ВИНТ - НАПРАВЛЯЮЩАЯ НАСАДКА

Комплекс (рис. 2.70) представляет собой спрофилированное кольцо, продольные сечения которого имеют форму профиля крыла. Внутри кольца соосно с ним помещен гребной винт, края лопастей которого имеют небольшой зазор с внутренней поверхностью кольца.

Такая конструкция позволяет повысить пропульсивные качества судна. Однако это будет иметь место до тех пор, пока потери на создание осевых вызванных скоростей набегающего потока и от перетекания воды с нагнетательной на засасывающую поверхность у краев лопастей не станут больше потерь мощности на преодоление сопротивления самой насадки.

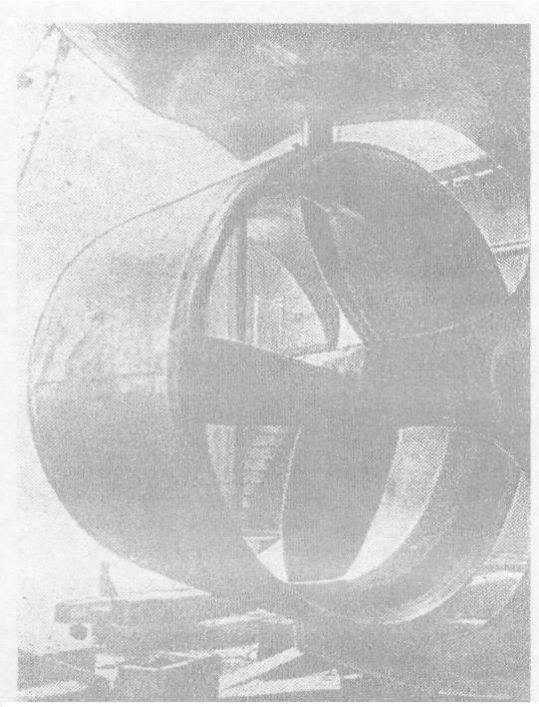


Рис. 2.70. Направляющая насадка на теплоходе

Насадка конструктивно может быть выполнена либо жестко связанной с корпусом судна, т.е. неподвижной, либо поворотной, когда она устанавливается на баллере и может поворачиваться на оба борта до 40°, заменяя собой руль.

Эффект применения насадки состоит в том, что на ее теле, имеющем в своих сечениях крыловые формы, создается дополнительный упор, величина которого достигает при больших нагрузках на винт 30.. .40 % от упора без наличия насадки.

Наличие дополнительного упора приводит к тому, что при увеличении сопротивления в процессе эксплуатации судна или при необходимости иметь нужную силу тяги для буксировки, гребной винт не «утяжеляется», и поэтому главный двигатель работает при номинальных значениях мощности и частоты вращения.

Указанные обстоятельства обусловили установку направляющих насадок практически на всех морских буксирах, а также на рыболовных траулерах. В последнее время они устанавливаются и на крупных танкерах.

Помимо получения дополнительного упора комплекс винт - насадка имеет и такие достоинства:

- насадка является своеобразным демпфером при работе гребного винта на волнении, сглаживая колебания сил на его лопастях;
- насадка в значительной мере ограждает винт, уменьшая вероятность поломки лопастей от ударов;
- осенесимметричные насадки с переменными профилями сечений по кольцу существенно снижают нестационарные гидродинамические силы, передаваемые от винта на валопровод.

2.10.1. Принцип действия насадки и ее конструктивные элементы

Возникновение дополнительного упора на насадке объясняется следующим образом (рис. 2.71). Поскольку каждый элемент крылового профиля корпуса насадки работает как крыло, обтекаемое потоком 1 под углом атаки а, то на нем возникают подъемная сила ΔУ и сила профильного сопротивления ΔХ, направленные перпендикулярно и вдоль вектора средней скорости натекающего потока. Результирующая гидродинамической силы ΔR_H при ее разложении дает вертикально направленную силу ΔQ и горизонтальную ΔP_H, направленную вдоль движения судна. Сумма всех сил ΔP_H определяет собой величину силы засасывания, или упора насадки - $P_н$- При этом упор комплекса $P_к$ получается равным

$$P_к = P + P_н$$

где Р - упор, создаваемый винтом при его работе в насадке.

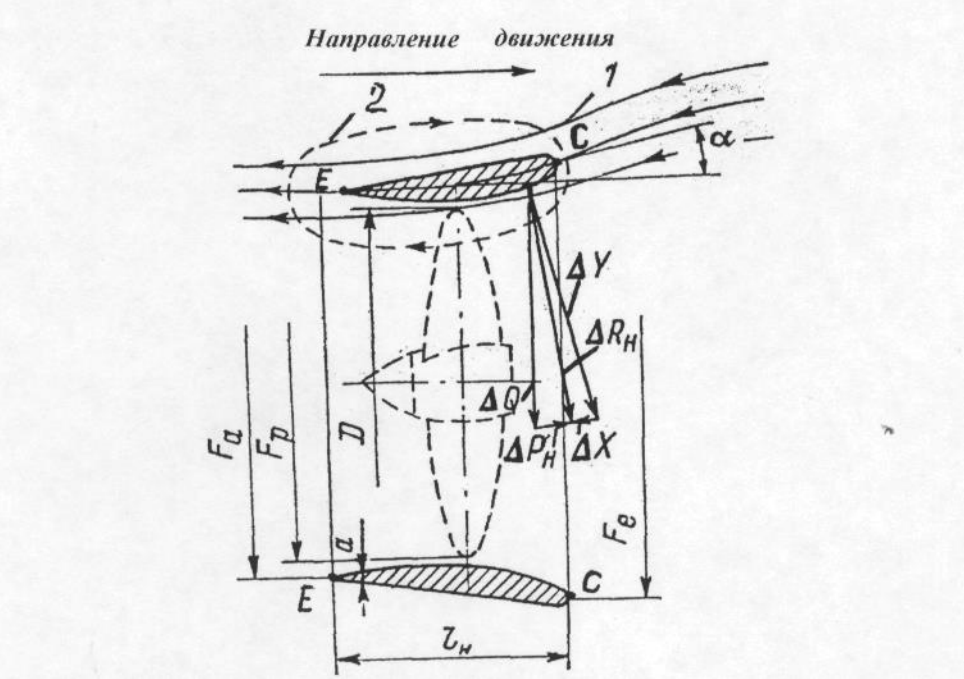


Рис. 2.71. Силы, возникающие на направляющей насадке, и ее геометрические элементы

Составляющая ΔQ, направленная по радиусу внутрь кольца насадки, вызывает ее сжатие. Однако в среднем эти силы взаимно уравновешиваются и воспринимаются корпусом насадки.

Циркуляционный поток 2 приводит к увеличению скорости протекания воды через диск винта, что вызывает рост его относительной поступи и повышение КПД комплекса, особенно в случаях резко ограниченного диаметра.

Геометрическая форма насадки в обозначениях рис. 2.71 определяется следующими элементами.

1. Площадь рабочего сечения насадки, в м

$$F_н = \frac{\pi}{4}(D + 2\pi)^2,$$

т.е. площадь поперечного сечения насадки в наиболее узком ее месте, где размещается гребной винт. Здесь зазор а между концами лопастей и внутренней поверхностью насадки обычно принимается равным а = 0,01 м.

2. Площадь входного сечения насадки F_e, м^2. Это площадь, ограниченная входной кромочной линией, т.е. окружностью, образованной точками С.

3. Площадь выходного сечения насадки F_a, м . Это площадь, ограниченная выходной кромочной линией, т.е. окружностью, образованной точками Е.

4. Длина насадки 1_H, м, т.е. расстояние от входящей кромки С профиля ее сечения до выходящей Е.

5. Наибольшая толщина профиля насадки е, мм, которая обычно находится на расстоянии 0,3 длины хорды профиля СЕ от входящей кромки С.

В качестве безразмерных характеристик геометрии насадки используются:

- коэффициент раствора $\alpha = F_e / F_H$;
- коэффициент расширения $\beta = F_a / F_H$;
- относительная длина $\bar{l}_н = 1_H / D$;
- относительная толщина $\bar{e} = e / CE$.

Анализ результатов серийных испытаний моделей комплекса ***винт - насадка*** позволил сделать следующие выводы [14].

1. Для каждого режима работы комплекса существует оптимальная относительная длина $\bar{l}_н$ насадки, уменьшающаяся по мере снижения коэффициента на грузки винта.

2. Оптимальный диаметр D гребного винта в насадке на 10... 15 % меньше,
чем у «открытого».

3. При заданных $\bar{l}_н$ и $\bar{e}$ эффективность работы комплекса определяется главным образом величиной коэффициента расширения насадки β . Коэффициент же ее раствора α влияет в основном на сопротивление насадки.

4. Увеличение зазора а между лопастью и стенкой насадки приводит к уменьшению КПД комплекса по следующим причинам:

- некоторая часть воды, протекающей через насадку, не обрабатывается винтом, что приводит к снижению упора насадки;
- усиливается перетекание воды через зазор, что приводит к росту концевых потерь у гребного винта.

5. Применение усеченного контура лопастей для винта в насадке позволяет снизить его оптимальный диаметр до 20 % по сравнению с винтом, имеющим закругленный контур лопастей.

6. Форма лопастных сечений винта мало влияет на эффективность его работы в насадке.

2.10.2. Выбор элементов насадки и гидромеханических характеристик взаимодействия комплекса винт - насадка - корпус судна

Вопрос о выборе наивыгоднейшей длины насадки решается экспериментальным путем. Относительная ее длина $\bar{l}_н = 1_Н / D$ в начальной стадии проектирования определяется по графику (рис. 2.72, а) в зависимости от коэффициента нагрузки комплекса

$$K'_d = V_e \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p}{P_e}}$$

где V_e - расчетная скорость поступательного перемещения комплекса относительно воды при работе за корпусом судна, м/с; P_e - полезная тяга комплекса, кН; D - диаметр гребного винта комплекса, м; p = 1025 кг/м - плотность забортной воды.

Соотношения между длиной входной и выходной частями насадки рекомендуется [14] принимать равными:

- для буксиров - $1_{вх} = 0{,}40l_н$ и $1_{вых} = 0{,}60l_н$;
- для транспортных судов - $1_{вх} = 0{,}3\ 51_н$ и $1_{вых} = 0{,}65l_н$.

Наиболее приемлемые значения коэффициентов раствора а и расширения β могут быть получены по рис. 2.72, б.

Графики рис. 2.72 получены В.К. Турбалом на основании экспериментов.

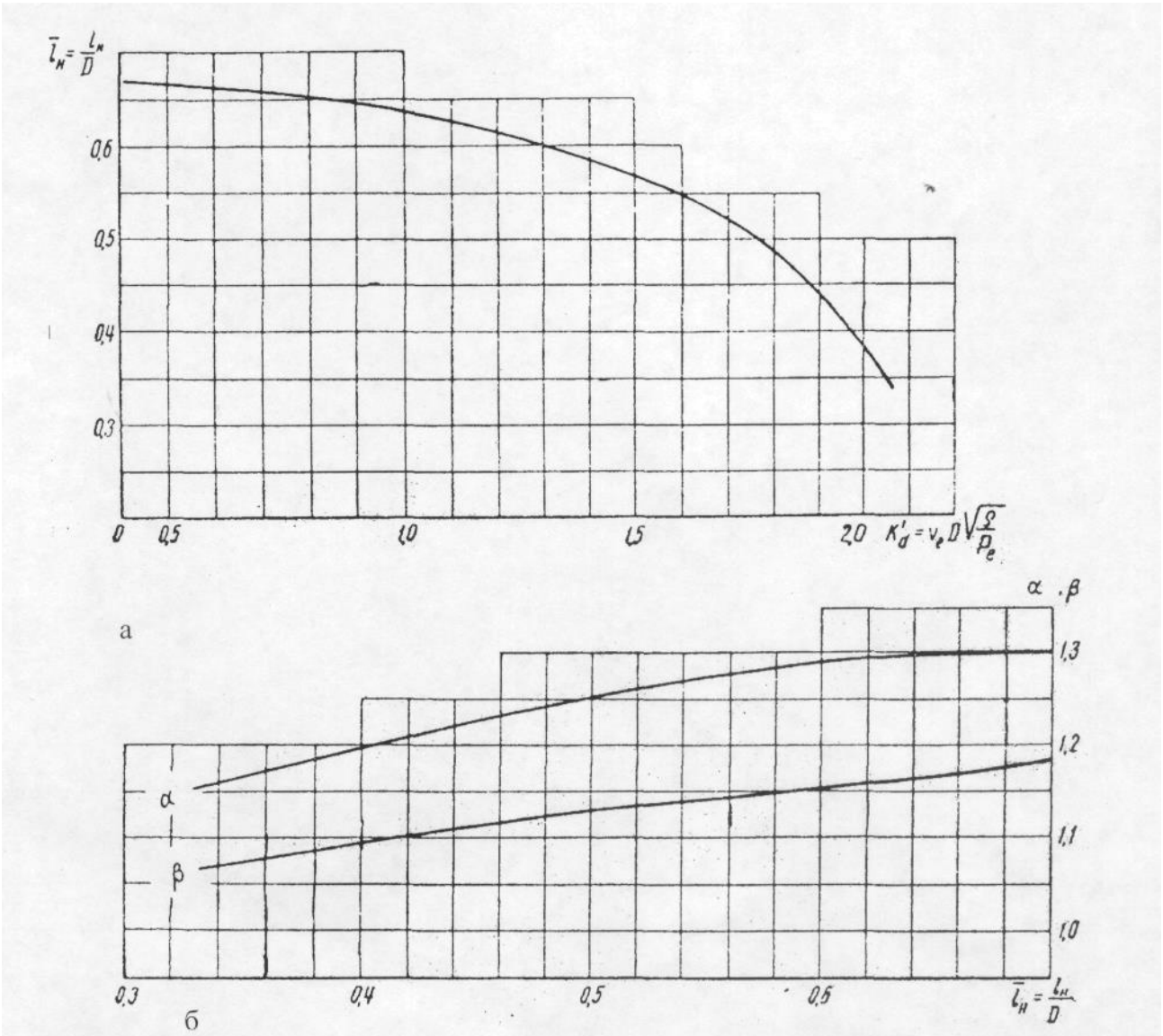


Рис. 2.72. Графики для выбора оптимальных геометрических элементов насадки

Для построения профиля продольного сечения насадки используются вспомогательные графики, подобные приведенным в [14] на с. 330.

Гидромеханические характеристики взаимодействия движительного комплекса винт - насадка - корпус судна приближенно принимаются равными:

- коэффициент потенциального встречного потока насадки - $W_H = \beta - 1$;
- коэффициент попутного потока трения - $W_f = (0{,}5...0{,}7)_* W$, где W - коэффициент попутного потока при работе «открытого» гребного винта (см. подп. 2.9.4.1 и 2.9.4.2).

Коэффициент засасывания комплекса t_K для любого ходового режима определяется по графикам $t_K = f(t_{OK}, \sigma_K)$ рис. 2.73. Однако для пользования ими необходимо знать значение коэффициента засасывания при работе комплекса на швартовах, который определяется по формуле

$$t_{ок} = 2{,}24 \bullet \bar{l}_н^2 \bullet \sqrt{\alpha}\left(\sqrt{1 + \frac{1}{1{,}3 \bullet \bar{l}_н^2}} - \right) + 0{,}6 \bullet W - 1, \qquad (2.58)$$

и коэффициента нагрузки комплекса по упору

$$\sigma = \frac{2P_к}{p \cdot V_e^2 F_p} = \frac{8P(1+t_к)}{\pi \cdot p[0{,}514 \cdot V_s(1-W_f)]^2 \cdot D^2}$$

2.10.3. Расчет винта в насадке по диаграммам для изолированных гребных винтов

Диаграммы для ВФШ см. рис. 2.47—2.55.

Диаграммы для ВРШ см. рис. 2.65 —2.67.

При использовании этих диаграмм необходимо учитывать следующие условия.

1. Под скоростью поступательного перемещения винта в насадке следует понимать скорость эквивалентного движителя, определяемую с помощью графиков рис. 2.75.

2. В величину коэффициента упора K_1 следует вводить поправку, учитывающую уменьшение концевых потерь при работе винта в насадке, которая определяется по диаграмме рис. 2.76. С ее учетом

$$K_1 = \frac{\pi}{8} \cdot (æ\sigma_p)_* \lambda_p^2$$

и связан с действительным упором P винта в насадке зависимостью

$$K_1 = æ \frac{P}{p \cdot n_c^2 \cdot D^4}$$

3.Действительная относительная поступь $Л'_p$ винта в насадке равна

$$\lambda'_p = a_* \lambda p \approx 1{,}05\lambda_p.$$

4. Мощность, потребляемая винтом при работе в насадке, равна

$$N_p = \frac{p}{2}\sigma_p F_p \frac{V_p^3}{\eta_p}$$

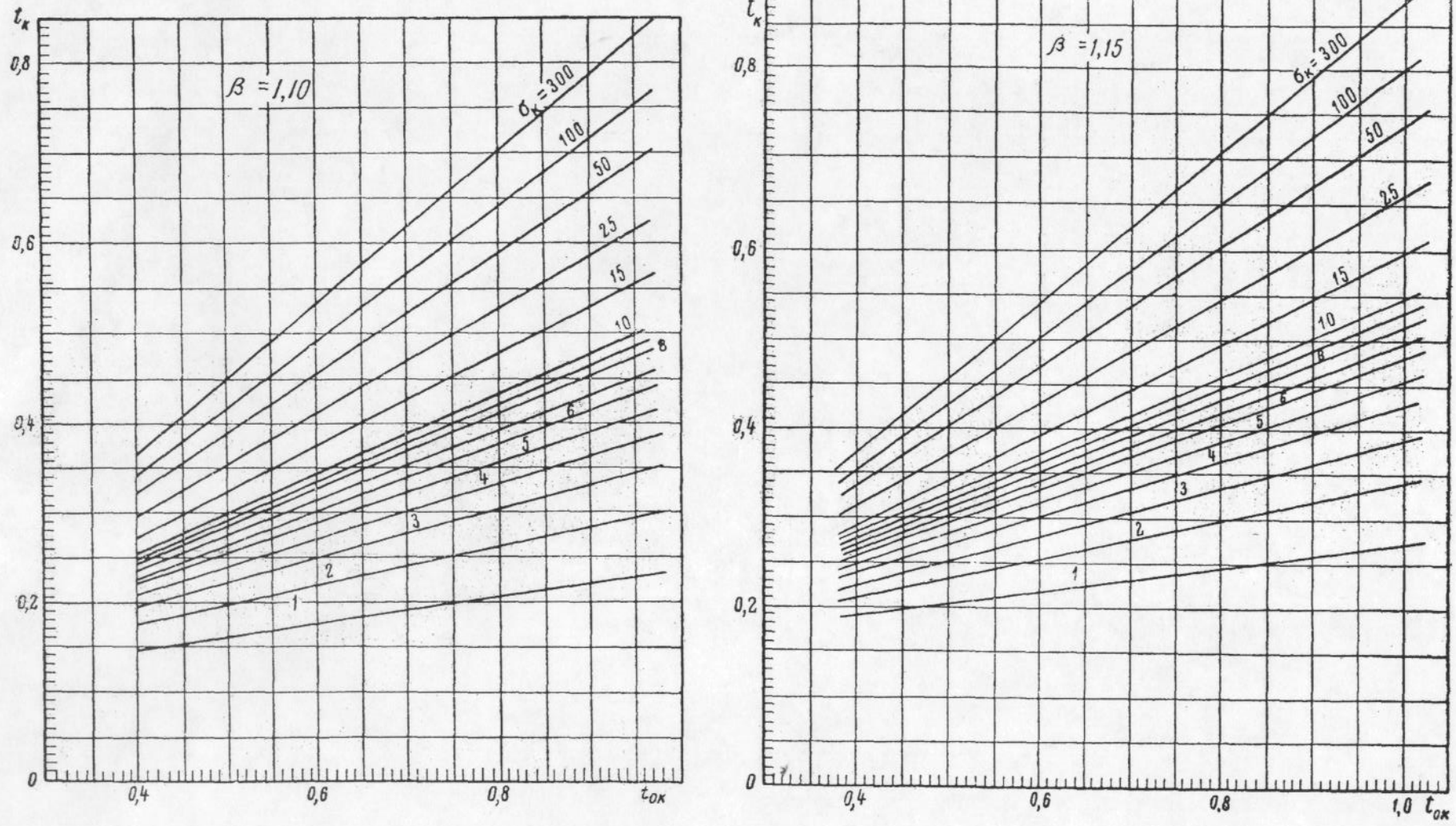


Рис. 2.73. Коэффициенты засасывания комплекса ***винт - насадка*** на рабочих режимах

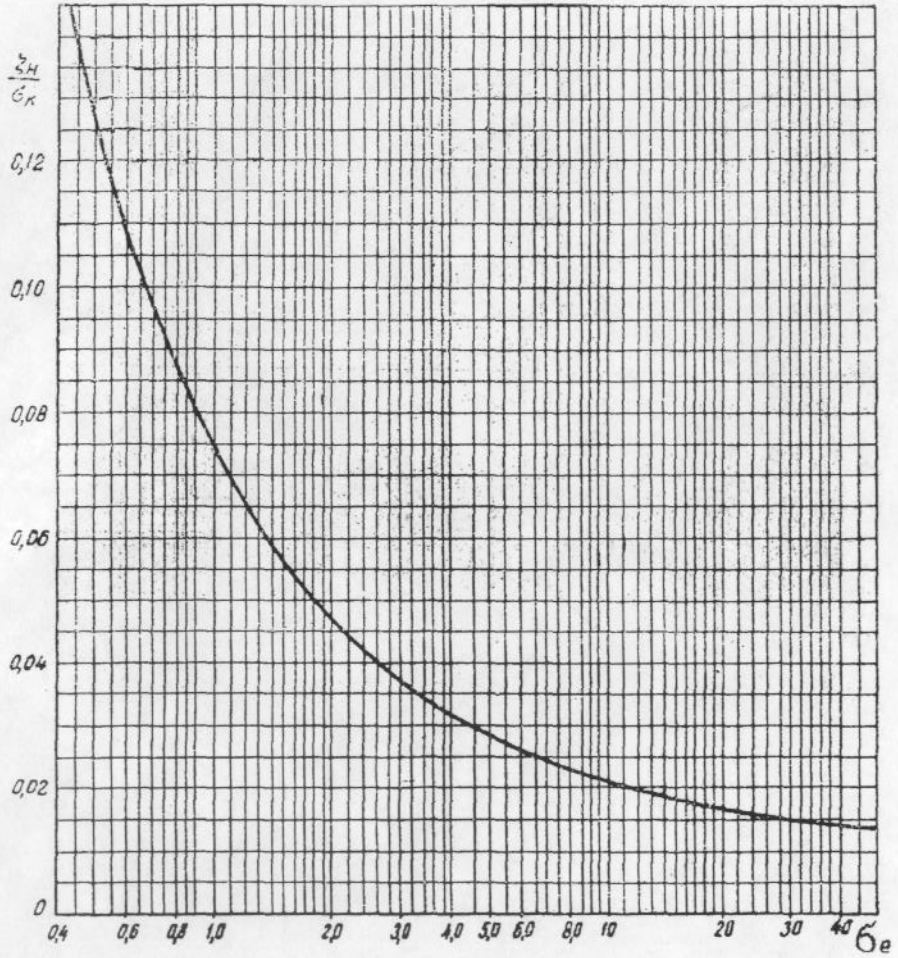


Рис. 2.74. Относительный коэффициент сопротивления насадки

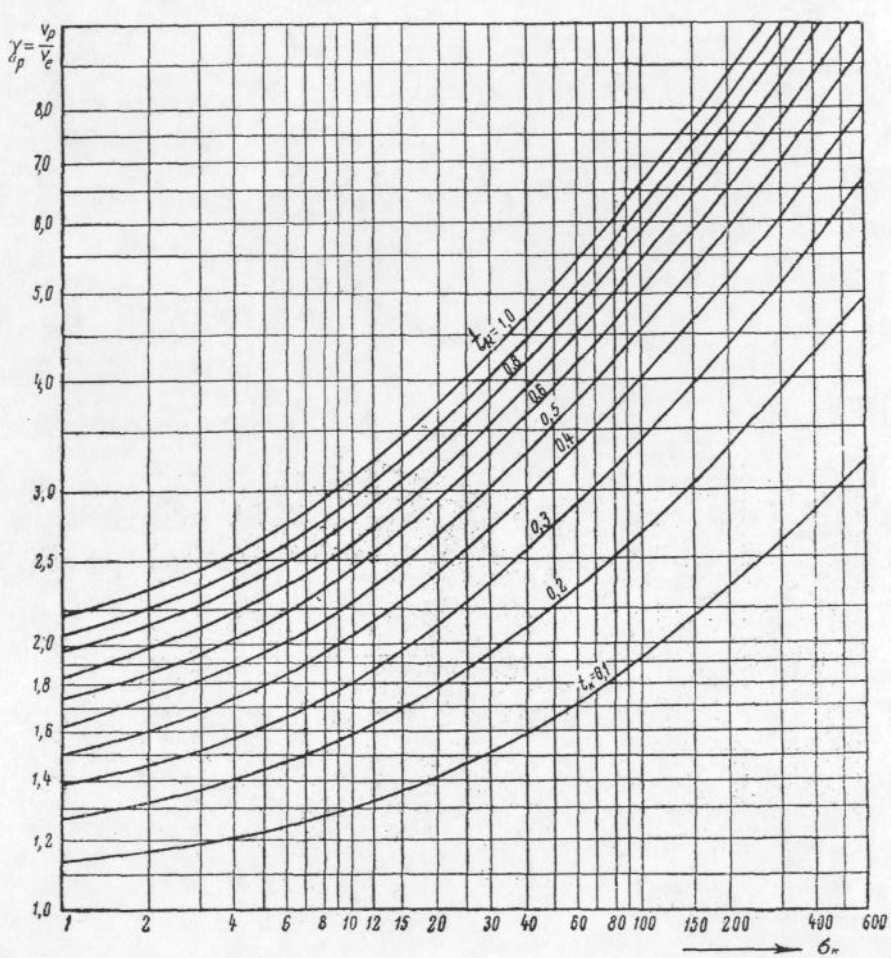


Рис. 2.75. Относительная расчетная скорость винта в насадке

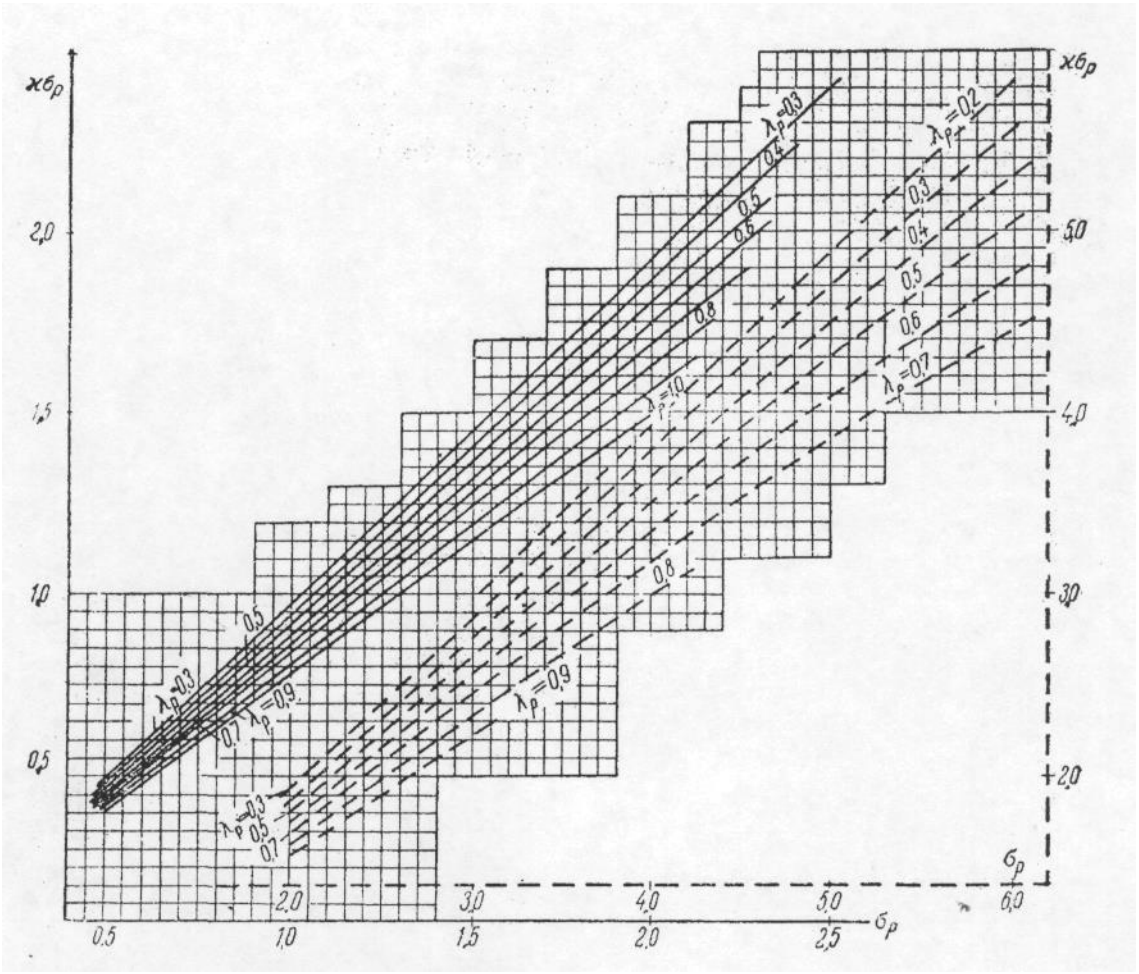


Рис. 2.76. Поправки на уменьшение концевых потерь при работе винта в насадке (сплошные линии относятся к значениям а $< 2,0$, а пунктирные - к $< J_p > 2,0$)

2.10.3.1. Определение элементов гребного винта в насадке для транспортного и буксирного судна при выборе главного двигателя

Целью расчета является определение необходимой мощности и частоты вращения главного двигателя, обеспечивающих достижение судном заданной скорости хода.

Исходные данные:

- заданная скорость хода судна V_s, уз;
- элементы корпуса судна: L, м; B, м; d, м; Δ, т; $C_в$;
- кривая буксировочного сопротивления $R = f(V_s)$.

Схема расчета.

1.По кривой $R = f(V_s)$ определяется тяга винта $P_e = R$.

2. Определяется скорость поступательного перемещения комплекса ***винт - насадка - корпус судна***, в м/с

$$V_e = V(1 - W_f) = 0,514V_s(1 - 0,6W),$$

где W - см. подп. 2.9.4.1.

3. Определяется относительная длина насадки $1_Н$ и ее коэффициенты раствора и расширения α и β (см. подп. 2.10.2).

4. По формуле (2.58) подсчитывается коэффициент засасывания $t_{ОК}$ на швартовах.

5. Задаются значения КПД валопровода $\eta_в$ и передачи $\eta_п$.

6. Задается диапазон изменения частоты вращения гребного вала.

7. Принимается число лопастей - z.

8. Дисковое отношение θ_{min} в начальной стадии проектирования движительного комплекса винт - насадка ориентировочно может быть принято согласно рекомендациям, приведенным в подп. 2.9.2. Однако значение θ_{min}, полученное по формуле (2.55), целесообразно увеличить примерно на 0,15.. .0,20, поскольку при одинаковой нагрузке винта по упору кавитация его в насадке наступает раньше, чем у «открытого».

Развитие эрозионных разрушений краев лопастей и внутренней обшивки насадки наиболее вероятно при увеличении зазора a > 0,015R, при H/D >1,2 и нагрузки комплекса по упору $\sigma_к > 3$.

9. Выбирается соответствующая расчетная диаграмма с принятыми z и 0 и дальнейший расчет производится в форме табл. 2.14, бланк которой приведен ниже.

Таблица 2.14

Расчет винта в насадке при выборе главного двигателя

Исходные и подсчитанные величины	$z = \ldots;\ \theta = \ldots;\ V_c = \ldots$ м/с; $Pe = = \ldots$ кН; $t_{ок} = \ldots;$ $\rho = 1{,}025$ т/м^3; $\bar{l}_н = \ldots;\ \alpha = \ldots;\ \beta = \ldots;\ \eta_в = \ldots;\ \eta_п = \ldots$									
№ п/п	Наименования расчетных величин	Обозначения и формулы	Размерности	Числовые значения						
1	2	3	4	5						
1	Частота вращения винта	n_c	1/с	n_{c1}	…	…	…	…	n_{c2}	
2	Оптимальный диаметр винта в насадке (по формуле В.М.Лаврентьева)	$D_{opt} = \frac{1{,}45}{\sqrt{n_c}} \sqrt[4]{\frac{P_e}{\rho}}$	м							
3	Коэффициент нагрузки комплекса ***винт-насадка-корпус судна*** по тяге	$\sigma_e = \frac{8P_e}{\rho \cdot \pi \cdot V_e^2 \cdot D_{opt}^2}$	-							
4	Относительный коэффициент сопротивления насадки (по рис. 2.74)	$\frac{\zeta_н}{\sigma_к} = f(\sigma_e)$	-							

Окончание табл. 2.14

1	2	3	4	5					
5	Коэффициент нагрузки комплекса ***винт-насадка***	$\sigma_к = \frac{\sigma_e}{1 - \frac{\zeta_н}{\sigma_к}}$	-						
6	Коэффициент засасывания комплекса (по рис. 2.73)	$t_к = f(t_{ок}; \sigma_к)$	-						
7	Относительная расчетная скорость винта в насадке (по рис. 2.75)	$\gamma_p = V_p / V_e = f(\sigma_к; t_к)$	-						
8	Относительная поступь комплекса ***винт-насадка-корпус судна***	$\lambda_e = V_e / n_c \cdot D_{opt}$	-						
9	Относительная поступь изолированного гребного винта	$\lambda_p = \gamma_p \cdot \lambda_e$	-						
10	Коэффициент нагрузки изолированного винта	$\sigma_p = \frac{\sigma_к}{(1 + t_к) \cdot \gamma_p^2}$	-						
11	Поправка на уменьшение концевых потерь винта в насадке (по рис. 2.76)	$æ \cdot \sigma_p = f(\lambda_p, \sigma_p)$	-						
12	Диаграммное значение коэффициента упора, т.е. изолированного гребного винта	$K_1 = 0{,}393\ (æ\sigma_p)\ \lambda_p^2$	-						
13	Шаговое отношение винта (по расчетной диаграмме)	$H / D = f(K_1; \lambda_p)$	-						
14	КПД винта (по расчетной диаграмме)	$\eta_p = f(K_1; \lambda_p)$	-						
15	Мощность, подведенная к винту	$N_p = 0{,}393\sigma_p \frac{(\gamma_p V_e)^3}{\eta_p} D_{opt}^2$	кВт						
16	Потребная мощность главного двигателя	$N_e = \frac{N_p}{\eta_в \cdot \eta_п}$	кВт						

Построив далее графические зависимости $N_e=f(n_c)$, $D_{opt}=f(n_c)$, $H/D=f(n_c)$, определяют ориентировочные значения этих характеристик по условию возможности размещения движительного комплекса за кормой судна, т.е. при $D_{opt} = D_{пр}$

2.10.3.2. Определение элементов гребного винта в насадке для буксира при расчете максимальной тяги

Целью расчета является определение элементов гребного винта в насадке, обеспечивающего достижение наибольшей тяги на гаке при заданной скорости буксировки и полном использовании мощности установленного на буксире главного двигателя.

Исходные данные:

- заданная скорость буксировки V_s, уз;
- элементы корпуса судна: L, м; B, м; d, м; Δ, т; $C_в$;
- кривая буксировочного сопротивления с возом $R = f(V_s)$;
- характеристики главного двигателя N_e, кВт, и n_c, 1/с.

1. В соответствии с указаниями подп. 2.10.2 определяются конструктивные элементы насадки $\bar{l}_н$; α; β и характеристики взаимодействия комплекса ***винт-насадка-корпус буксира*** t_{OK}; Wf; W_K.

2. Подсчитывается скорость поступательного перемещения комплекса, в м/с

$$V_e = 0{,}514 * V_S(1 - 0{,}7W),$$

где W- см. подп. 2.9АЛ.

3. Принимаются значения КПД валопровода $\eta_В$ и передачи $\eta_п$ в зависимости от места расположения МО и типа передачи мощности.

4. Задается ряд значений коэффициента нагрузки $a_к$ комплекса винт - насадка.

5. В соответствии с указаниями подп. 2.9.2 производятся выбор числа лопастей z и определение дискового отношения θ_{min} .

6. Выбирается соответствующая расчетная диаграмма с принятыми z и θ_{min}. Указанное на выбранной диаграмме в должно быть больше θ_{min} на 0,1.. .0,2 во избежание кавитации лопастей винта и внутренней обшивки насадки.

7. Рассчитываются элементы гребного винта в насадке последовательными приближениями в форме табл. 2.15, бланк которой приводится ниже.

Таблица 2.15

Расчет винта в насадке, обеспечивающего наибольшую тягу буксира

Исходные и подсчитанные величины	$N_e = \ldots$ кВт; $n_c = \ldots$1/с; $V_e = \ldots$; $\rho = 1025$ кг/м^3; $\bar{l}_н = \ldots$; $\alpha = \ldots$; $\beta = \ldots$; $t_{ок} = \ldots$; $\eta_в = \ldots$; $\eta_п = \ldots$; $z = \ldots$; $\theta = \ldots$								
№ п/п	Наименования расчетных величин	Обозначения и формулы	Размерности	Числовые значения					
1	2	3	4	5					
1	Коэффициент нагрузки комплекса	$\sigma_к$	-	$\sigma_{к1}$	…	…	…	…	$\sigma_{к6}$

Окончание табл. 2.15

1	2	3	4	5					
2	Коэффициент засасывания комплекса (по рис. 2.73)	$t_к = f(t_{ок}; \sigma_к)$	-						
3	Относительная расчетная скорость винта в насадке (по рис. 2.75)	$\gamma_p = V_p / V_e = f(\sigma_к; t_к)$	-						
4	Расчетная скорость потока в диске винта	$V_p = \gamma_p \cdot V_e$	м/с						
5	Коэффициент нагрузки винта по потребляемой мощности при постоянной частоте вращения	$K_n'' = 0{,}523 \frac{V_p}{\sqrt{n_c}} \sqrt[4]{\frac{\rho V_p}{N_e \eta_в \eta_п}}$	-						
6	Относительная поступь винта (по расчетной диаграмме)	$\lambda_p = f(K_n'')$	-						
7	Оптимальный диаметр винта	$D_{opt} = \frac{V_p}{1{,}05 \cdot n_c \cdot \lambda_p}$	м						
8	Коэффициент нагрузки изолированного винта	$\sigma_p = \frac{\sigma_к}{(1 + t_к) \cdot \gamma_p^2}$	-						
9	Поправка на уменьшение концевых потерь винта в насадке (по рис. 2.76)	$æ \cdot \sigma_p = f(\lambda_p, \sigma_p)$	-						
10	Коэффициент упора изолированного гребного винта	$K_1 = (æ \cdot \sigma_p) \cdot \lambda_p^2$	-						
11	Шаговое отношение винта (по расчетной диаграмме)	$H / D = f(K_1; \lambda_p)$	-						
12	КПД винта (по расчетной диаграмме)	$\eta_p = f(K_1; \lambda_p)$	-						
13	Тяга гребного винта	$P_e = 0{,}393 \sigma_к \rho \cdot D_{opt}^2 \cdot [0{,}514 V_s (1 - W_f)]^{-2}$	кН						
14	Мощность, подведенная к гребному винту	$N_p = 0{,}393 \sigma_p \frac{(\gamma_p V_e)^3}{\eta_p} D_{opt}^2$	кВт						
15	Потребная мощность главного двигателя	$N_e = \frac{N_p}{\eta_в \cdot \eta_п}$	кВт						

8. По данным строк 1, 7, И, 13, 15 строятся графические зависимости $D_{opt} = f(\sigma_K)$; $H/D = f(\sigma_K)$; $P_e = f(\sigma_K)$; $Ne = f(\sigma_K)$; по которым при величине установленной мощности и $D = D_{пр}$ находятся остальные элементы.

2.10.3.3. Определение элементов гребного винта в насадке для транспортного судна при расчете максимальной скорости хода

Целью расчета является определение возможной наибольшей скорости хода при полном использовании мощности главного двигателя, выбранного к установке на судно.

Схема расчета.

1. Предварительно определяются и подсчитываются необходимые характеристики, как указано в подп. 2.10.3.1.

2. Выбрав расчетную диаграмму, дальнейшие вычисления производят в табличной форме методом последовательных приближений. В качестве первого приближения принимается предполагаемая скорость хода (табл.2.16).

Таблица 2.16

Расчет винта в насадке, обеспечивающего наибольшую скорость хода судна

Исходные и подсчитанные величины	$N_e = \ldots$ кВт; $n_c = \ldots$ 1/с; $W_f = \ldots$; $\bar{l}_н = \ldots$; $\alpha = \ldots$; $\beta = \ldots$; $\eta_в = \ldots$; $\eta_п = \ldots$; $t_{ок} = \ldots$; $z = \ldots$; $\theta = \ldots$; $\rho = 1025$ кг/м^3								
№ п/п	Наименования расчетных величин	Обозначения и формулы	Размерности	Числовые значения					
1	Скорость хода судна (задаемся)	V_s	уз						
2	Скорость поступательного движения комплекса	$V_e = 0{,}514 V_s (1 - W_f)$	м/с						
3	Тяга, развиваемая винтом	$P_e = R = f(V_s)$	кН						
4	Коэффициент нагрузки комплекса ***винт - насадка - корпус судна*** по тяге	$\sigma_e = \dfrac{8P_e}{\rho \cdot \pi \cdot V_e^2 \cdot D}$	-						
5	Относительный коэффициент сопротивления насадки (по рис. 2.74)	$\dfrac{\zeta_н}{\sigma_к} = f(\sigma_e)$	-						
6	Коэффициент нагрузки комплекса ***винт - насадка***	$\sigma_к = \dfrac{\sigma_e}{1 - \zeta_н / \sigma_к}$	-						

Дальнейший расчет продолжается по схеме табл. 2.15, опуская строки 1 и 13 (диаметр D в строке 4 для первого приближения принимается по результату, получаемому при выборе главного двигателя).

Построение графических зависимостей $D_{opt} = f(V_s)$; $H / D = f(V_s)$; $\eta_p = f(y_s\})$; $\lambda_p = f(V_s)$ позволяет определить элементы гребного винта и максимально достижимую скорость хода судна.

2.11. ВОПРОСЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ И РЕМОНТА ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

В процессе эксплуатации гребного винта состояние его лопастей изменяется из-за увеличения шероховатости вследствие коррозии, кавитационной эрозии, обрастания, появления налета карбонатов магния или кальция. Все это приводит к снижению КПД и гидродинамическому утяжелению винтовой характеристики.

Изменение гидродинамических характеристик, т.е. упора и момента, а также относительной поступи приводит к изменению частоты вращения гребного винта и, следовательно, режима работы главного двигателя, т.е. к началу работы сложного механизма взаимодействия элементов всего энергогидродинамического комплекса ***корпус судна - движитель - главный двигатель.***

Становится понятной необходимость тщательной очистки и шлифовки лопастей винтов в процессе эксплуатации судна с целью приведения их шероховатости в состояние, близкое к построечному.

Указанные операции обязательны, если зафиксированное снижение скорости хода составляет 4...5 % от спецификационной.

Технологичной и производительной является очистка винта дробеструйным методом и тонкое шлифование наждачными кругами. При выполнении этих операций в поверхностном слое материала лопастей наводятся остаточные напряжения сжатия, величина которых зависит от режима обработки. Установленная в [25] возможность достоверной количественной их оценки неразрушающим рентгеновским методом контроля позволяет использовать указанные методы для упрочнения гребных винтов.

Дробеструйная обработка, повышая прочность и надежность винтов, увеличивает их стойкость против коррозионного и кавитационно-эрозионного разрушений, что, в конечном счете, улучшает гидродинамические характеристики и эксплуатационные показатели.

Такую обработку всей поверхности винта считается целесообразным проводить с периодичностью в четыре - шесть лет. Этот интервал полагается достаточным для поддержания эффекта упрочнения на протяжении всего срока службы винта.

Следует подчеркнуть также, что в процессе доковой покраски корпуса судна должно быть исключено попадание брызг краски на лопасти винта, так как они играют роль катода по отношению к незащищенной краской по
верхности и ускорят процесс коррозии. Из этих же соображений не рекомендуется красить гребные винты независимо от материала, из которого они из-

готовлены.

Сохранение состояния поверхности лопастей зависит также от эффективности работы установленной на судне протекторной или электрохимической защиты. Получение более существенного эффекта обеспечивается постановкой магниевых и цинковых протекторов не только в кормовом подзоре судна, но и непосредственно на ступице и обтекателе винта. Особенно хорошие результаты в борьбе с коррозией дает постоянно работающая катодная защита.

Износ гребных винтов проявляется в коррозионных и эрозионных разрушениях, последние из которых являются следствием кавитации. С увеличением полноты корпуса крупнотоннажных судов, габаритов гребных винтов при существенной неравномерности потока воды в их диске, явления кавитационной эрозии, локализованные в определенных зонах лопастей, стали наблюдаться все чаще. Как показывает опыт эксплуатации судов, очаги эрозии, особенно при большой их площади, в значительной степени снижают гидродинамические характеристики и прочность винтов.

Восстанавливая поверхности лопастей, все поражения глубиной до 2 мм в заводских условиях следует выводить зачисткой абразивом с последующим шлифованием. При большей глубине эрозионные раковины вырубаются до здорового металла и завариваются или заполняются специальными эрозионно-стойкими наполнителями на эпоксидной основе. Применение наполнителей целесообразно тогда, когда требуется восстановление только лишь гидродинамических характеристик винта, а заварки или наплавки - при восстановлении прочностных характеристик. Обоснование выбора одного из двух этих методов приведено в работе [26].

Повреждения гребных винтов характеризуются следующими наиболее типичными дефектами:

- для винтов из углеродистых сталей - коррозия;
- для винтов из нержавеющих сталей - трещины, поломки;
- для винтов из латуней - эрозия, трещины, поломки;
- для винтов из бронзовых сплавов - нарушения геометрии лопастей вследствие погибей и реже - эрозия, трещины и поломки.

Наибольшую опасность представляют трещины, влекущие за собой поломку винта. Главную роль в их образовании играют остаточные напряжения и нарушения структуры материала в районах, где производился местный неравномерный нагрев.

Возникающие трещины являются концентраторами напряжений и служат источниками развития усталостного разрушения под действием эксплуатационных нагрузок. При этом трещины развиваются до тех пор, пока разрушение не захватит значительную часть сечения лопасти, после чего под действием силы упора происходит ее мгновенный обрыв.

Поскольку усталостные разрушения начинают развиваться на поверхности лопастей, то повышение надежности гребных винтов может быть достигнуто своевременным обнаружением трещин и дефектов ремонта.

Основным способом выявления поверхностных трещин на винтах из

цветных сплавов служит контроль методом цветной капиллярной дефектоскопии, когда дефектоскопические материалы наносятся на контролируемую поверхность кистью или распылением из аэрозольных баллонов. Применение ярких красителей в составе дефектоскопических компонентов значительно упрощает обнаружение дефектов.

Для обнаружения трещин у стальных винтов используются методы магнитной и ультразвуковой дефектоскопии.

Ремонт гребных винтов производится по Правилам и под наблюдением Российского Морского Регистра Судоходства. Его объем, технология выполнения работ и методы проведения зависят от вида, расположения и размеров дефекта и материала гребного винта.

В соответствии с указаниями документов [27], [28] холодная правка допускается только лишь для кромок лопастей (из всех материалов) толщиной до 20 мм при угле загиба до 20°. Правка обязательна при любых, самых незначительных погибах во избежание возможности появления кавитационной эрозии.

Большие повреждения с изменением геометрии лопастей ликвидируются только лишь в горячем состоянии при следующих температурах:

- для винтов из углеродистой стали - 600.. .700 °С, без последующей тер мообработки;
- для винтов из нержавеющей стали 1Х14НДЛ - 750...850 °С, с после дующим отпуском;
- для винтов из латуни ЛМцЖ 55-3-1 - 500...800 °С, с последующей тер мообработкой;
- для винтов из никель-алюминиевых бронз - 700...900 °С;
- для винтов из марганцовисто-алюминиевых бронз - 700...850 °С, с по следующей термообработкой.

Нагрев лопастей должен производиться индукционными нагревателями, элементами электросопротивлений или с помощью горелок, дающих длинное рассредоточенное пламя, при медленном и равномерном процессе нагревания.

Трещины, вырывы, рванины и другие крупные дефекты исправляются сваркой. При этом объем ремонта зависит от месторасположения дефекта. Согласно [27] лопасти винтов из цветных сплавов разбиты на три зоны (рис. 2.77).

В зоне А исправление дефектов сваркой не допускается. Однако в процессе эксплуатации (но не при изготовлении) при получении специального разрешения Регистра Судоходства заварка может производиться и в этой зоне.

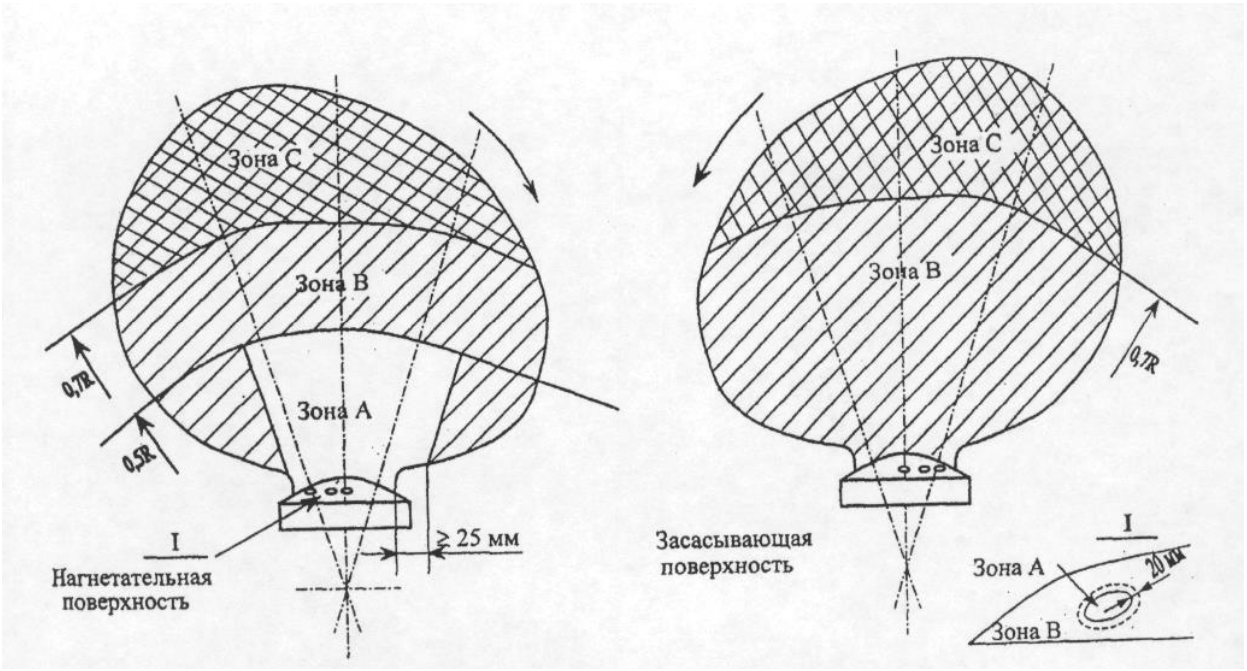


Рис. 2.77. Эскиз разбивки лопасти ВРШ на зоны (ВФШ - аналогично)

В зоне В заварка дефектов допускается, если их общая площадь на нагнетательной стороне не превышает 2 % всей поверхности, а на засасывающей - 4 %.

В зоне С исправлению сваркой допускаются дефекты, занимающие до 8 % площади каждой стороны.

Разделка под сварку должна производиться механическим способом, а процесс заварки - электродуговой или аргонодуговой сваркой с применением для каждого из материалов специальных электродов и присадок. Перед сваркой требуется предварительный нагрев до температуры около 200 °С.

К лопастям разрешается приварка обломанных концевых участков. Привариваемые части должны специально отливаться, разделываться под сварку и после крепления к лопасти струбцинами и гребенками свариваться.

После проведения сварочных работ требуется отжиг для снятия остаточных растягивающих напряжений. Термообработка производится при температурах:

- для латуни ЛМцЖ55-3-1 - 350.. .400 °С;
- для бронз-500...550 °С.

Скорость нагрева не должна превышать 150 °С в час. Выдержка зависит от размеров винта и составляет 4...8 ч. Охлаждение - минус 50 °С в час на спокойном воздухе.

Гребные винты из нержавеющей стали после сварочных работ нагреваются до температуры 650 °С, выдерживаются в течение 6 ч и затем охлаждаются на спокойном воздухе.

После ремонта гребного винта необходима проверка геометрии его лопастей. При этом особое внимание должно быть обращено на разношаговость, относительная величина которой не должна превосходить 1...1,25%. Установка винта на гребной вал производится после проведения контрольной статической балансировки.

2.12. ОСОБЕННОСТИ УСТРОЙСТВА, ЭКСПЛУАТАЦИИ И РЕМОНТА ВРШ

Опыт эксплуатации многих сотен судов с этим движителем свидетельствует, что его надежность не уступает ВФШ. Но при этом многое зависит от знаний и опыта как судовых механиков, так и судоводителей. При грамотной технической эксплуатации всех агрегатов, узлов и систем ВРШ он служит долго, верно и безотказно.

Общая схема установки с ВРШ приведена на рис. 2.78. Там же указаны основные узлы, комплектующие установку.

Гребной винт с поворотными лопастями 1 (ВПЛ), в полой части ступицы 2 которого размещен механизм поворота лопастей 3 (МПЛ), с помощью которого производится их разворачивание вокруг своих осей и удержание в заданном положении.

Полый валопровод 4, соединяющий непосредственно или через редуктор ступицу винта с главным двигателем. В полой части вала размещена штанга 5, передающая усилие к системе МПЛ.

Механизм изменения шага (МИШ), основной частью которого является цилиндр с поршнем (рис. 2.79), создающий усилие, необходимое для поворота лопастей и удержания их в заданном положении.

Силовая часть установки ВРШ, преобразующая располагаемую энергию в форму, удобную для использования в сервомоторе. У МИШ с гидравлическим приводом она состоит из электроприводных насосов 7, трубопроводов 8, баков, фильтров, распределительного золотника, предохранительных клапанов и манометров, контролирующих давление в гидросистеме.

Система управления ВРШ. Так как на судах, оборудованных ВРШ, длительные режимы работы определяются постоянством шага и частоты вращения, а маневренные - переменным шагом при постоянной частоте и неизменном направлении вращения, то шаг винта и режим работы главного двигателя устанавливаются с мостика при помощи электрической или пневматической системы управления 9.

Техническое обслуживание ВРШ имеет целый ряд особенностей, которые состоят в следующем.

Ежедневно подлежат проверке и наблюдению:

- уровень масла в цистернах и баках;
- правильность положения всех рукояток, кранов и клапанов;
- состояние масляных фильтров;
- температура и давление масла в гидросистемах и маслобуксах;
- герметичность соединений и уплотнений.

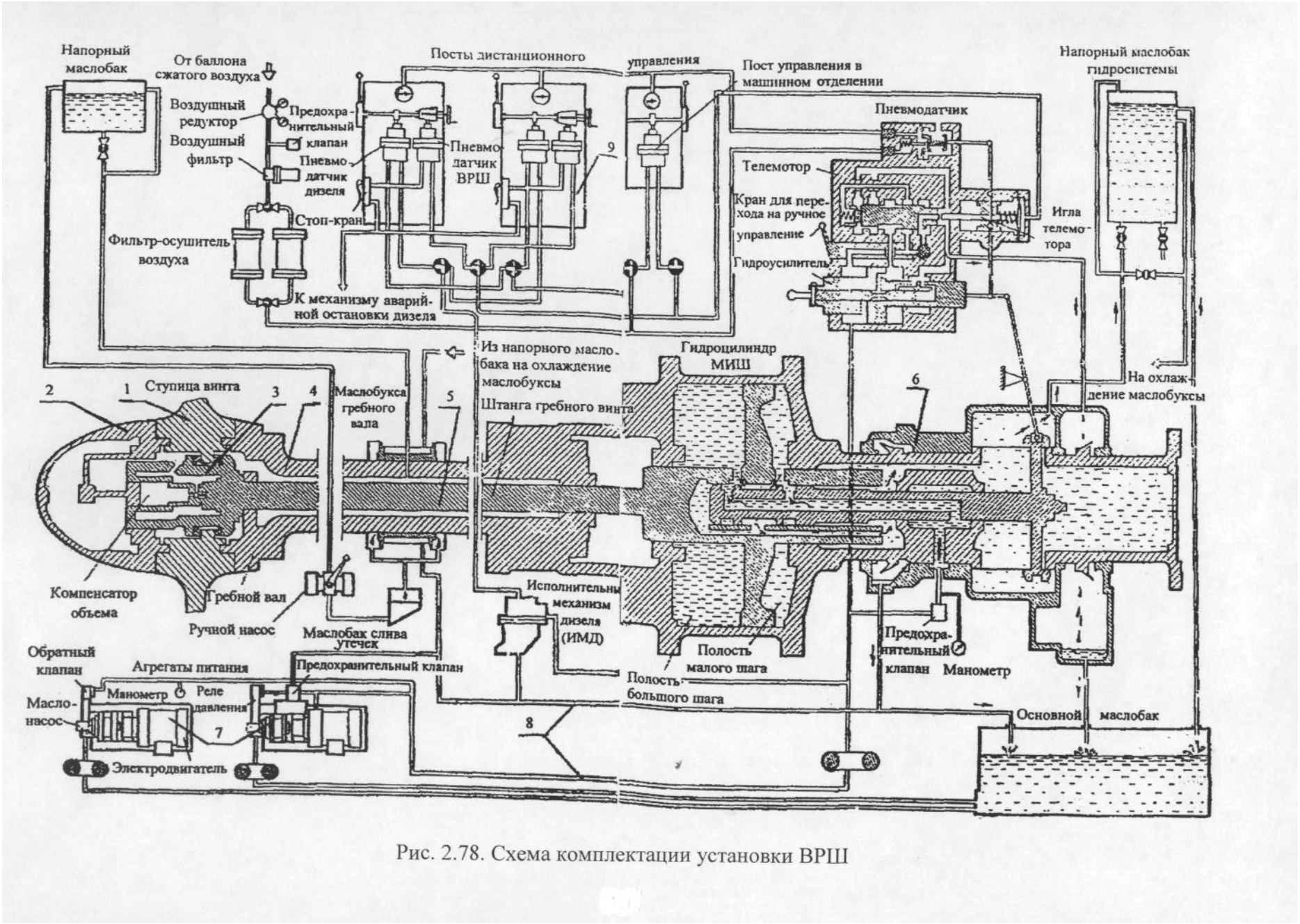


Рис. 2.78. Схема комплектации установки ВРШ

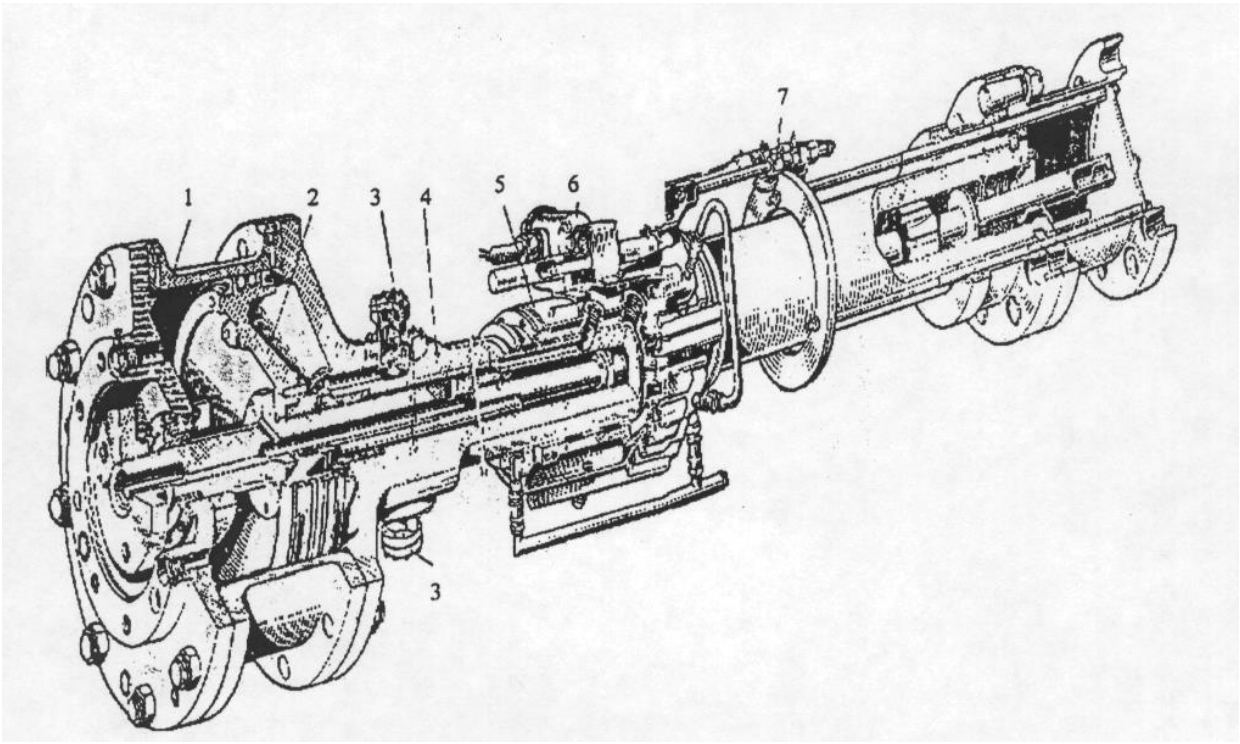


Рис. 2.79. Механизм изменения шага (МИШ):
1 - гидравлический цилиндр; 2 - поршень; 3 - гидравлические фиксаторы шага;
4 - вал МИШ; 5 - маслобукса; 6 - датчик положения лопастей; 7 - обратная связь

Еженедельно проверяется состояние крепежных деталей, наличие следов коррозии и смазки на наружных поверхностях узлов.

Ежемесячно проверяются все соединения рычагов на отсутствие люфтов, перекосов и заеданий. Проверяется сопротивление изоляции электрооборудования. Вскрывается фильтр-осушитель воздуха (при его наличии) с сушкой содержимого.

Раз в год выполняется проверка состояния электроконтактов, пайки концов, целостности предохранителей, исправности тепловой защиты и заземлений. В обязательном порядке производится сдача масла гидросистемы ВРШ на анализ. Проверяются предохранительные клапаны, манометры и электроизмерительные приборы с учетом сроков проверки (калибровки) по действующим нормативно-техническим документам. Восстанавливается покраска наружных поверхностей узлов и агрегатов ВРШ.

Раз в два-три года техобслуживание совмещается с докованием судна и состоит в ревизии ВРШ с полной разборкой, заменой резинотехнических изделий, проверкой всех зазоров, указанных в эксплуатационно-технической документации.

При длительном бездействии ВРШ требуется постоянное обеспечение избыточного давления масла в гидравлической и смазочной системах, проворачивание ВРШ валоповоротным устройством на 2...3 оборота и выполнение 5... 10 перекладок лопастей в полном рабочем диапазоне один раз в месяц, а

также проверка сопротивления изоляции электрооборудования ВРШ один раз в год.

ВРШ считается непригодным к эксплуатации в следующих случаях:

- при наличии намоток на ВПЛ, значительных утечках масла из гидро системы МИШ, повышенной вибрации кормовой оконечности;
- при отсутствии надежного фиксирования лопастей («сползание», рывки при поворотах);
- при неисправностях в системах управления и сигнализации;
- при несогласованности показаний указателей шага;
- при неисправностях штатных контрольно-измерительных приборов;
- при наличии посторонних стуков и шумов в МИШ при перекладке лопастей;
- при увеличении времени перекладки лопастей, сверхустановленного заводом-изготовителем, или при уменьшении диапазона углов перекладки.

Из повреждений ВРШ, помимо рассмотренных в п. 2.11 износов и повреждений лопастей, наиболее часто встречающимися являются нарушения крепежно-болтовых соединений. Встречаются также заклинивания поршней гидроцилиндров МИШ, особенно расположенных в ступице.

При ремонтах ВРШ дефектации не подлежат и безусловно заменяются все крепежные детали (болты, гайки, шпильки и винты) диаметром до 20 мм. А резьбовые соединения высоконагруженных деталей не должны иметь каких-либо дефектов. Сами же детали с резьбами подлежат проверке на отсутствие дефектов одним из неразрушающих методов контроля.

Краткие требования к ремонту отдельных узлов ВРШ состоят в следующем.

1. ***Ремонт лопастей***, его методы и технология не отличаются от ВФШ.
2. ***Обтекатель***. Пробоины и трещины завариваются и зачищаются заподлицо. Вмятины глубиной менее 0,5 толщины стенки не выправляются. Допускается устранение вмятин вырезкой поврежденного участка и вваркой-на его место вставки с последующей зачисткой сварного шва заподлицо. После ремонта обтекатель подлежит дефектоскопической проверке.
3. ***Ступица***. Наличие трещин в ее корпусе не допускается. Коррозионные разрушения и раковины допускается зачищать, заделывать эпоксидными составами или заваривать с последующей зачисткой.
4. ***Подшипники лопастей***, механизм их поворота, компенсатор объема, гребной вал, штанга, полумуфты и букса масловвода, МИШ и его вал, а так же другие узлы ремонтируются согласно требованиям эксплуатационной документации, норм и правил Регистра Судоходства.
5. ***Сборка ВРШ*** ведется в соответствии с инструкцией по эксплуатации для данной конкретной конструкции.
6. ***Гидравлические испытания***. После сборки испытаниям подвергаются:

- ступица ВРШ - внутренним давлением, равным высоте столба рабочего уровня масла в напорной цистерне, или давлением, создаваемым насосом;

- арматура в сборе - пробным давлением и на герметичность закрытия давлением, равным расчетному;

- гидравлическая система - на плотность.

7. ***Испытания в действии***. Они подразделяются на стендовые в цехе, после монтажа - в доке, на швартовах, на ходу судна.

Швартовные и ходовые испытания проводятся с обязательным присутствием инспектора Регистра Судоходства, который удостоверяет пригодность ВРШ к эксплуатации.

2.13. БАЛАНСИРОВКА ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

После изготовления или ремонта и обработки поверхности лопастей обязательной является проверка их геометрии с целью установления величины разношаговости, которая не должна превышать 1... 1,5 % значения шага на радиусе, где производится измерение.

Последующая установка винта на гребной вал производится после проведения его балансировки, которая из-за сложности распределения массы на большой площади лопастей имеет свои особенности и трудности.

Невозможность уравновешивания установкой грузов на больших расстояниях от оси вращения винта вынуждает производить балансировку в основном за счет вырубки металла с наружной боковой поверхности ступицы или за счет снятия металла с нагнетательной или засасывающей поверхностей с последующей зачисткой.

В зависимости от конструкции и условий эксплуатации гребного винта требуется выполнение либо только его статической балансировки, либо статической и динамической.

Статическому уравновешиванию, таким образом, подвергаются все без исключения гребные винты. Эта технологическая операция выполняется на стендах с горизонтально расположенными параллельными опорными призмами («ножами») (рис. 2.80). Для установки винта на стенд используются валы-оправки. Конструкция стенда обеспечивает необходимую точность уравновешивания при достаточной его жесткости, прочности и надежности крепления винтов различных типоразмеров и сравнительной легкости сборки и разборки оправки.

Проверка статической уравновешенности осуществляется креплением контрольного груза q поочередно у края каждой горизонтально располагаемой лопасти. При этом отбалансированный до состояния безразличного равновесия гребной винт должен начать вращение, т.е. перекатывание по опорным призмам стенда. Если этого не происходит, то принимаются меры к увеличению чувствительности балансировочного устройства (проверка ширины опорных призм, их параллельности, твердости металла «ножей» и валаоправки и др.), после чего производится повторная проверка уравновешенности.

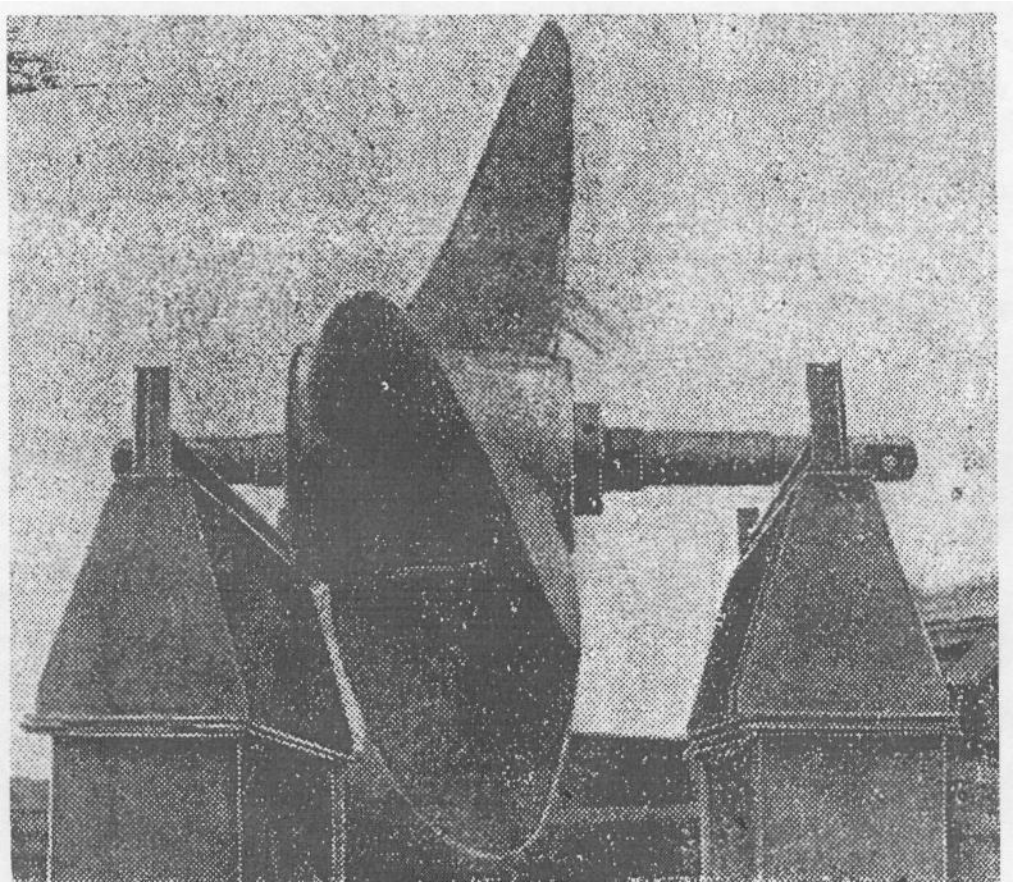


Рис. 2.80. Стенд для статической балансировки гребного винта

Масса контрольного груза согласно ГОСТ 8054-72 определяется по формуле

$$q \leq K \bullet \frac{G}{R},$$

где G - масса гребного винта, т; R - радиус гребного винта м; К= 0,1...0,4 - безразмерный коэффициент, численные значения которого принимаются в указанном промежутке в зависимости от класса и номинальной частоты вращения гребного винта.

Динамической балансировке подвергаются только цельнолитые широколопастные винты с дисковым отношением θ>0,80, окружной скоростью вращения более 15 м/с и массой более 1000 кг.

Наиболее распространены станки, позволяющие определять положение уравновешивающих грузов путем измерения амплитуд колебаний упругих опор или маятниковой рамы станка вместе с установленным на нем гребным винтом.

Характерной отличительной особенностью процесса динамической балансировки является то, что уравновешивающие грузы располагаются не на винте, а на особых хомутах, закрепленных на валу - оправке.

Проверка динамического уравновешивания производится сравнением величины центробежного момента от неуравновешенной массы с центробежным моментом от контрольных грузов, устанавливаемых в плоскости действия неуравновешенного центробежного момента.

2.13.1. Особенности балансировки ВРШ

Так как при эксплуатации ВРШ необходимо иметь возможность замены одной или нескольких лопастей, не подвергая балансировке весь винт, то для выполнения этого условия уравновешиваются отдельно ступица с механизмом поворота лопастей и подшипниками, обтекатель и каждая лопасть.

Ступица уравновешивается на стенде, состоящем из двух параллельных «ножей», изготовленных из твердой стали и установленных строго горизонтально. Вращение ступицы обеспечивают два вала-оправки, устанавливаемые на место обтекателя и фланца гребного вала. Безразличное состояние равновесия достигается снятием определенного количества металла на торцах. Места и способ снятия указываются на чертежах.

При балансировке на «ножах» обтекателя его опрокидывание удерживается креплением груза на торце вала-оправки.

Для получения взаимозаменяемых по уравновешенности лопастей необходимо приведение статических моментов их масс относительно оси вращения и относительно оси поворота лопастей к требуемым пределам. Допуски неуравновешенности указываются на рабочем чертеже лопасти.

Схема балансировочного устройства приведена на рис. 2.81. Лопасть крепится к фланцу 1 крестообразного коромысла. Размер А равен расстоянию от торца фланца до оси вращения ВПЛ. На противоположном конце коромысла устанавливается груз 2, балансирующий лопасть относительно оси вращения винта. На поперечных плечах коромысла грузы 3 уравновешивают лопасть относительно оси ее поворота. Коромысло оперто на шарик 4. Равновесное положение всей качающейся и вращающейся системы свидетельствует о статической уравновешенности лопасти относительно заданных осей.

Поскольку величина статического момента относительно оси поворота составляет порядка 1 % от статического момента относительно оси вращения, то практически для взаимозаменяемых лопастей достаточна балансировка только относительно оси вращения винта на «ножах» с использованием приспособления, называемого фальшступицей (рис. 2.82).

Уравновешивание чаще всего производится путем снятия металла с засасывающей поверхности. Если же запаса толщины профилей лопастных сечений нет, то приходится в расточку комля лопасти ставить балансировочные шайбы или заливать свинец.

Допускаемая неуравновешиваемость для ВПЛ в сборе складывается из суммы допусков для ступицы и лопастей. Обычно требуется, чтобы при вращении винта с номинальной частотой $n_м$, об/мин, центробежная сила Q, кН, возникающая из-за несовпадения центра тяжести ВПЛ с осью вращения, не превышала 3 % силы веса G, кН.

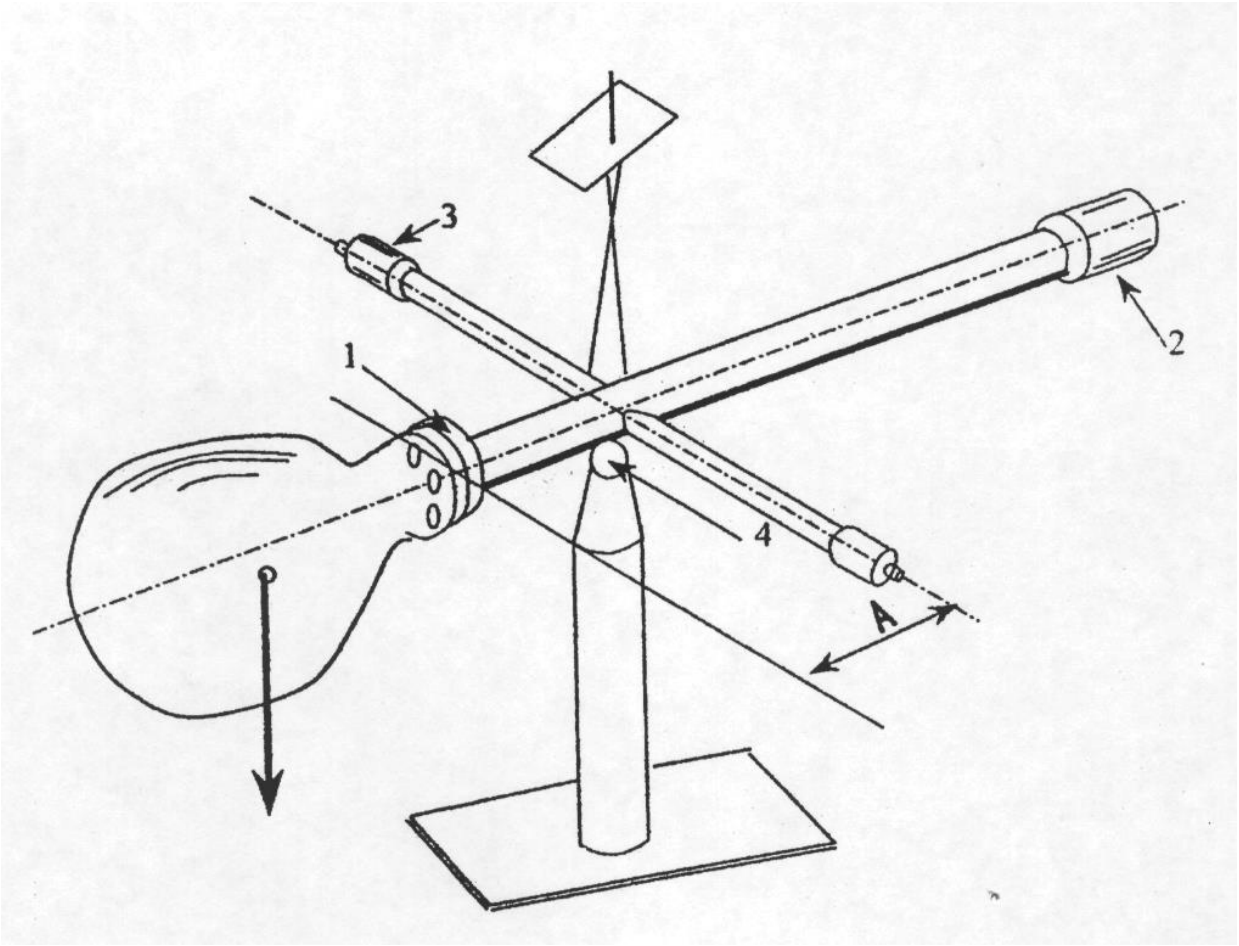


Рис. 2.81. Схема балансировочного устройства для статического уравновешивания лопасти по двум осям

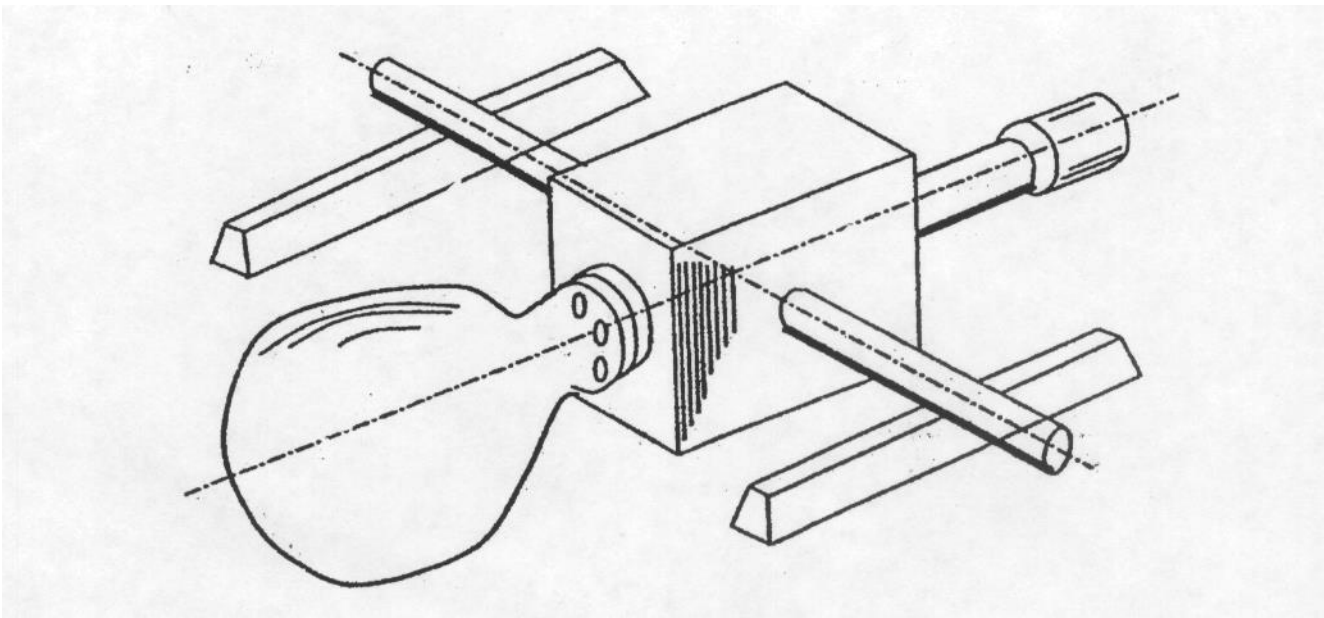


Рис. 2.82. Балансировка лопасти на «ножах» с фальшступицей

Центробежная сила

$$Q = M * r * \omega^2,$$

а с учетом того, что масса ВПЛ $M = G/g$ и угловая скорость $\omega = \pi \cdot n_м / 30$, получается

$$Q = \frac{G}{g} r \left(\frac{\pi \cdot n_м}{30}\right)^2$$

Из условия $Q = 0{,}03G = \frac{G}{g} r \left(\frac{\pi \cdot n_м}{30}\right)^2$ допустимый радиус положения точки центра тяжести ВПЛ равен

$$r = 0{,}03 \cdot g \left(\frac{30}{\pi \cdot n_м}\right)^2,$$

а момент силы $M_в = G \cdot r = M \cdot g \cdot 0{,}03 \cdot r \left(\frac{30}{\pi \cdot n_м}\right)^2 = 263{,}4 \frac{M}{n_м^2}$

Если при статической балансировке ВПЛ прилагаемый уравновешивающий момент

$$M_у \leq M_в,$$

то ВРШ считается отбалансированным удовлетворительно.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Войткунский Я.И. Сопротивление движению судов. Л.: Судостроение, 1988.287с.

2. Гире И.В., Русецкий А.А., Нецветаев Ю.А. Испытания мореходных качеств судов. Л.: Судостроение, 1977. 191 с.

3. Емельянов Н.Ф. Расчеты ходкости и гребных винтов морских водоизмещающих судов: Метод, указания к курсовому и дипломному проектирова нию. Владивосток: ДВГМА, 1994. 103 с.

4. Емельянов Н.Ф. Ходкость судов флота рыбной промышленности с ВРШ. Владивосток: Дальрыбвтуз, 2000. 105 с.

5. Ерошин В.А. Гидродинамические характеристики больших рыболов ных траулеров // Вопр. судостроения; Сер. Проектирование судов. 1975. Вып. 8. 12 с.

6. Ерошин В.А. Влияние относительных геометрических параметров формы корпуса на сопротивление среднетоннажных промысловых судов // Вопр. судостроения; Сер. Проектирование судов. 1972. Вып. 1.7с.

7. Ерошин В.А. Исследование характеристик ходкости малых промысловых
судов // Вопр. судостроения; Сер. Проектирование судов. 1975. Вып. 8. 3 с.

8. Каштелян В.И., Рывлин А.Я., Фадеев О.В., Ягодкин В.Я. Ледоколы. Л.: Судостроение, 1972. 320 с.

9. Михайлов В.П., Ткачук Г.Н. Влияние шероховатости корпуса судна на сопротивление воды. Л.: Судостроение, 1971. 152 с.

10. Павленко Г.Е. Сопротивление воды движению судов. М.: Морской транспорт, 1956. 505 с.

11. Проблемы прикладной гидромеханики судна/Под ред. И.А. Титова. Л.: Судостроение, 1975. 350 с.

12. Турбал В.К., Шпаков В.С., Штумпф В.М. Проектирование обводов и движителей морских транспортных судов. Л.: Судостроение, 1983. 302 с.

13. Артюшков Л.С., Ачкинадзе А.Ш., Русецкий А.А. Судовые движите ли. Л.: Судостроение, 1988. 295 с.

14. Басин А.М. Ходкость и управляемость судна. М.: Транспорт, 1964. 475с.

15. Башкатов В.А., Орлов П.П., Федосов М.И. Гидрореактивные пропульсивные установки. Л.: Судостроение, 1977. 296 с.

16. Грузинов и др. Крыльчатые движители. Л.: Судостроение, 1973. 136 с.

17. Дорогостайский Д.В., Жученко М.М., Мальцев Н.Я. Теория и уст ройство судна. Л.: Судостроение, 1975. 412 с.

18. Емельянов Н.Ф. Ходкость и движители современных морских транс портных судов. Владивосток: ДВВИМУ, 1980. 96 с.

19. Куликов С.Б., Храмкин М.Ф. Водометные движители. Л.: Судо строение, 1970. 352 с.

20. Кацман Ф.М., Дорогостайский Д.В. Теория судна и движители. Л.: Судостроение, 1979. 280 с.

21. Лучанский И.А. ВРШ на вашем судне. М.: Транспорт, 1970. 120 с.

22. Орехов П.В., Муругов В.С. Гребные винты регулируемого шага и их совместная работа с силовыми установками. М.: Изд-во АН СССР, 1963. 242с.

23. Проблемы прикладной гидромеханики судна/Под ред. Титова И.А. Л.: Судостроение, 1975. 350 с.

24. Русецкий А.А. Гидродинамика винтов регулируемого шага. Л.: Су достроение, 1968. 214 с.

25. Софронюк И.В. и др. Выбор оптимального метода восстановления эксплуатационных характеристик гребных винтов, подвергнутых эрозионно му разрушению: Сб. науч. тр,/ЛенморНИИпроект. Л., 1976.

26. Софронюк И.В. Оптимальные методы повышения прочности греб ных винтов и восстановление их эксплуатационных характеристик. М.: ЦБНТИ ММФ СССР, 1976. 8 с.

27. ОП90.1866-76. Основные положения. Винты гребные металлические. Исправление дефектов и повреждений гребных винтов в процессе производства и эксплуатации. М., 54 с.

28. ОСТ5.4120-74. Винты гребные фиксированного шага. Выбор конст рукции, оценка уровня качества, освидетельствование, ремонт![4] Основные по ложения. М., 16 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ 3

ЧАСТЬ I. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ СУДНА 5

1.1. **Общие положения** 6
1.2. **Картина обтекания водой корпуса движущегося судна** 8
1.3. **Физическая природа вызванных движений воды. Составляющие сопротивления движению судна** 10
1.4. **Соотношение между составляющими сопротивления движению** 14
1.5. **Понятие о моделировании и модельных испытаниях** 16
1.6. **Смоченная поверхность корпуса судна и ее площадь** 19
1.7. **Определение сопротивления трения** 20
1.8. **Понятие об опытовых бассейнах и моделях для проведения испытаний в них** 23
1.9. Понятие о систематических испытаниях серий моделей судов, их обработке и представление результатов 28
1.10. **Практические методы и схемы расчета буксировочного сопротивления и буксировочной мощности судов разных типов** 29
1.10.1. Расчет сопротивления движению и буксировочной мощности быстроходных транспортных судов (универсальных сухогрузных, контейнерных, трейлерных и лихтеровозов) 31
1.10.2. Расчет сопротивления движению и буксировочной мощности одновинтовых транспортных судов с умеренной полнотой обводов корпуса (универсальные сухогрузные, среднетоннажные танкеры и рудовозы, лесовозы, обрабатывающие и приемно-транспортные суда флота рыбной промышленности) 38
1.10.3. Расчет сопротивления движению и буксировочной мощности двухвинтовых пассажирских и грузопассажирских судов 44
1.10.4. Расчет сопротивления движению и буксировочной мощности крупнотоннажных грузовых судов (нефтетанкеры, навалочники-балккэриеры) 49
1.10.5. Расчет сопротивления движению и буксировочной мощности ледокольно-транспортных судов 57
1.10.6. Расчет сопротивления движению и буксировочной мощности добывающих судов флота рыбной промышленности 61

1.10.7. Расчет сопротивления движению и буксировочной мощности буксиров и спасателей 66
1.10.8. Расчет сопротивления льда и воды движению ледоколов 68
1.11. Методы и проблемы снижения сопротивления воды движению судов 72
1.11.1. Вязкостное сопротивление 73
1.11.2. Волновое сопротивление 78
1.12. Понятие о натурных буксировочных и скоростных испытаниях судов 80

ЧАСТЬ II ГРЕБНЫЕ ВИНТЫ 84

2.1. Общие свойства и классификация движителей водоизмещающих морских судов 85
2.1.1. Общие положения 85
2.1.2. Особенности конструктивных типов движителей 86
2.1.3. Основы теории идеального движителя 98
2.2. Геометрия гребного винта 102
2.2.1. Винтовые поверхности и линии 102
2.2.2. Образование лопастей гребного винта и их геометрические характеристики ..... *..... 104
2.2.3. Основные геометрические элементы гребного винта. Теоретический чертеж и его построение 106
2.3. Конструктивные элементы соединения гребных винтов с гребными валами. Винтовые материалы 114
2.3.1. Гребные винты фиксированного шага 114
2.3.2. Гребные винты регулируемого шага 119
2.3.3. Современные материалы для изготовления гребных винтов 121
2.4. Основы гидродинамики гребного винта 125
2.4.1. Обтекание лопасти водой. Силы, возникающие на лопастях 125
2.4.2. Линейные и безразмерные гидромеханические (кинематические) характеристики гребного винта 128
2.4.3. Безразмерные гидродинамические характеристики гребного винта 129
2.4.4. Понятие о вихревой теории гребного винта .....-..... 131
2.5. Работа гребного винта вблизи корпуса судна 134
2.5.1. Влияние движущегося корпуса судна на работу гребного винта 134
2.5.2. Влияние работающего гребного винта на сопротивление движению судна 136
2.5.3. Пропульсивный коэффициент комплекса корпус судна-гребной винт и мероприятия по его повышению 137

2.6. Совместная работа гребного винта с дизельными СЭУ 139
2.6.1. О характеристиках работы ДВС 139
2.6.2. Характеристики совместной работы дизеля и гребного винта 141
2.6.3. Приведение ВФШ в соответствие главному двигателю - ДВС..... 146
2.7. Кавитация гребных винтов 149
2.7.1. Физическая сущность и формы кавитации 149
2.7.2. Параметры и стадии кавитации 150
2.7.3. Методы борьбы с кавитацией гребных винтов и средства ее отдаления 153
2.8. Модельные испытания гребных винтов 155
2.8.1. Законы подобия при изучении работы гребных винтов 155
2.8.2. Методика испытаний серий моделей гребных винтов изолированно от корпуса судна и представление их результатов..... 157
2.8.3. Понятие о самоходных испытаниях моделей судов с гребными винтами 160
2.8.4. Кавитационные испытания моделей гребных винтов..... 161
2.8.5. О модельных испытаниях комплекса винт-насадка..... 162
2.9. Определение элементов гребных винтов по диаграммам 163
2.9.1. Принципы и метод построения расчетных диаграмм по способу Э.Э. Папмеля.....Г..... 164
2.9.2. Выбор расчетной диаграммы..... 187
2.9.3. Выбор расчетного режима. Запас мощности 188
2.9.4. Проектировочные расчеты гребных винтов фиксированного шага по диаграммам 189
2.9.5. Проектировочные расчеты ВРШ по диаграммам 200
2.10. Комплекс гребной винт - направляющая насадка 217
2.10.1. Принцип действия насадки и ее конструктивные элементы..... 218
2.10.2. Выбор элементов насадки и гидромеханических характеристик взаимодействия комплекса винт-насадка - корпус судна 220
2.10.3. Расчет винта в насадке по диаграммам для изолированных гребных винтов..... 222

2.11. **Вопросы эксплуатации и ремонта гребных винтов** 231
2.12. **Особенности устройства, эксплуатации и ремонта ВРШ**..... 235
2.13. **Балансировка гребных винтов** 239
2.13.1. Особенности балансировки ВРШ 241

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК..... 244

Учебное издание

Емельянов Николай Федорович

ХОДКОСТЬ ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ МОРСКИХ СУДОВ

Учебное пособие

Редактор В.И. Хахамиди
Корректор О.И. Ефремова
Компьютерная верстка Е.Н. Антипова
Художественный редактор А.А. Устьянцева

Лицензия ИД 00554 от 15.12.99

Подписано в печать 12.05.2004. Формат 60х84/16. Печать офсетная. Усл. печ. л. 14,41. Уч.-изд. л. 15,7. Заказ 033. Тираж 130 экз.

Типография Дальневосточного государственного технического рыбохозяйственного университета Владивосток, Светланская, 25