

Федеральное агентство по образованию
Дальневосточный государственный технический университет
(ДВПИ им. В.В. Куйбышева)

С.В. Антоненко

Судовые движители

Учебное пособие



Издательство
ДВГТУ

Владивосток • 2007

УДК 629.12.03 (075.8)
А 72

Рецензенты:

Б.И. Друзь, д-р техн. наук, проф.,
зав. каф. теории и устройства судна МГУ им. адм. Г.И. Невельского;
Н.Ф. Емельянов, канд. техн. наук,
проф. каф. управления судном Дальневосточного государственного
технического рыбохозяйственного университета

Антоненко С.В.

Судовые движители: учеб. пособие / С.В. Антоненко; Дальневосточный государственный технический университет. – Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2007. – 126 с.

ISBN 978-5-7596-0745-8

Даются основные сведения о судовых движителях. Приведен краткий исторический обзор развития движителей и науки о них. Рассматриваются судовые гребные винты, методы их моделирования и практического расчета. Приводятся сведения о взаимодействии между винтом, корпусом, рулем, главной энергетической установкой, о кавитации гребных винтов, способах повышения их эффективности. Сообщается о гребных винтах регулируемого шага, водометных и крыльчатых движителях. Рассмотрены элементы вихревой теории гребного винта, испытания ходкости построенного судна. В конце каждой главы даны вопросы для самоконтроля.

Пособие составлено в соответствии с программой курса «Динамика корабля» и охватывает один из важных разделов этой науки. Предназначено для студентов направления «Кораблестроение и океанотехника» и может быть полезно студентам смежных специальностей, а также работающим в области судостроения и судоремонта.

ISBN 978-5-7596-0745-8

© Дальневосточный государственный
технический университет, 2007

ПРЕДИСЛОВИЕ

Мореходные качества судов оказывают чрезвычайно большое влияние на их экономические характеристики, безопасность плавания и т.д. Как известно, изучением мореходных качеств судов занимается наука, которая называется «Теория корабля». Она подразделяется (несколько условно) на две большие части – статику и динамику, которые, в свою очередь, также состоят из нескольких частей каждая. Динамику корабля обычно подразделяют на четыре дисциплины: «Сопротивление движению судов», «Судовые движители», «Качка судов» и «Управляемость судов». В настоящем пособии рассматривается вторая из указанных дисциплин.

Разделы теории корабля «Сопротивление движению судов» и «Судовые движители» занимаются изучением одного и того же мореходного качества – ходкости. *Ходкость* – это способность судна двигаться по воде с заданной скоростью; при этом подразумевается, что мощность, затраченная на движение, будет минимальной. Ходкость – одно из важных мореходных качеств судна, определяющее его экономические характеристики.

Цель изучения ходкости студентами-кораблестроителями – ознакомление с природой сопротивления движению судов, зависимостью сопротивления от характеристик формы корпуса и скорости движения судна, методами расчета сопротивления, получение представлений о путях его снижения. Эти вопросы освещаются в пособии «Сопротивление движению судов». В настоящем пособии даются сведения о типах судовых движителей, геометрии и принципах работы судовых гребных винтов, методах их расчета по диаграммам, влиянии характеристик винтов на их эффективность, взаимодействии элементов системы «корпус-двигатель-винт-руль».

При изучении динамики корабля студенты выполняют курсовой проект, который, как правило, представляет собой проектировочный расчет гребного винта. Конкретные вопросы, связанные с расчетами сопротивления движению судна и характеристик гребного винта, рассматриваются в соответствующей учебной, справочной и методической литературе (см. список в конце пособия) и здесь будут освещены лишь в той мере, которая необходима при изучении лекционного курса.

Изучение судовых движителей (наряду с сопротивлением воды движению судна) позволяет производить расчеты движителей, обосновывать выбор рациональных с точки зрения ходкости характеристик судна, а также его главной энергетической установки. Для судоремонтников и эксплуатационников представляет интерес влияние условий эксплуатации гребного винта, состояния его лопастей на работу главного двигателя, на экономические характеристики судна. Очевидно, что ходовые качества судна тесно связаны со многими другими, что важно учитывать при проектировании судна.

При изучении судовых движителей применяются теоретические и экспериментальные методы. Они дополняют и уточняют друг друга. Сложность явлений, связанных с работой движителя на судне, требует тесной взаимосвязи теории и опыта, практической проверки результатов проектных расчетов.

Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СУДОВЫХ ДВИЖИТЕЛЯХ

1.1. История развития типов и теорий судовых двигателей

Чтобы судно могло двигаться с постоянной скоростью, к нему нужно приложить движущую силу, равную силе сопротивления при этой скорости и противоположно направленную. В отдельных случаях эта сила создается буксированием, но чаще всего – специальными устройствами, которые называются *судовыми двигателями*.

В соответствии со сложившимися традициями термин «судовые двигатели», как и ряд других подобных, означает как указанные устройства, так и науку (раздел теории корабля), их изучающую.

Судоходство на Земле существует уже несколько тысячелетий, но во времена парусных (и весельных) судов науки о ходкости судов не было. Скорость парусных судов зависела от скорости ветра, для гребных судов также не требовались какие-либо расчеты. Настоятельная необходимость выполнения расчетов ходкости возникла лишь тогда, когда на судах стали применяться механические двигатели (паровые машины).

Видимо, первыми двигателями, которые использовались на плотках и подобных им простейших плавсредствах, были *шест* и *весло*. Суда древности были преимущественно весельными, причем у крупнейших из них весла располагались в три ряда, их общее число достигало 300, длина – 15 м, на одном весле работало до 7 чел. Скорость таких судов была около 5 уз. Пика своего расцвета весельные суда достигли много веков назад. В настоящее время весла используются в качестве основного движителя лишь на спортивных судах, рабочих и спасательных шлюпках и других мелких судах.

Другим древним двигателем был *парус*, иногда в комбинации с веслами. Парусные суда оказались более совершенными, они использовали энергию внешней среды – воздуха, не требуя размещения большого числа гребцов. Первые парусники могли двигаться по ветру, но по мере совершенствования парусного вооружения люди научились, двигаясь галсами, перемещаться в требуемом направлении, независимо от направления ветра. Наивысшего расцвета парусные суда достигли примерно в конце XIX в., их скорость при благоприятном ветре достигала 20 уз. Но появление и развитие механических установок на судах привело к постепенному переходу от парусных судов к парходам. Парус сохранился на спортивных, учебных судах в качестве основного, на промысловых, некоторых исследовательских и т.п. судах – в качестве вспомогательного движителя.

В последние десятилетия в мировом судостроении наблюдается рост интереса к парусам как основному или, чаще, дополнительному типу двигателей. Этот интерес обусловлен двумя главными причинами: возможностью экономии топлива при высоких ценах на него и экологической чистотой. Применение парусного

вооружения позволяет значительно уменьшить мощность главного двигателя (дизеля) без существенной потери скорости. Достижения современной науки позволяют механизировать установку и уборку парусов, управление ими с целью получения наивысшей скорости хода в требуемом направлении, снизить массу при достаточной прочности и долговечности. В различных судостроительных странах, а также в России и Украине, выполнены разработки парусного вооружения судов, в том числе большого водоизмещения, однако о широком использовании парусов на транспортном флоте говорить преждевременно.

В глубокой древности, еще до нашей эры, было изобретено *гребное колесо*, которое приводилось во вращение животными (быками). Но колесные суда были вытеснены парусными. На новом уровне гребные колеса возродились в самом начале XIX в. (на судне «Клермонт» в 1802 г.; в России первым парусным судном считается построенная в 1815 г. «Елизавета»). Первые гребные колеса имели обод и неподвижные лопасти – плицы; КПД колес был сравнительно мал, глубина погружения – в несколько раз меньше диаметра. В 1829 г. было предложено колесо с поворотными плицами, что позволило повысить КПД и уменьшить диаметр колес; повышение оборотов двигателей (паровых машин) ведет к уменьшению их размеров.

Наиболее распространенный, эффективный и сравнительно простой движитель – *гребной винт*. Идея судового гребного винта в виде шнека, подобно применявшемуся в древности винту Архимеда (для перекачки жидкостей), впервые возникла у Леонардо да Винчи в XV в., но в ту пору она не нашла применения. В 1752 г. винт в виде двухзаходного червяка предложил Д. Бернулли, но КПД такого движителя оказался невелик. Как указывают в литературе, случай помог усовершенствовать конструкцию винта: одно судно, оборудованное деревянным винтом, коснулось им грунта, значительная часть винта отломилась и всплыла, но, к удивлению экипажа судна, оно увеличило ход. С тех пор было предложено множество усовершенствований винтов. Менялись их размеры, формы контура и сечений лопастей и другие характеристики. Некоторые усовершенствования продолжают появляться до сих пор.

В середине XVII в. появились первые *водомерные движители*. Водомерный движитель представляет собой систему водопроточных каналов (в частном случае – один канал), расположенных внутри корпуса судна, по которым перемещается забортная вода с помощью специального насоса, чаще всего осевого (винт в трубе). С помощью заслонок поток воды направляется в те или иные каналы (в случае одного канала изменяется направление движения струи, выходящей из канала в корме), что позволяет изменять направление движения судна.

К характерным особенностям водомерных движителей можно отнести хорошую защищенность рабочего органа (расположенного в канале внутри корпуса; входное отверстие канала снабжено решеткой, которая препятствует попаданию крупных предметов в канал) и прекрасные маневренные качества (возможность двигаться передним и задним ходом, разворачиваться почти на месте благодаря соответствующей установке заслонок). Но эти движители от-

личаются большой массой (в которую входит система водопроточных каналов с водой внутри корпуса), занимают большой объем, затрудняя размещение полезного груза, обладают сравнительно невысоким КПД. Строго говоря, КПД водометного движителя – понятие достаточно условное, поскольку упор такого движителя создается на корпусе и не всегда удается точно разделить силы сопротивления и упора. Грубо ориентировочно, КПД обычного водометного движителя может составлять примерно 30 %.

Долгое время водометные движители мало применялись на судах. Считалось, что область их применения ограничивается сравнительно тихоходными судами, плавающими на мелководном или засоренном фарватере (например, такие суда использовались на лесосплаве). Но примерно с середины XX в. их популярность стала возрастать. Этому способствовали два обстоятельства. Во-первых, вместо развитой системы водопроточных каналов было предложено устраивать один короткий канал в кормовой оконечности судна, обеспечивая управление судном с помощью заслонок, отклоняющих струю движителя в нужную сторону. Во-вторых, было показано, что КПД водометного движителя на быстроходных судах может достигать 60 % и более, тогда как у обычных гребных винтов в этих условиях он может снижаться из-за кавитации.

Сравнительно недавно был предложен своеобразный водометный движитель для подводных лодок, торпед и других плавучих объектов, имеющих кормовую оконечность в форме тела вращения. Этот движитель представляет собой ряд лопастей, вращающихся вместе с кольцом, установленным заподлицо с наружной обшивкой. Снаружи установлено кольцо типа направляющей насадки; от гребного винта в насадке эта конструкция отличается тем, что винт в насадке располагается за пределами корпуса.

Около 1930 г. были предложены *крыльчатые движители*. Эти движители состоят из барабана, установленного внутри корпуса заподлицо с днищем и имеющего вертикальную или почти вертикальную ось вращения, и нескольких лопастей, расположенных по окружности барабана. При вращении барабана лопасти совершают колебательные движения, в результате чего создается упор, направление которого может быть произвольным, а величина – изменяться от нуля до максимального значения.

Крыльчатый движитель одновременно является прекрасным средством управления. Судно, оборудованное двумя крыльчатыми движителями, расположенными в оконечностях, может двигаться передним или задним ходом, лагом, разворачиваться на месте. Но такой движитель сравнительно сложный и громоздкий, требует наличия протяженного участка плоского днища в районе установки, неудобен подвод мощности к нему, при скоростях свыше 20 уз возникает кавитация. КПД крыльчатого движителя меньше, чем гребного винта.

Новые, иногда довольно экзотические конструкции судовых движителей продолжают появляться до сих пор. Среди наиболее известных можно назвать *магнитогидродинамический* (МГД) движитель, имеющий канал, окруженный магнитной обмоткой, по которой течет постоянный ток. Как известно из физи-

ки, катушка с током выталкивает расположенный внутри нее проводник, каким является морская вода. Реакция отбрасываемой струи движет судно вперед.

Разработкой МГД-двигателей занимаются в ряде стран, например в Японии. Наиболее серьезные проблемы связаны со слабой проводимостью морской воды, что требует использования сверхпроводящих обмоток. КПД испытанных моделей МГД-двигателей крайне мал, он не достигает 10 %. К преимуществам таких двигателей можно отнести прямое преобразование электроэнергии в движение (не требуется двигатель), отсутствие движущихся частей, малую шумность.

Прямое преобразование электроэнергии в движение потока воды осуществляется также в электрогидравлическом двигателе. Внутри расширяющейся к корме трубы имеется своеобразный отражатель с отверстиями для прохода воды и определенным образом расположенными электродами, между которыми возникают электрические разряды. Вода выталкивается из преобразователя в корму, через отверстия поступает новая, и процесс повторяется, причем движение получается почти непрерывным.

Для подводных лодок был предложен роторный двигатель, состоящий из обода, расположенного в плоскости шпангоута в средней части корпуса и имеющего большое количество лопастей. Заметим, что подобный двигатель с насадкой выше назван как разновидность водометного двигателя. Лопасти имеют возможность поворачиваться (наподобие винта регулируемого шага, но за время одного оборота ротора углы их установки могут изменяться). Такие двигатели называют двигателями с циклической перекладкой лопастей. Роторов на судне должно быть не меньше двух, вращающихся в разные стороны, иначе появляется большой крутящий момент, передаваемый на корпус в виде кренящего. При этом лодка может двигаться с различными скоростями, маневрировать в горизонтальной и вертикальной плоскостях без установки вертикальных и горизонтальных рулей, что уменьшает сопротивление выступающих частей.

Известен также своеобразный способ движения по воде – с помощью одного или нескольких колес, катящихся по воде («суда на колесах»). Колеса делаются гладкими и лишь незначительно погружаются в воду. Такой способ движения в какой-то мере подобен глиссированию, причем, как считают специалисты, он может быть достаточно эффективным с гидродинамической точки зрения.

В начале XX в. появились башенные двигатели («*роторы Флеттнера*») в виде цилиндрических башен с вертикальной осью вращения, которые приводились во вращение маломощными двигателями, установленными под верхней палубой. Принцип работы ротора Флеттнера основан на эффекте Магнуса, который заключается в появлении подъемной силы на цилиндре, вращающемся в потоке жидкости или газа. Величину этой силы можно рассчитать по формуле Жуковского:

$$P = \rho v \Gamma \ell,$$

где ρ – плотность среды (воздуха); v – скорость набегающего потока (ветра); Γ – циркуляция скорости на контуре профиля (цилиндра), в данном случае равная произведению длины окружности ротора на линейную скорость его поверхности; ℓ – длина (высота ротора).

Упор ротора направлен перпендикулярно скорости ветра. Эти движители эффективнее парусов (мощность двигателя в десятки раз меньше мощности, «извлекаемой из воздуха»), но не могут убираться, чем представляют опасность при сильном ветре.

Известный советский кораблестроитель профессор В.Г. Павленко предложил устанавливать по бортам судна специальные плавники, получившие название «плавники Павленко», которые являются вспомогательным средством движения. При плавании на волнении, когда скорость судна снижается из-за увеличения сопротивления и других причин, плавники, изгибаясь от давления воды, обусловленного бортовой качкой, создают дополнительный упор, увеличивая скорость судна. Такие плавники, насколько нам известно, не получили распространения на флоте, но управляемые крылья, устанавливаемые в районе скул в средней части многих судов с целью уменьшения бортовой качки, способствуют и некоторому увеличению скорости хода на волнении.

Этот обзор не претендует на полноту, но позволяет судить о том, насколько разнообразны могут быть судовые движители. Предлагалось множество других конструкций, некоторые из них были осуществлены практически, преимущественно на небольших судах или плавучих средствах и в единичных экземплярах, другие же существовали только на бумаге.

Долгое время характеристики судовых движителей не рассчитывались, а выбирались по опыту, на глазок. Для парусных судов проблемы расчета парусов вообще не существовало: скорость судна зависела от скорости и направления ветра. Но с появлением паровых машин возникла необходимость в выполнении расчетов ходкости с определением и сопротивления движению, и характеристик движителей, которые должны были соответствовать установленным двигателям. Первая теоретическая работа, посвященная расчету гребного весла, была опубликована Л. Эйлером в его книге «Полное умозрение строения и вождения кораблей» в 1778 г. Весла, рассмотренные Л. Эйлером, отличались своеобразием конструкции и принципа действия. Около 1865 г. англичане Ранкин и Фруд создали теорию идеального движителя, с основными положениями которой мы скоро познакомимся. В начале XX в. (примерно в период 1910-1920 гг.) появилось несколько теорий, относящихся к гребным винтам. Среди них можно назвать паральную теорию (русский профессор Брикс, 1914-1922 гг.), струйную теорию, в создание которой внесли вклад также отечественные ученые Джевецкий, Рузский, Сабинин, Юрьев. Наиболее известной и совершенной явилась вихревая теория гребного винта, созданная «дедушкой русской авиации» Н.Е. Жуковским в 1912-1918 гг. В последующие годы теория судовых движителей развивалась по многим направлениям, которые мы не рассматриваем. Назовем лишь вопросы взаимодействия вин-

та и корпуса, проблемы кавитации гребных винтов, работу винтов в неравномерном потоке, винты регулируемого шага и в насадках.

1.2. Классификация и краткое описание судовых движителей

Классификация судовых движителей может осуществляться по различным признакам, в частности, по местонахождению источника энергии и по принципу действия. По первому из этих признаков судовые движители подразделяют на механические, если источник энергии находится на судне, и немеханические, – если вне судна. Такой способ классификации иногда может вызвать улыбку: роторы Флеттнера, использующие энергию ветра, относятся к немеханическим, а весла – к механическим, поскольку источник энергии – гребец – находится на судне. Другие примеры: гребной винт – механический, а парус – немеханический движитель.

По принципу действия движители подразделяют на *активные*, создающие упор за счет изменения скоростей внешней среды (парус, ротор Флеттнера, плавники Павленко), и *реактивные*, упор которых создается за счет отбрасывания струи (воды, иногда воздуха или иной среды). Наиболее распространенными являются реактивные движители, действие которых не зависит от внешних условий. Эту классификацию можно продолжить.

Рассмотрим некоторые движители из числа наиболее распространенных. Начнем с гребного винта. Далее мы будем подробно изучать его устройство, принцип действия и т.д., а здесь коснемся общих сведений.

Винты – на сегодняшний день наиболее эффективные судовые движители, КПД лучших из которых достигает 80 %. Чаще всего он лежит вблизи 60 %, а у некоторых судов бывает заметно меньше. Диаметры крупнейших винтов достигли 10 м, масса – 70 т. Винты не предъявляют особых требований к форме корпуса судна, они довольно удобно сочетаются с двигателем, ось вращения которого должна быть горизонтальной, как и ось вращения винта (хотя в ряде случаев требуется угловая передача или другая усложненная конструкция). Винт обычно неплохо работает на волнении. Разработано множество способов повышения их эффективности, часть из которых нами будет в свое время рассмотрена.

Гребные колеса – ранее довольно распространенный движитель для речных и озерных судов. Рабочим органом являются плиты в виде прямоугольных пластин криволинейного (иногда прямолинейного) сечения, размещенные по окружности и связанные со ступицей с помощью ободьев и спиц. Плиты обычно бывают поворотными. Колеса довольно сложны и громоздки; имея невысокую частоту вращения (примерно 20-25 об/мин), они погружаются в воду на 20-27 % своего диаметра. Плиты легко повреждаются плавающими предметами, но и легко ремонтируются без вывода судна из эксплуатации. Гребные колеса почти всегда размещаются по бортам в средней части судна, что увеличивает габаритную ширину, иногда – в корме. Колеса неплохо работают на мелководе, значительно

хуже – в условиях волнения и при значительных изменениях осадки. КПД лучших колес может достигать 60 %, что довольно много.

Первый крыльчатый движитель (КД) предложил инженер Шнайдер в 1928 г. Этот движитель имеет барабан с вертикальной или почти вертикальной осью вращения, нижняя поверхность которого совпадает с поверхностью днища. По окружности барабана размещаются 3-8 лопастей. В первой конструкции КД каждая лопасть совершала вращательное движение вокруг своей оси, параллельной оси вращения барабана, делая пол-оборота за один оборот барабана. Профиль лопастей – симметричный сегмент.

У другого варианта КД (предложенного Фойтом, почему такие движители называют также движителями Фойта-Шнайдера) лопасти не вращаются, а колеблются, так что на одной половине окружности их носики «смотрят» наружу, а на другой – внутрь. Управление лопастями производится таким образом, чтобы в каждом положении на окружности лопасть была перпендикулярна радиусу-вектору, проведенному к ней из точки управления, расположенной внутри круга, радиус которого может достигать 0,7-0,8 радиуса, на котором расположены оси лопастей. Упор направлен перпендикулярно отрезку прямой, соединяющей точку управления и ось вращения барабана, и в первом приближении может считаться пропорциональным длине этого отрезка. Таким образом, судну, оборудованному крыльчатыми движителями, не нужен руль: оно может двигаться вперед и назад, разворачиваться на месте, если имеет два КД, двигаться лагом, если два КД располагаются в разных оконечностях. КПД движителя второго типа больше, чем первого, благодаря тому, что у лопастей имеется передняя и задняя кромка, которые не меняются местами, как в первой конструкции, и имеют форму крыла, изогнутого по окружности, вдоль которой они движутся. Двигатель может быть нереверсивным, он легко согласовывается с движителем (в отличие от обычного гребного винта), управление работой КД производится непосредственно с мостика. Вибрация и качка у судов с КД несколько меньше, чем с гребным винтом.

Но эти движители довольно громоздкие, неудобен подвод мощности к ним (нужны или сложная и дорогая угловая передача, или почти вертикальное расположение главного двигателя); требуют наличия плоского и горизонтального днища в районе их установки (на некоторое расстояние от КД во все стороны). При скоростях порядка 20 уз на лопастях КД возникает кавитация, что ограничивает скорости судов с КД. Обычно такие движители плохо взаимодействуют с корпусом судна (у них коэффициент попутного потока близок к нулю, а коэффициент засасывания – около 0,15, в результате чего снижается КПД; см. гл. 3 о взаимодействии винта и корпуса). В целом КПД КД меньше, чем гребного винта.

Крыльчатые движители устанавливаются на судах, для которых важна хорошая маневренность при умеренной скорости, например, на буксирах, паромах, причем КД может находиться в районе миделя, увеличивая осадку судна. В СССР (в Севастополе) было построено много различных плавучих кранов с двумя-тремя КД, схемы размещения которых были довольно разнообразны.

Первый водометный движитель (ВД) появился в 1661 г. Он располагался в средней части судна и представлял собой своеобразный центробежный насос в виде наклонного барабана, в который из-под днища засасывалась вода. Затем она по двум каналам с поворотными патрубками отводилась к бортам и выбрасывалась из корпуса в нос или в корму. Таким образом, судно могло двигаться вперед, назад, разворачиваться на месте.

Уже в этом варианте видны черты, характерные для многих современных конструкций ВД: хорошая защищенность, высокая маневренность, большая масса (с учетом воды в каналах и в барабане), сравнительно невысокий КПД. В последующие годы водометные движители не получили широкого распространения, интерес к ним стал появляться примерно в середине XX в. благодаря указанным преимуществам. ВД применялись, в первую очередь, на небольших и сравнительно тихоходных судах, плававших на мелководном и часто засоренном фарватере. Такие катера не боялись мелей, плавающих бревен, небольших льдин. Из-за значительных гидравлических потерь в трубах КПД ВД составлял примерно 30-40 % (заметим, что КПД ВД строго не определяется, поскольку упор у них создается на корпусе, так что нельзя достоверно разделить сопротивление и упор).

В дальнейшем выяснилось, что ВД упрощенной схемы могут с успехом применяться на быстроходных судах. Таким образом, их развитие пошло по пути уменьшения количества и размеров каналов, увеличения их диаметров и скоростей движения судов. Приемное отверстие ВД располагается под днищем в кормовой части, в коротком трубопроводе устанавливается насос, чаще всего осевой, который может быть многоступенчатым, а струя воды может выбрасываться не только под воду, но также частично или полностью над водой. На скоростных судах обычные гребные винты становятся менее эффективными, поскольку при больших скоростях не удается избежать кавитации, при которой КПД винта снижается. У многоступенчатых ВД можно избежать возникновения кавитации. Как показывают исследования, КПД ВД на быстроходном судне может достигать 0,6-0,65 и превысить КПД кавитирующего гребного винта.

1.3. Элементы теории идеального движителя

Как мы отмечали, на подавляющем большинстве судов применяются реактивные движители, создающие упор за счет отбрасывания струи. Это обстоятельство позволяет выполнять их расчет. Теория идеального движителя (ИД) ставит задачу расчета основных характеристик любого реактивного движителя (по крайней мере, выяснения предела возможностей). Реальные движители чрезвычайно разнообразны, мы рассмотрели лишь некоторые конструкции. Трудно представить себе модель, которая объединила бы в себе все существующие.

Прежде чем заняться непосредственно теорией идеального движителя, обсудим вопрос о том, зачем она вообще нужна. Надо сказать, что в любой науке изучаются не реальные явления, конструкции и т.п., а их модели. Вначале путем вы-

деления наиболее существенных черт и отбрасывания тех, которые исследователь считает несущественными, создается физическая модель. Затем разрабатывается математическая модель, описывающая эту физическую. Наконец, нужен метод численного расчета (иногда это представляет самостоятельную сложную задачу) с последующим анализом получаемых результатов. В гидродинамике, например, используется модель идеальной жидкости, в теории упругости – модель твердого тела и т.д. Такова же модель идеального реактивного движителя.

Достоинство этой модели и основанной на ней теории – в простоте и общности. В самом деле, здесь нет необходимости учитывать конкретные особенности каждого существующего судового движителя, что позволяет максимально упростить теорию. Полученные выводы можно распространить на любой реактивный движитель. Но результаты всегда будут неточными в связи с тем, что некоторые важные особенности реального движителя не учитываются теорией.

Итак, что же такое *идеальный движитель*?

Идеальным движителем называют гидромеханическую особенность, обладающую способностью создавать вызванные осевые скорости, т.е. дополнительные скорости, направленные назад. Иначе говоря, ИД – это плоская пластинка, способная пропускать сквозь себя воду и при этом ее разгонять. В результате увеличения скорости струи возникает движущая сила – упор ИД. Заметим, что теория ИД совершенно не интересуется вопросом, как именно происходит разгон струи – эта задача решается при разработке конкретного движителя. В литературе иногда ИД считают диском, что неверно и относится к гребному винту, тогда как теория идеального движителя охватывает также гребные колеса, крыльчатые движители и др., сечение струи у которых не является круговым.

Рассмотрим и кратко прокомментируем основные положения и допущения теории идеального движителя.

1. Движитель работает в идеальной жидкости (т.е. невязкой, несжимаемой и обладающей сплошностью, т.е. занимающей весь объем).

2. Движитель создает только вызванные осевые скорости, необходимые для создания упора, и никаких других (например, пренебрегаем радиальными скоростями, т.е. поджатием струи, волнообразованием на поверхности жидкости). При этом по площади струи скорости неизменны, иначе КПД движителя снижается. В любом реальном движителе всегда возникают так называемые побочные скорости, например окружные у гребного винта, – они обусловлены конструкцией движителя, но не нужны для создания упора и ведут к снижению КПД.

3. Движитель бесконечно тонкий. Допущение введено для удобства решения задачи.

4. Размытую границу между струей и остальной жидкостью заменим поверхностью раздела – бесконечно тонкой вихревой пленкой. На самом деле, нет четко выраженной границы струи, как говорят, обрабатываемой движителем, – это так-

же сделано для удобства. На границе струи происходит скачкообразное изменение скоростей, что при строгом рассмотрении задачи представляется в виде вихрей, распределенных по поверхности. Струя, обрабатываемая двигателем, является трубкой тока, через поверхность которой жидкость не перетекает.

Введем важное понятие «*гидравлическое сечение струи*» (или двигателя), под которым понимается площадь струи в месте установки двигателя F . Для гребного винта это круг, диаметр которого равен диаметру винта, для колеса – прямоугольник, ширина которого равна длине плиц, а высота – глубине погружения нижней плицы в воду, для КД – прямоугольник, ширина которого равна диаметру по лопастям, а высота – длине лопастей и т.д. По длине струи площадь изменяется.

5. Движение жидкости установившееся. При работе двигателя имеются переходные режимы (начало и конец работы, маневрирование), которые здесь не рассматриваются. При этом удобно пользоваться системой координат, связанной с двигателем, поскольку в ней скорости и давления в любой точке потока неизменны во времени, тогда как в неподвижной системе координат они изменяются, хотя и движение установившееся.

6. Скорости и площади в струе меняются плавно, так как поток неразрывный, но в месте установки двигателя существует перепад давлений: непосредственно перед двигателем давление пониженное p_1 , а сразу за ним – повышенное p_2 (в бесконечности и перед ИД, и за ним давление равно атмосферному с учетом давления столба воды p_0). Скорость изменяется от скорости двигателя v (на бесконечности перед ИД) до $v + w$, где w – вызванная осевая скорость; скорость в месте установки двигателя обозначим v_1 .

Перейдем к выводу основных зависимостей теории ИД.

Найдем упор ИД, для чего воспользуемся законом изменения количества движения. Импульс силы, приложенный к отрезку трубки тока, равен разности количества движения в ее концевых сечениях:

$$T = m(v + w) - mv = mw, \quad (1.1)$$

где m – масса жидкости, протекающей в единицу времени через любое сечение трубки тока, например через гидравлическое сечение:

$$m = \rho F v_1, \quad (1.2)$$

где ρ – плотность жидкости. Тогда, подставляя выражение (1.2) в формулу (1.1), упор ИД:

$$T = \rho F v_1 w. \quad (1.3)$$

Попытаемся определить КПД идеального двигателя. Принятыми допущениями мы устранили все возможные источники потерь. Посмотрим, каким бу-

дет результат. Как известно, КПД определяется как отношение полезной мощности к затраченной. Здесь полезной является мощность, расходуемая на приведение судна в движение. Она равна произведению движущей силы (упора) на скорость судна. Тратится же мощность только на разгон струи, т.е. увеличение ее кинетической энергии.

Полезная мощность, в соответствии с формулой (1.1), равна mvw , а затраченная

$$\frac{m(v+w)^2}{2} - \frac{mv^2}{2} = mvw + \frac{mw^2}{2},$$

тогда КПД ИД:

$$\eta_i = \frac{mvw}{mvw + \frac{mw^2}{2}} = \frac{1}{1 + \frac{w}{2v}}. \quad (1.4)$$

Значит, если движитель отбрасывает воду, создавая вызванные осевые скорости (без которых нет упора), его КПД всегда будет меньше 1,00.

Составим уравнение Бернулли для некоторой линии тока, разделив ее на два участка, поскольку в месте установки движителя существует скачок давлений (гидромеханическая особенность). Возможным перепадом высот пренебрегаем:

$$p_0 + \frac{\rho v^2}{2} = p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2};$$

$$p_0 + \frac{\rho(v+w)^2}{2} = p_2 + \frac{\rho v_1^2}{2}.$$

Вычтя из второго уравнения первое, получаем:

$$p_2 - p_1 = \rho w \left(v + \frac{w}{2} \right).$$

Упор движителя равен перепаду давлений, умноженному на площадь гидравлического сечения:

$$T = \rho F w \left(v + \frac{w}{2} \right). \quad (1.5)$$

Сравнивая формулы (1.5) и (1.3), видим, что

$$v_1 = v + \frac{w}{2}. \quad (1.6)$$

Это так называемая теорема Фруда-Финстервальдера, которая утверждает, что вызванная скорость в идеальном движителе наполовину создается перед ним, а наполовину – за ним.

При проектировании движителей бывают известны проектная скорость судна и соответствующий ей упор, но невызванная осевая скорость. Для нахождения последней преобразуем выражение для упора (1.5):

$$T = \rho F w \left(v + \frac{w}{2} \right)$$

в квадратное уравнение относительно w :

$$w^2 + 2vw - \frac{2T}{\rho F} = 0,$$

откуда получаем:

$$w = v \sqrt{1 + \frac{T}{\frac{\rho v^2}{2} F}} - v. \quad (1.7)$$

Выражение, входящее в формулу (1.7)

$$\frac{T}{\frac{\rho v^2}{2} F} = C_{TA}, \quad (1.8)$$

называется коэффициентом нагрузки (движителя) по упору и является очень важным параметром, определяющим степень нагруженности движителя. Он равен отношению перепада давлений к скоростному напору. С учетом введенного обозначения КПД идеального движителя:

$$\eta_i = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_{TA}}}. \quad (1.9)$$

С учетом выражения (1.8) формула (1.7) примет вид:

$$w = v \left(\sqrt{1 + C_{TA}} - 1 \right). \quad (1.10)$$

Как видим, КПД ИД однозначно определяется величиной C_{TA} : чем больше нагрузка, тем он ниже. У реальных движителей C_{TA} может лежать в широких пределах; в отдельных случаях у небольших быстроходных судов он может составлять 0,1, иногда, например у буксиров или ледоколов, поднимается до 8 (и до бесконечности на швартовном режиме). Этим пределам соответствуют значения КПД ИД от 0,975 до 0,5.

Мы отмечали, что теория идеального движителя не вполне соответствует реальным реактивным движителям: она указывает верхний предел эффективности и позволяет судить о том, от чего зависят характеристики движителей. У реальных гребных винтов упор лишь ненамного (на 3-5 %) меньше, чем дает теория (см. формулу (1.5)). КПД реального движителя при условии равенства коэффициентов C_{TA} (а только при этом условии их можно сравнивать) всегда меньше, чем у идеального, из-за создания побочных скоростей, влияния вязкости, неравномерности поля скоростей и давлений. Иногда КПД реального движителя представляют в виде:

$$\eta_d = \eta_i \zeta_d, \quad (1.11)$$

где ζ_d – коэффициент качества движителя (называемый также конструктивным КПД), который всегда меньше единицы и характеризует совершенство реального движителя.

Проанализируем, от чего зависит идеальный КПД. Мы уже знаем, что он будет тем больше, чем меньше коэффициент нагрузки по упору. Значит, КПД растет с уменьшением упора и увеличением скорости потока. Если удастся снизить сопротивление движению судна, выигрыш в мощности будет несколько большим благодаря увеличению КПД. Что касается скорости, известно, что у обычного, не особенно быстроходного транспортного судна сопротивление (и упор) растет приблизительно пропорционально квадрату скорости, так что с ростом скорости коэффициент нагрузки по упору может изменяться мало. У СДПП, для которых характерен горб сопротивления, скорость оказывает положительное воздействие на КПД.

Чрезвычайно важен вывод о том, что КПД движителя увеличивается с увеличением площади гидравлического сечения. Максимальный КПД идеального движителя, равный 1,00, получается при бесконечной площади. У любого реального движителя есть максимум (примерно соответствующий $C_{TA} = 0,3-0,35$), поскольку дальнейшее увеличение размеров движителя ведет к росту вязкостных потерь. Но чаще всего максимума КПД достичь не удастся, и увеличение размеров движителя увеличивает его КПД.

Наконец, обратим внимание еще на одну величину, от которой зависит идеальный КПД – плотность среды, в которой работает движитель. В ряде случаев можно выбирать между гидравлическим и воздушным движителем. Теория идеального движителя однозначно отдает предпочтение гидравлическому движителю.

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое судовой движитель, чем он отличается от двигателя?
2. Назовите основные типы судовых движителей.
3. Дайте краткое описание гребного весла, назовите его основные достоинства и недостатки, область применения.
4. Дайте краткое описание парусного движителя, назовите его основные достоинства и недостатки, область применения.
5. Дайте краткое описание гребного колеса, назовите его основные достоинства и недостатки, область применения.
6. Дайте краткое описание гребного винта, назовите его основные достоинства и недостатки, область применения.
7. Дайте краткое описание водометного движителя, назовите его основные достоинства и недостатки, область применения.
8. Дайте краткое описание крыльчатого движителя, назовите его основные достоинства и недостатки, область применения.
9. Дайте краткое описание ротора Флеттнера, назовите его основные достоинства и недостатки, область применения.
10. Кто является автором первой теоретической работы, связанной с судовыми движителями, и какой тип движителя в этой работе рассматривался?
11. Как классифицируются судовые движители?
12. Для чего нужна теория идеального движителя?
13. Что такое идеальный движитель?
14. Назовите основные допущения теории идеального движителя.
15. От каких характеристик зависит КПД идеального движителя?
16. По каким причинам КПД реального движителя меньше идеального?

Глава 2. ГЕОМЕТРИЯ ГРЕБНОГО ВИНТА

2.1. Геометрия винтовой поверхности

Из названия «гребной винт» ясно, что форма его основных элементов – лопастей – связана с винтовыми поверхностями.

Простейшая винтовая поверхность (ВП) образуется так. Пусть имеется некоторая прямая линия OO_1 – ось винтовой поверхности. Имеется также отрезок прямой AB , перпендикулярный OO_1 , – образующая винтовой поверхности, причем точка B лежит на оси. Если точку B перемещать вдоль оси с постоянной скоростью, а отрезок AB равномерно вращать вокруг этой оси, получается винтовая поверхность, которая называется *правильной* (или *прямым геликоидом*). Каждая точка образующей в пространстве описывает винтовую линию, проекция которой на плоскость, параллельную оси, есть синусоида, а на перпендикулярную – окружность. Расстояние, проходимое отрезком вдоль оси за один оборот, называется шагом винтовой поверхности P .

Пересечем полученную винтовую поверхность соосным цилиндром радиуса $AB = R$, разрежем цилиндр вдоль его образующей и развернем на плоскость. Развертка цилиндра – прямоугольник, одна сторона которого равна $2\pi R$, а другая – P . На этой развертке винтовая линия изобразится в виде диагонали прямоугольника. Треугольник, образованный двумя сторонами прямоугольника и винтовой линией, называется *шаговым треугольником*, а угол в его основании φ – *шаговым углом* (рис. 2.1).

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{P}{2\pi R}. \quad (2.1)$$

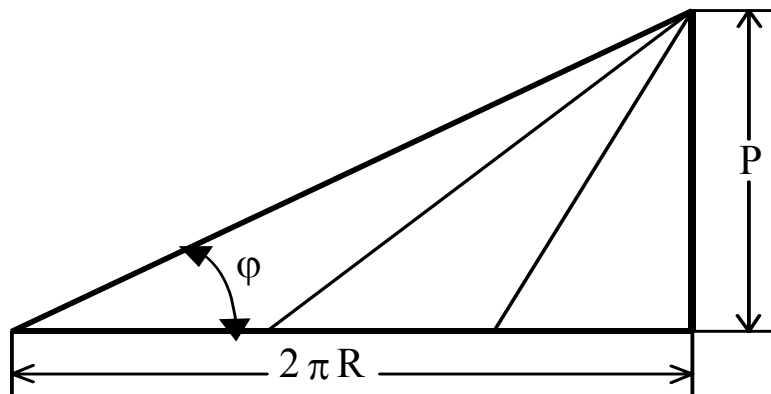


Рис. 2.1. Шаговые треугольники для правильной ВП

Более тонкие линии (гипотенузы) на рисунке относятся к меньшим радиусам.

Образующая может быть не только прямой, перпендикулярной оси, но также наклонной прямой или кривой линией. ВП, которая при этом получается,

носит название поверхности *постоянного шага*; шаговые треугольники у нее такие же, как и у правильной.

Если скорость вращения образующей постоянная, а поступательная скорость изменяется в течение оборота, получится ВП *аксиально-переменного* (осепеременного) шага. Шаговые треугольники для такой поверхности будут криволинейными (катеты – прямолинейные). Пример шаговых треугольников для ВП аксиально-переменного шага показан на рис. 2.2.

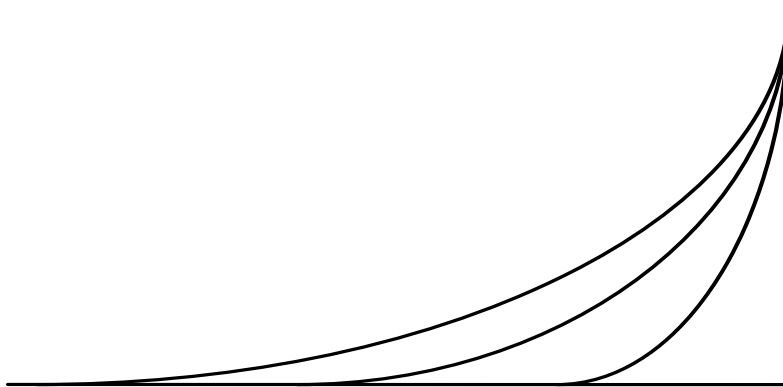


Рис. 2.2. Шаговые треугольники для ВП аксиально-переменного шага

У ВП аксиально-переменного шага шаг различен в любой точке; величину его можно найти, проведя касательную к кривой в нужной точке. Можно определить средний шаг за оборот (именно он показан на рисунке). Практический интерес представляет средний шаг на некотором участке, найти который можно, если провести прямую через нужные точки на криволинейной гипотенузе.

Шаг винтовой поверхности может быть разным на разных радиусах, что соответствует деформации образующей в процессе вращения. Такая ВП называется поверхностью *радиально-переменного* шага. Шаговые треугольники у такой поверхности отличаются тем, что гипотенузы для разных радиусов не выходят из одной точки на оси ординат (рис. 2.3).

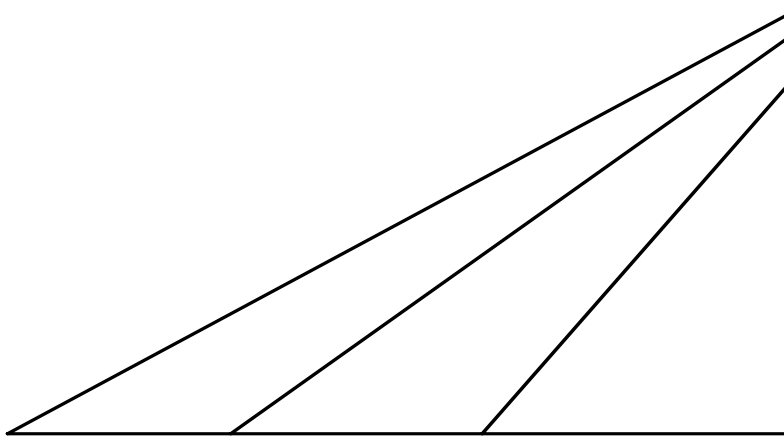


Рис. 2.3. Шаговые треугольники для ВП радиально-переменного шага

Наиболее сложный и общий случай – поверхность *аксиально-радиально-переменного* шага, пример которой изображен на рис. 2.4.

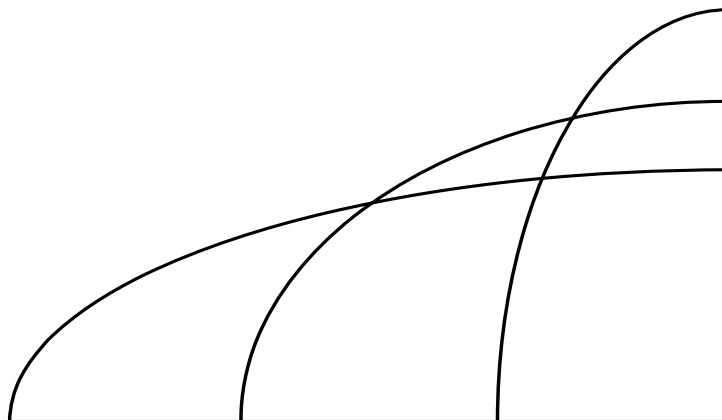


Рис. 2.4. Шаговые треугольники для ВП аксиально-радиально-переменного шага

При проектировании реальных гребных винтов находят применение все перечисленные виды винтовых поверхностей, причем шаговые треугольники бывают еще более сложными. В приведенных примерах гипотенузы шаговых треугольников на разных радиусах подобны. Это условие вовсе не является обязательным, у реальных гребных винтов оно нередко не выполняется.

2.2. Образование лопасти и ее элементы

Лопасть образуется из винтовой поверхности, рассеченной двумя соосными цилиндрами: по диаметру винта и ступицы. Ее можно дополнительно пересечь или двумя плоскостями, перпендикулярными оси, или двумя плоскостями, проходящими через ось и расположенными под углом друг к другу. У полученного участка ВП скругляются углы, в результате чего и получается лопасть. Чтобы получить несколько лопастей винта, необходимо в качестве образующей взять крест (4 лопасти) или другую соответствующую фигуру, которая образует многозаходную винтовую поверхность.

На чертежах обычные цельнолитые винты вычерчивают в двух проекциях, на которых показывают одну лопасть и ступицу. Проекция на плоскость, перпендикулярную оси винта, называется *нормальной*, а на плоскость, параллельную оси винта, – *боковой*. Третью проекцию – горизонтальную – используют для винтов регулируемого шага или со съёмными лопастями.

Поверхность лопасти, обращенная назад, называется *нагнетательной* (*нагнетающей*), а поверхность, обращенная к корпусу, – *засасывающей*. Когда мы говорили о типах винтовой поверхности, имелась в виду нагнетательная поверхность, а засасывающая получается путем добавления толщин к ней.

Часть лопасти, прилегающая к ступице, называется *корнем*, а противоположная – *краем* (концом) лопасти.

Передняя кромка лопасти (при работе винта на передний ход) называется *входящей* (ведущей), а задняя – *выходящей*. Входящая кромка почти всегда толще выходящей. Естественно, названия кромок не зависят от того, вращается винт на передний, на задний ход или лежит на земле.

Гребные винты, как и обычная резьба, бывают *правые* и *левые* (правого и левого вращения). Если смотреть на судно с кормы, то правый винт при работе на передний ход вращается по часовой стрелке, а левый – против часовой стрелки. Если наблюдатель находится на ступице и смотрит на одну из лопастей, то название винта (правый или левый) совпадает с названием дальней от наблюдателя кромки, независимо от того, какой стороной лежит винт на земле. Если к винту, лежащему на земле, подойти со стороны, для определения направления вращения можно использовать «правило ноги» или «правило руки»: направление вращения совпадает с названием ноги или руки, которую удобнее поставить (положить) на лопасть. Проблемы могут возникнуть с винтами многовинтовых судов, поскольку направление вращения винтов разных бортов противоположное. Были случаи, когда после ремонта винты по ошибке меняли местами; при выходе из порта судно неожиданно начинало двигаться задним ходом вместо переднего, что приводило к авариям.

Форма гребных винтов довольно сложна, и две проекции дают весьма неполное представление о ней. Поэтому приходится дополнительно использовать контуры и сечения.

Развернутый контур получается, если винтовую поверхность пересечь несколькими соосными цилиндрами (разных радиусов), полученные винтовые линии развернуть на шаговые углы и соединить концы этих линий плавной кривой. Развернутый контур употребляется в некоторых странах; его недостаток в том, что длины винтовых линий искажаются. Поскольку в России эксплуатируются суда, построенные в различных странах, специалисты-судоремонтники могут встретиться с документацией, где использован развернутый контур лопасти винта. Площадь, ограниченная развернутым контуром, довольно точно соответствует площади нагнетательной поверхности лопасти.

В нашей стране применяют *спрямленный контур*, который получается из развернутого, если все винтовые линии вытянуть вдоль прямых, перпендикулярных оси лопасти. Этот контур принципиально точен, площадь, ограниченная спрямленным контуром, практически равна площади нагнетательной поверхности лопасти, а центр тяжести этой площади лежит на одном радиусе с центром тяжести нагнетательной поверхности лопасти.

Развернутый или спрямленный контур используется при проектировании формы лопасти гребного винта.

Введем понятие «*дисковое отношение* гребного винта» A_E/A_0 , где A_E – площадь (нагнетательных поверхностей) всех лопастей; A_0 – площадь диска винта ($A_0 = \frac{\pi D^2}{4}$). Дисковое отношение – одна из важнейших геометрических характеристик винта.

Другая, не менее важная геометрическая характеристика – *шаговое отношение* P/D , равное отношению шага винта к его диаметру. Под шагом винта подразумевают шаг винтовой поверхности, по которой образована нагнетательная поверхность лопасти. Если эта поверхность аксиально-переменного шага, в качестве шага берется так называемый *кромочный шаг*, когда поверхность постоянного шага проводится через линию кромок (входящую и выходящую кромки, т.е. средний шаг на длине хорды профиля). У винтов радиально-переменного шага шагом считается шаг винтовой поверхности на относительном радиусе, равном $0,7 R$. Дополнительно в виде таблицы или графика указывается распределение шага вдоль лопасти.

2.3. Распределение толщин по лопасти

Распределение толщин по лопасти на чертежах изображается в виде сечений двух типов. Одно из них – условное сечение по линии наибольших толщин, иногда называемое *медианальным (медиальным)* сечением. Оно изображается на боковой проекции, причем толщина откладывается горизонтально. В общем случае медианальное сечение имеет двойную кривизну, обусловленную как переменностью шагового угла, так и кривизной линии наибольших толщин. Если контур лопасти симметричный, а наибольшая толщина лежит посередине хорды, то кривизна сечения будет одинарная. Медианальное сечение совмещается с боковой проекцией и показывает вид и наклон образующей; если линия, соответствующая нагнетательной поверхности, кривая, это обычно значит, что лопасть образована по поверхности аксиально-переменного шага, в этом случае линия кромок на боковой проекции будет прямой. Сечения винтов радиально-переменного шага не отличаются от случая постоянного шага.

Распределение толщин вдоль винтовых линий показано на сечениях лопастей соосными цилиндрами (цилиндрические, или *лопастные*, сечения). Чаще всего встречаются сечения двух видов: *сегментные* и *авиационные*. Сегментные сечения образованы дугами окружностей или парабол, у них наибольшая толщина располагается посередине хорды. У авиационных сечений наибольшая толщина смещена к входящей кромке (примерно на $0,25-0,35$ длины хорды от входящей кромки). Кроме того, лопастные сечения могут быть плоско-выпуклыми, выпукло-вогнутыми и двояковыпуклыми. Соображения в пользу выбора того или иного вида сечения будут изложены позднее.

Лопастные сечения могут изображаться на шаговых треугольниках, но обычно их совмещают со спрямленным контуром.

Мы не останавливаемся на вопросах построения сечений, проекций и др., которые освещены в справочной и другой специальной литературе, список рекомендуемой литературы приведен в конце пособия.

2.4. Чертежи гребного винта

Чертеж гребного винта может быть *теоретическим* или *конструктивным*. На теоретическом чертеже изображают в двух проекциях одну лопасть со сту-

пицей и обтекателем; приводятся необходимые размеры. Здесь же даются медианальное и лопастные сечения. Последние изображаются на спрямленном контуре, который располагается в правой части листа.

Конструктивные (рабочие) чертежи значительно подробнее и занимают несколько листов. Они позволяют изготовить винт. На сборочном чертеже указаны все основные размеры, необходимые для изготовления винта, детали крепления винта на валу, допуски, припуски, характер обработки и чистота поверхности. Отдельно, в более крупном масштабе приводят лопастные сечения, кроме того, в натуральную величину рисуют шаблоны кромок для нескольких радиусов. По этим шаблонам проверяют правильность изготовления кромок лопастей винта. На отдельных листах могут быть чертежи технологической оснастки и т.д.

В последнее время интенсивно развиваются компьютерные технологии в судостроении вообще и при проектировании гребных винтов в частности. Мы не будем подробно рассматривать вопросы математического описания геометрии поверхности судовых гребных винтов, используемых при этом систем координат и др. Некоторые сведения на эту тему можно почерпнуть в учебной [1], справочной [2] и другой специальной литературе [7; 20].

Вопросы для самоконтроля

1. Как получается правильная винтовая поверхность?
2. Что такое *шаг винтовой поверхности*?
3. Что такое *шаговый треугольник, шаговый угол*?
4. Как выглядят шаговые треугольники для винтовой поверхности аксиально-переменного шага?
5. Как выглядят шаговые треугольники для винтовой поверхности радиально-переменного шага?
6. Как выглядят шаговые треугольники для винтовой поверхности аксиально-радиально-переменного шага?
7. Как называются проекции на чертеже гребного винта?
8. Как называются поверхности лопасти?
9. Как называются кромки лопасти?
10. Как различить гребные винты правого и левого вращения?
11. Что такое *развернутый контур, спрямленный контур*, для чего они служат?
12. Что такое *дисковое отношение гребного винта*?
13. Что такое *шаговое отношение гребного винта*? Как оно определяется для случаев поверхностей аксиально-переменного и радиально-переменного шага?
14. Что такое *медианальное сечение*? Что оно показывает? Где изображается на чертеже и как оно выглядит?
15. Что такое *лопастные сечения*? Что они показывают? Где изображаются на чертеже и как они выглядят?
16. Какие чертежи используются при проектировании и изготовлении гребных винтов?

Глава 3. СЕРИЙНЫЕ ИСПЫТАНИЯ МОДЕЛЕЙ ВИНТОВ И ПОСТРОЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ДИАГРАММ

3.1 Кинематические и гидродинамические характеристики винта

Если бы гребной винт вращался в твердой среде, как винт и гайка, то за один оборот (рис. 3.1) он перемещался бы на расстояние, равное геометрическому шагу. Но в воде скорость поступательного перемещения винта оказывается меньше, чем в твердой среде. При этом вода также приобретает некоторую скорость, которая называется вызванной, или индуктивной. Поток воды за винтом ускоряется и закручивается, кроме того, из-за увеличения скорости происходит некоторое сужение струи. Соответственно вызванную скорость можно представить в виде геометрической суммы осевой, окружной и радиальной скоростей. Напомним, что в теории идеального движителя мы уже встречались с понятием «вызванная скорость», которая была только осевой. Другие скорости не нужны для создания упора движителя и являются побочными, снижающими его эффективность.

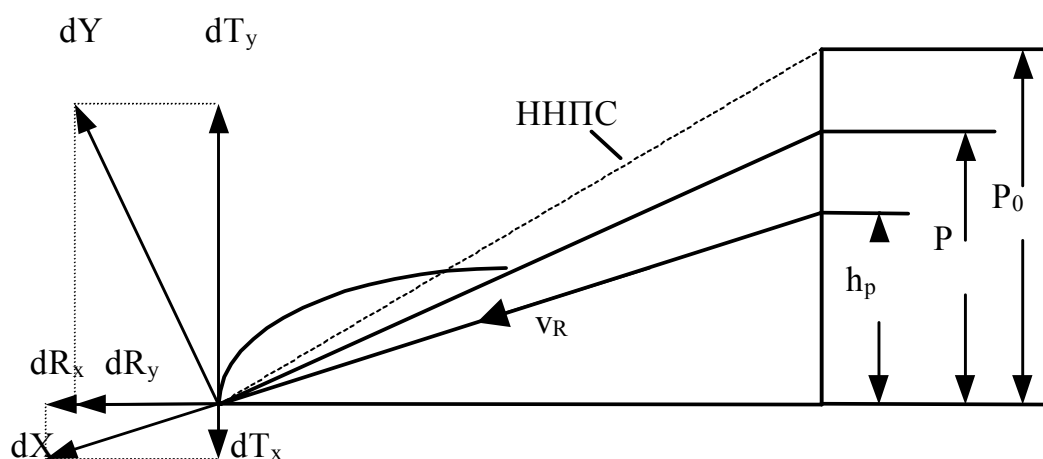


Рис. 3.1. Схема сил, действующих на элемент лопасти
(ННПС – направление нулевой подъемной силы)

Расстояние, проходимое гребным винтом в воде в осевом направлении за один оборот, называется *поступью* винта h_p . Разность между шагом и поступью $(P - h_p)$ называется *скольжением*. Если поступь умножить на частоту вращения винта n , получим поступательную скорость винта:

$$v_A = h_p n.$$

В расчетах удобно пользоваться безразмерными характеристиками: относительной поступью J и относительным скольжением s . Они относятся к кинематическим характеристикам винта и определяются по формулам:

$$J = \frac{h_p}{D} = \frac{v_A}{nD}; \quad (3.1)$$

$$s = \frac{P - h_p}{P} = 1 - \frac{J}{P/D}. \quad (3.2)$$

Перейдем к рассмотрению гидродинамики гребного винта. С этой целью пересечем лопасть двумя бесконечно близкими соосными цилиндрами радиусами r и $(r + dr)$. При этом образуется *элемент лопасти*. Изобразим его на развертке цилиндра (на шаговом треугольнике) и рассмотрим силы, возникающие при вращении в потоке жидкости при различных поступях (см. рис. 3.1).

На рабочем режиме на элемент лопасти набегаёт поток (мы, как обычно, рассматриваем обращенное движение) со скоростью v_R , равной геометрической сумме скоростей движения и вращения элемента лопасти, в направлении, указанном стрелкой. Вектор скорости направлен по отношению к линии кромок под определенным углом атаки α . При этом возникает подъемная сила dY , направленная перпендикулярно потоку, и сила профильного сопротивления dX , параллельная ему. Эти силы необходимо разложить на составляющие, действующие по направлению движения винта (dT_y и dT_x) и по направлению вращения (dR_y и dR_x). Заметим, что с учетом вызванных скоростей направление потока и возникающие силы изменяются, что нами здесь не принимается во внимание.

Действующие силы зависят от угла атаки; они определяются экспериментально путем продувки профилей в аэродинамических трубах и представляются в специальных атласах и справочной литературе в виде безразмерных коэффициентов подъемной силы и сопротивления:

$$C_y = \frac{dY}{\frac{\rho v_R^2}{2} b dr}; \quad C_x = \frac{dX}{\frac{\rho v_R^2}{2} b dr}, \quad (3.3)$$

где b – хорда профиля.

Примерный вид таких зависимостей для несимметричного профиля лопасти гребного винта показан на рис. 3.2.

Будем изменять поступь (абсолютную) винта от нулевой до некоторого максимума и посмотрим, как будут изменяться упор, момент и КПД гребного винта в зависимости от нее, имея в виду, что при этом меняются не только величины, но и направление сил, показанных на рис. 3.1, с учетом направления набегающего потока. При этом указанные величины для целого винта определяются через соответствующие характеристики для элемента лопасти по следующим зависимостям:

$$T = z \int_{r_H}^R (dT_y - dT_x) dr;$$

$$Q = z \int_{r_H}^R (dR_y + dR_x) r dr; \quad (3.4)$$

$$\eta_0 = \frac{T v_A}{2\pi n Q},$$

где z – число лопастей винта.

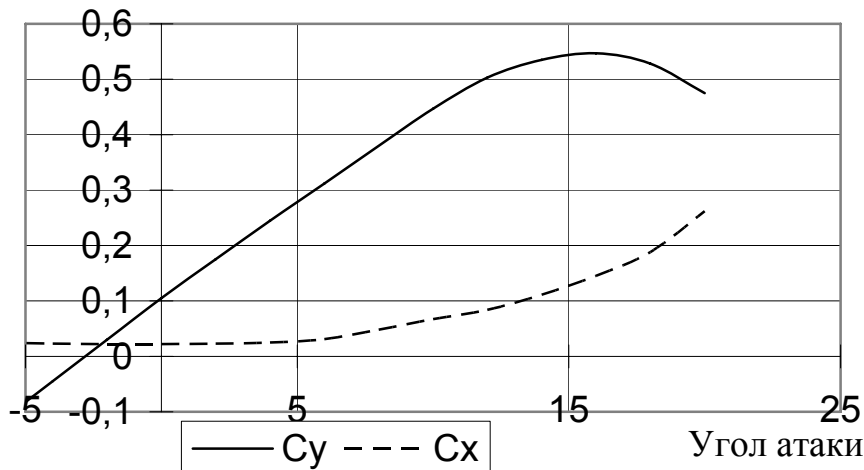


Рис. 3.2. Гидроаэродинамические характеристики профиля

1. Швартовный режим – судно стоит на месте, винт работает. Поступь $h_p = 0$: $T = T_{\max}$; $Q = Q_{\max}$; $\eta_0 = 0$ – по определению. Заметим, что даже при нулевом КПД различные гребные винты (как и другие движители) могут иметь неодинаковую эффективность, при одинаковой потребляемой мощности развивая неодинаковый упор.

2. Рабочий режим: $h_p > 0$; $T > 0$; $Q > 0$; $\eta_0 > 0$.

3. Поступь равна геометрическому шагу винта; из-за несимметрии профиля есть подъемная сила: $h_p = P$; $T > 0$; $Q > 0$; $\eta_0 > 0$.

4. С ростом поступи наступает момент, когда сила dT_y снизится настолько, что сравняется с dT_x ; соответствующая поступь называется *шагом нулевого упора*, или *гидродинамическим шагом* P_1 , который играет очень важную роль в теории гребных винтов: $h_p = P_1$; $T = 0$; $Q > 0$, так как две силы сопротивления направлены в одну сторону; $\eta_0 = 0$ – также по определению.

5. Направление набегающего потока совпадает с направлением нулевой подъемной силы (ННПС), остается только сила профильного сопротивления: $h_p = P_0$ – шагу нулевой подъемной силы; $T < 0$; $Q > 0$; $\eta_0 < 0$ (!).

6. После перехода через ННПС подъемная сила меняет знак, сопротивление остается. В какой-то момент составляющие силы сопротивления вращению dR_y и dR_x станут одинаковыми по величине, но противоположными по направлению. Соответствующая поступь называется *шагом нулевого момента*, или

шагом свободного вращения P_2 , при котором не требуется прикладывать усилий для вращения винта: $h_p = P_2$; $T < 0$; $Q = 0$, при этом $\eta_0 = -\infty$ (!).

7. $h_p > P_2$; $T < 0$; $Q < 0$, так как силы изменили знак; $\eta_0 > 0$.

Кривые, изображающие зависимость упора, момента и КПД от поступи, носят название «кривые действия гребного винта». Примерный их вид показан на рис. 3.3.

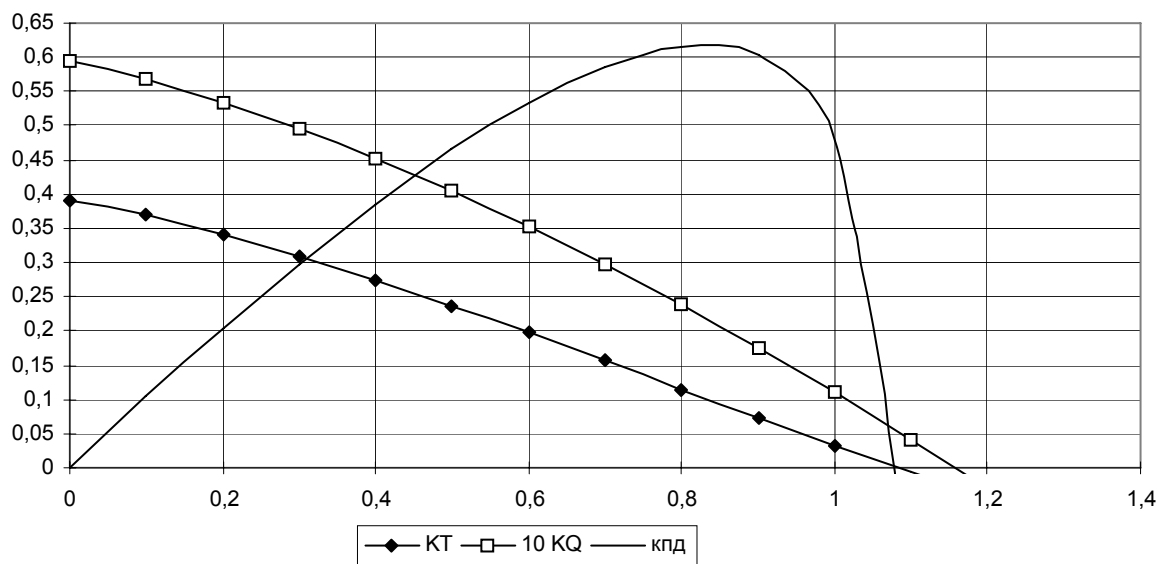


Рис. 3.3. Кривые действия гребного винта

Итак, теперь вместо одного (геометрического) шага винта у нас появилось четыре. Относительное скольжение можно определять через любой шаг, чаще всего через шаг нулевого упора, поскольку упор оказывается приблизительно пропорциональным скольжению при небольшой его величине. Все рассмотренные выше случаи можно свести к трем.

1. Поступь меньше шага нулевого упора. Упор и момент положительные, КПД – тоже. Винт работает как движитель: к нему надо прикладывать крутящий момент, он создает упор, движущий судно.

2. Поступь между шагом нулевого упора и нулевого момента. Упор отрицательный, крутящий момент положительный, КПД отрицательный. К винту надо прикладывать крутящий момент, но он не создает упор, а оказывает сопротивление движению, т.е. не совершает никакой полезной работы. Этот диапазон поступей русский профессор Брикс, автор «паральной теории гребного винта», предложил назвать «параль» – винт как бы парализован. Чем меньше данная область, тем лучше винт.

3. Поступь больше шага нулевого момента. Упор и момент отрицательные, КПД положительный. Винт работает как турбина: он создает сопротивление потоку, но с него можно снимать крутящий момент.

Заметим, что мы рассмотрели далеко не все возможные режимы работы гребного винта (в теории управляемости рассматриваются варианты с положи-

тельными и отрицательными скоростями и частотами вращения, причем знаки одной и другой величины могут не совпадать). Однако в дальнейшем будем ограничиваться только режимом работы винта как движителя.

3.2. Испытания моделей винтов и представление результатов

Несмотря на успехи теории, до сих пор нередко пользуются данными модельных испытаний винтов, которые считаются более надежными. Первые серийные испытания моделей винтов провел Р. Фруд (сын В. Фруда) в 1883 г. Он установил, что кривые действия гребных винтов с различными шаговыми отношениями в функции от скольжения имеют похожий характер, а у геометрически подобных винтов при одинаковом скольжении упор пропорционален квадрату линейных размеров, а КПД равны. Очевидно, что при таких испытаниях требуется учитывать законы подобия, которые мы рассмотрели ранее применительно к моделям судов.

Условие геометрического подобия понятно и легко выполнимо. Условие гравитационного подобия $Fr_m = Fr_n$, крайне важное для моделей судов, обычно не выполняется для гребных винтов, так как при погружении на достаточную глубину волнообразование при работе винта мало. Влияние сил вязкости, определяемое числом Рейнольдса, требуется учитывать, но, как и для моделей судов, равенство $Re_m = Re_n$ недостижимо из-за чрезмерно высоких скоростей и огромных усилий для моделей, поэтому приходится ограничиваться выполнением условия $Re > Re_{кр}$, обеспечивающего турбулентный режим у модели. На определении числа Рейнольдса для гребного винта следует остановиться, так как в отличие от судна и характерный линейный размер, и характерная скорость могут определяться неоднозначно. В качестве характерной скорости берется окружная скорость конца лопасти $v = \pi nD$, а в качестве характерного линейного размера – средняя

ширина контура лопасти, условно определяемая как $\ell = \frac{\pi D A_E / A_0}{2z}$. В результате

после некоторых преобразований формула числа Рейнольдса приобретает вид:

$$Re = 5 \frac{nD^2}{v} \frac{A_E / A_0}{z}. \quad (3.5)$$

Считается, что для получения надежных результатов должно выполняться условие: $Re > (3 - 5,5) \cdot 10^5$. Тогда, кроме геометрического подобия, достаточно обеспечить равенство относительных поступей.

Модели испытывают в бассейнах гравитационного типа, в свободной воде (без корпуса судна). Измеряются скорость движения, частота вращения, упор и крутящий момент во всем диапазоне относительных поступей, что достигается изменением скорости буксирования модели.

Результаты испытаний модели представляются в виде безразмерных кривых действия – зависимостей коэффициента упора, коэффициента момента и КПД от относительной поступи $J = \frac{v}{nD}$. Указанные величины определяются по формулам:

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4};$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}; \quad (3.6)$$

$$\eta_0 = \frac{K_T}{K_Q} \frac{J}{2\pi}.$$

3.3. Диаграммы для расчета гребных винтов

Практические расчеты гребных винтов нередко выполняются с помощью специальных диаграмм, на которых изображаются кривые действия не одного, а серии винтов. В нашей стране используются диаграммы, построенные в форме, которую предложил Э.Э. Папмель – известный советский специалист в области ходкости судов. Известны и другие формы представления результатов, которые применяются в некоторых странах. Кстати, в литературе встречается термин «диаграммы Папмеля для расчета гребных винтов», который не всегда означает, что диаграммы принадлежат Папмелю (он является автором серии диаграмм для винтов с симметричным контуром и сегментным профилем, рассчитанных по вихревой теории) – фактически это могут быть перестроенные в форму Папмеля диаграммы Трооста, Тейлора и др.

В серии все винты имеют одинаковые диаметры, числа лопастей, дисковые отношения, формы контура и профиля, относительные толщины и другие характеристики; изменяется только одна – шаговое отношение. Для построения диаграмм требуется предварительно перестроить кривые действия каждой модели (рис. 3.4).

На рисунке показаны две кривые – K_T и η_0 (аналогичное перестроение делается и для кривой K_Q), построенные в функции от относительной поступи J . На них наносится сетка с некоторым шагом (возможно, переменным). Из точек пересечения линий сетки с кривой КПД проводятся вертикали до пересечения с кривой K_T . После этого на рисунке оставляют только кривую K_T с точками на ней, у которых подписаны значения КПД. Сделав такое построение для всех кривых серии, соединяют точки, соответствующие одинаковым значениям КПД, – получается диаграмма. На ней строятся и некоторые другие кривые, речь о которых несколько позже. В результате получается диаграмма довольно

сложного вида, пример которой приведен на рис. 3.5. Диаграмма изображена в устаревшей системе обозначений.

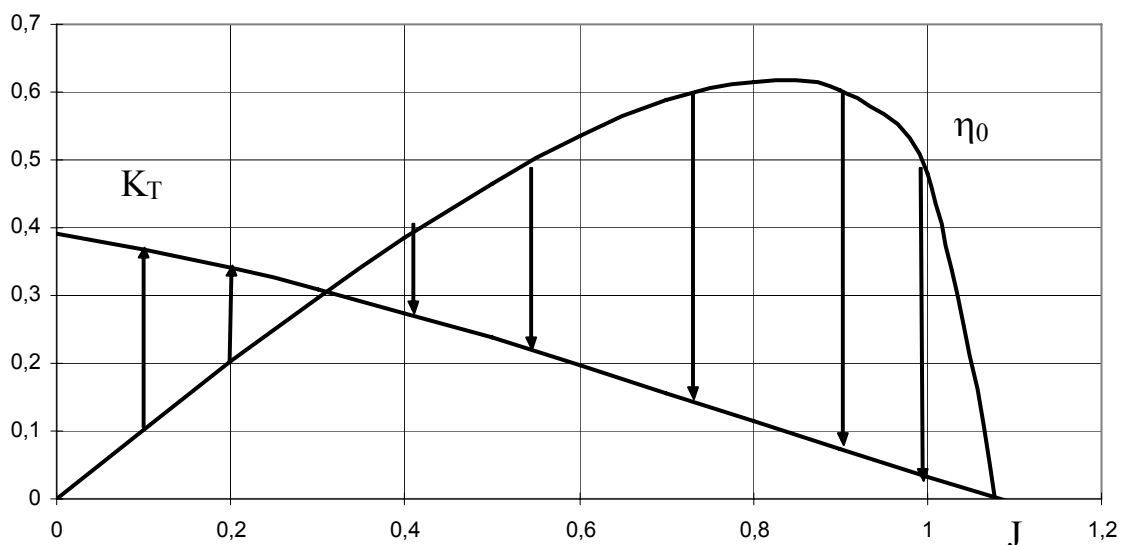


Рис. 3.4. Схема перестроения кривых действия в диаграмму

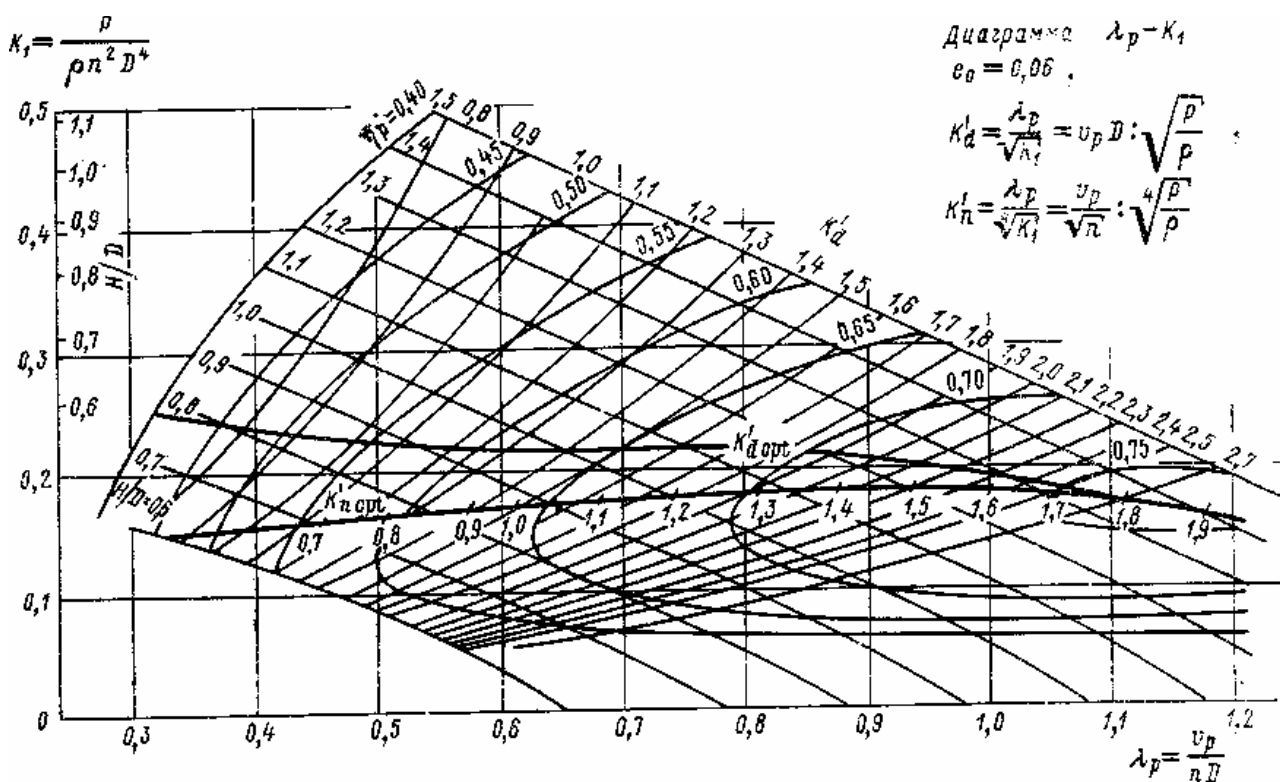


Рис. 3.5. Диаграмма для винтов с $z = 4$, $A_E/A_0 = 0,58$: K_1 – коэффициент упора; λ_p – относительная поступь

Диаграмму K_T - J нередко называют винто-корпусной, поскольку упор связан с сопротивлением корпуса, а диаграмму K_Q - J – винто-машинной, так как крутящий момент связан с мощностью главного двигателя.

По диаграммам можно решать различные задачи проектирования и расчета гребного винта. Мы рассмотрим шесть, три из которых решаются по винто-корпусной диаграмме, а три подобные – по винто-машинной.

1. Для винта *заданы*: скорость v_A , м/с; упор T , кН; диаметр D , м; частота вращения n , об/с. Требуется рассчитать винт, т.е. определить его шаговое отношение P/D , КПД η_0 и мощность P_D . Такие условия задания нехарактерны, но иногда встречаются. Задача решается просто: определяются два параметра $J = \frac{v_A}{nD}$ и

$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$, после чего на диаграмме по этим двум координатам строится точка

и с диаграммы снимаются P/D и η_0 . Мощность рассчитывается по формуле:

$$P_D = \frac{T v_A}{\eta_0}. \quad (3.7)$$

Задача решена.

2. Для винта *заданы*: скорость v_A , м/с; упор T , кН; частота вращения n , об/с. Требуется рассчитать винт, в том числе определить его *оптимальный* диаметр. Именно такую задачу приходится решать для обычного грузового судна, когда задана его проектная скорость и для этой скорости определено сопротивление. В принципе, такая задача имеет бесконечное множество решений, но лишь одно из них обеспечивает наивысший КПД. При указанных условиях задания нельзя найти ни относительную поступь, ни коэффициент упора, но можно составить специальную их комбинацию, чтобы исключить неизвестный диаметр. Итак, вычислим вспомогательную величину:

$$K_{NT} = \frac{J}{\sqrt[4]{K_T}} = \frac{v_A}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho}{T}}. \quad (3.8)$$

Этой величине в системе координат J - K_T соответствует парабола четвертой степени, любая точка которой может удовлетворить условиям задания (кроме условия оптимальности). На параболе можно найти точку, в которой КПД максимальный: в этой точке парабола и кривая постоянного значения КПД касаются друг друга. Естественно, что такие построения нецелесообразно выполнять каждый раз – их делают при построении диаграммы, точки с максимальными значениями КПД соединяют друг с другом и получают кривую, вдоль которой проставляются значения K_{NT} . Теперь остается, вычислив K_{NT} , найти нужную точку и снять с диаграммы три величины: J , P/D и η_0 . Тогда оптимальный диаметр винта определится по формуле

$$D_{\text{опт}} = \frac{v_A}{nJ}, \quad (3.9)$$

а мощность – по формуле (3.7).

3. Для винта заданы: скорость v_A , м/с; упор T , кН; диаметр D , м. Требуется рассчитать винт, в том числе определить его оптимальную частоту вращения n , об/с. Такую задачу можно назвать расчетом винта ограниченного диаметра. Здесь, как и в задаче 2, нельзя найти ни относительную поступь, ни коэффициент упора, но можно составить специальную их комбинацию, чтобы исключить неизвестную частоту вращения:

$$K_{DT} = \frac{J}{\sqrt{K_T}} = Dv_A \sqrt{\frac{\rho}{T}}. \quad (3.10)$$

Этой величине в системе координат $J - K_T$ соответствует квадратная парабола, на которой можно найти точку с максимальным КПД. На диаграмме заранее построена кривая, вдоль которой проставлены значения K_{DT} – она находится дальше от оси J , чем кривая K_{NT} . Теперь остается, вычислив K_{DT} , найти нужную точку и снять с диаграммы три величины: J , P/D и η_0 . Тогда оптимальная частота вращения винта определится по формуле

$$n_{\text{опт}} = \frac{v_A}{DJ}, \quad (3.11)$$

а мощность – по формуле (3.7). Если двигатель не обеспечивает нужную частоту вращения, можно подобрать соответствующий редуктор.

4. Заданы: скорость v_A , м/с; диаметр D , м; частота вращения n , об/с и мощность P_D (в отличие от задачи 1, где вместо мощности известен упор). Требуется определить его шаговое отношение P/D , КПД η_0 и упор T , кН. Такие условия задания могут быть, если известен главный двигатель и не предполагается ставить редуктор; ожидаемую скорость хода приближенно можно определить, имея расчет сопротивления. В этой задаче следует использовать диаграмму $K_Q - J$, в отличие от трех первых задач. По мощности и частоте вращения определяется крутящий момент:

$$Q = \frac{P_D}{2\pi n}, \quad (3.12)$$

после чего нетрудно рассчитать обе координаты для «входа» в диаграмму:

$$J = \frac{v}{nD};$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}.$$

По этим координатам на диаграмме строится точка, для которой снимаются все требуемые величины: P/D и η_0 . Теперь определяется упор:

$$T = \frac{P_E \eta_0}{v_A}. \quad (3.13)$$

5. *Заданы:* скорость v_A , м/с; мощность P_D , кВт; частота вращения n , об/с. Требуется определить оптимальный диаметр винта. Эта задача подобна задаче 2; для ее решения вычислим вспомогательную величину:

$$K_{NQ} = \frac{v_A}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho v_A}{P_D}}. \quad (3.14)$$

Этой величине в системе координат J - K_Q соответствует парабола четвертой степени, на которой можно найти точку, в которой КПД максимальный, для чего заранее строят кривую, вдоль которой проставляются значения K_{NQ} . Вычислив K_{NQ} , находят нужную точку и снимают с диаграммы величины J , P/D и η_0 . Тогда оптимальный диаметр винта определится по формуле (3.9), а упор – по формуле (3.13).

6. *Заданы:* скорость v_A , м/с; мощность P_D , кВт; диаметр D , м. Требуется определить оптимальную частоту вращения винта n , об/с. Для этого рассчитывается вспомогательный коэффициент:

$$K_{DQ} = D v_A \sqrt{\frac{\rho v_A}{P_D}}, \quad (3.15)$$

которому в системе координат J - K_Q соответствует квадратная парабола, на которой можно найти точку с максимальным КПД. На диаграмме заранее построена кривая, вдоль которой проставлены значения K_{DQ} : она находится дальше от оси J , чем кривая K_{NQ} . На этой кривой находят нужную точку и снимают с диаграммы величины: J , P/D и η_0 . Оптимальная частота вращения винта рассчитывается по формуле (3.11), а упор – по формуле (3.13).

При реальных расчетах гребных винтов нередко можно воспользоваться одним из нескольких указанных способов решения по выбору. Дело в том, что редко удается ограничиться одним вариантом расчета: в задаче 2 могут быть варианты частоты вращения, в задаче 3 – варианты диаметров, в задаче 5 – варианты скоростей, чтобы удовлетворить всем условиям задания. Выбор той или другой задачи остается за расчетчиком, причем конечные результаты могут быть хотя и близкими, но неодинаковыми.

Схемы практического расчета гребных винтов при различных условиях задания здесь не рассматриваются. Они изложены в различной учебной и справочной литературе.

3.4. Влияние характеристик винта на его работу

Режим работы гребного винта определяется в первую очередь его кинематическими характеристиками, из которых наиболее характерной является *относительное скольжение*, подсчитанное по гидродинамическому шагу, $s_1 = 1 - \frac{J}{P/D}$. С ростом скольжения растут упор и мощность (крутящий момент),

КПД достигает максимума при $s_1 = 0,15-0,25$, после чего медленно снижается. На рабочем режиме скольжение бывает раза в два больше этих оптимальных значений, что связано с необходимостью обеспечения требуемого упора. Характер влияния скольжения можно оценить по рис. 3.3, если развернуть ось абсцисс: при $J = P/D$ $s_1 = 0$, при $J = 0$ скольжение $s_1 = 1$.

Вторая по важности характеристика – *шаговое отношение* P/D . С ее ростом увеличиваются упор и крутящий момент, но влияние P/D на КПД более сложное. В целом с ростом P/D КПД растет, но, во-первых, до определенного предела (примерно 1,5-1,7), после которого он снижается, во-вторых, это утверждение относится к максимально достижимому КПД; если задана относительная поступь (а она связана со скоростью), то максимальный КПД будет при вполне определенном шаговом отношении тем меньшем, чем меньше поступь. Влияние P/D иллюстрирует рис. 3.6, где построены кривые коэффициентов упора и КПД для трех значений шагового отношения.

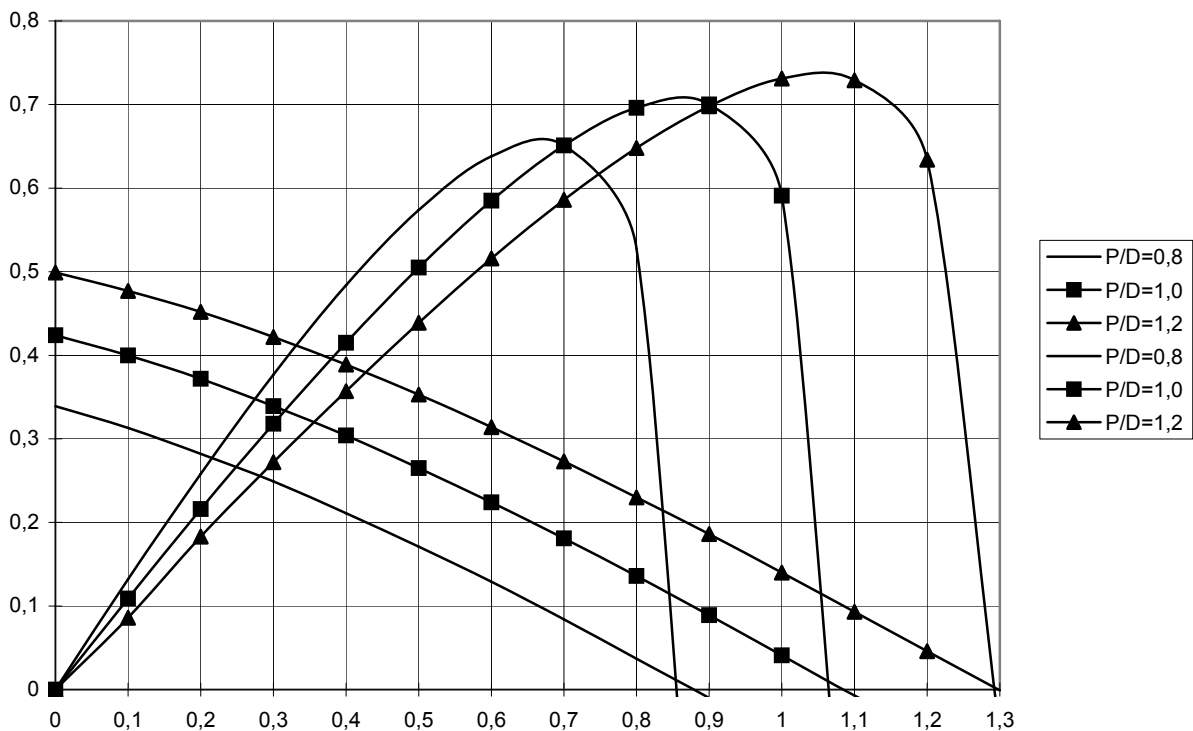


Рис. 3.6. Влияние шагового отношения на работу винта

К числу важнейших характеристик относится также *дисковое отношение* A_E/A_0 . Его влияние несколько меньше, чем шагового отношения. С ростом A_E/A_0 при неизменном шаговом отношении увеличиваются упор и момент и снижается КПД (рис. 3.7).

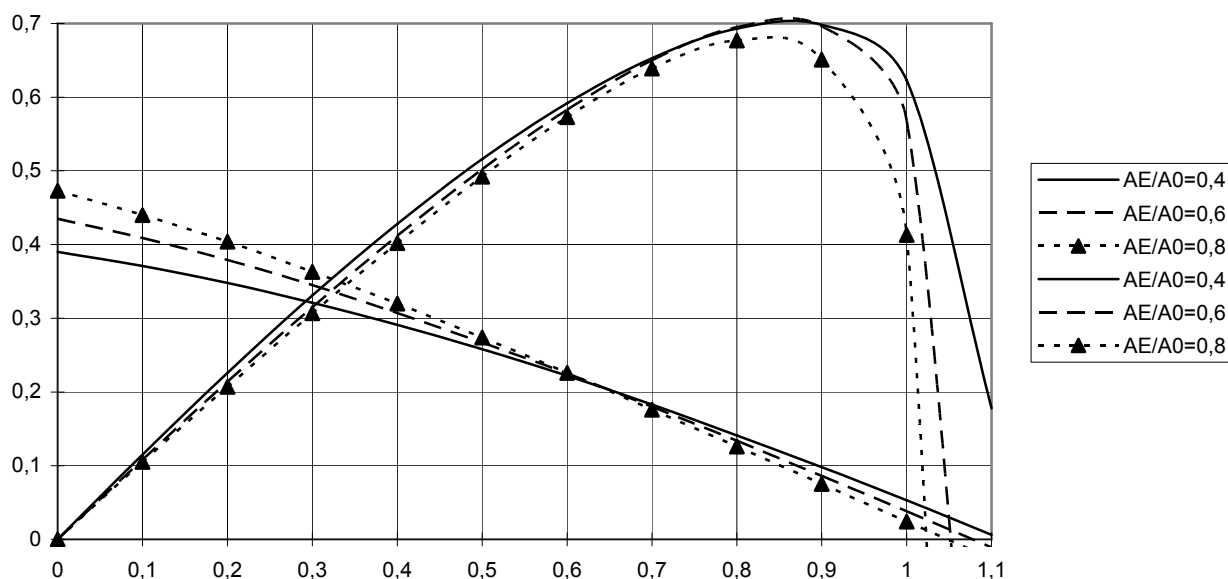


Рис. 3.7. Влияние дискового отношения на работу винта

Если шаговое отношение нулевого упора постоянное, все кривые пересекают ось абсцисс в одной точке. На рис. 3.7 имеются некоторые расхождения, которые можно объяснить влиянием относительной толщины лопастей на P_1/D .

Относительная толщина $\delta = e_0/b_{cp}$ выбирается из условия прочности лопастей, она представляет собой отношение толщины на радиусе центра тяжести площади лопасти ($R_0 \approx 0,6 R$) к средней ширине контура лопасти. Рост толщины приводит к некоторому увеличению коэффициентов упора и момента и небольшому снижению КПД (при очень малой толщине ее влияние обратное).

Число лопастей z при работе винта в свободной воде сравнительно слабо влияет на работу винта. Если винт проектируется на заданный упор, коэффициент упора будет фиксирован, а КПД несколько изменяется с изменением числа лопастей. Сравнивая наиболее распространенные варианты винтов с $z = 3$ и $z = 4$, можно отметить, что у слабо нагруженных винтов с точки зрения КПД предпочтительнее $z = 3$, благодаря меньшей относительной толщине (в связи с большей шириной одной лопасти), а у тяжело нагруженных винтов – $z = 4$, благодаря уменьшению индуктивных потерь, связанных с перетеканием воды через край лопасти с нагнетательной поверхности на засасывающую.

У винтов, работающих за корпусом, влияние числа лопастей более значительное. Рост числа лопастей в целом способствует уменьшению вибрации и шума при работе винта, что особенно существенно при больших мощностях энергетической установки.

Форма контура лопасти оказывает некоторое, хотя и небольшое, влияние на КПД. Напомним, что в теории крыла доказывалось, что минимальные индуктивные потери будут у крыла, имеющего в плане эллиптическую форму. Подобная форма оптимальна и для лопасти, хотя нужно иметь в виду, что сечения, расположенные на больших радиусах, развивают больший упор в связи с большей окружной скоростью. Но при работе винта за корпусом (особенно если он расположен в ДП) для уменьшения вибрации и шума широко применяется несимметричный (саблевидный) контур лопастей. Наибольшие усилия на лопасти одновинтового судна развиваются в ее верхнем положении, несимметричный контур позволяет сгладить пик возникающих нагрузок. На некоторых судах встречается очень сильная саблевидность, что, однако, несколько снижает КПД, требует увеличения толщины в связи с необходимостью восприятия значительных скручивающих моментов (в дополнение к изгибающим) и может привести к заметному искажению геометрических характеристик во время работы из-за деформаций лопасти от совместного действия изгиба и кручения.

Форма лопастных сечений чаще всего бывает сегментной или авиационной. Первая предпочтительней с точки зрения простоты изготовления, эффективности на заднем ходу и кавитации. Авиационный профиль обеспечивает более высокий КПД на переднем ходу. Популярные винты серии Трооста, разработанные в Голландии (Вагенингенский опытовый бассейн), имеют авиационный профиль вблизи корня с постепенным переходом к сегментному на больших радиусах, где из-за меньшей толщины разница в эффективности мала.

Винты некоторых судов имеют *уклон лопастей* в корму. В свободной воде это обстоятельство тоже незначительно влияет на работу, но у винтов, работающих за корпусом, уклон делают с учетом формы окна ахтерштевня для обеспечения необходимых зазоров между винтом и корпусом. При уклоне немного удлиняется лопасть, что незначительно ухудшает КПД (если угол уклона не превышает 15°); дополнительный изгибающий момент от действия центробежных сил требует некоторого увеличения толщины.

Относительный *диаметр ступицы* у цельнолитого винта составляет 16-20 % – эта величина близка к оптимальной. При уменьшении диаметра ступицы корневые сечения располагаются под очень большими шаговыми углами (нормально в корневом сечении этот угол близок к 60°) и работают крайне неэффективно; ступица большого диаметра создает повышенное сопротивление.

Качество обработки поверхностей лопастей может очень сильно повлиять на КПД, если оно низкое. Подробнее этот вопрос будет рассмотрен в главе о повышении эффективности винтов.

Наконец, недостаточная *глубина погружения оси винта*, как указывалось в теории идеального движителя, ведет к снижению КПД из-за образования волн при работе винта. Считают, что отношение глубины погружения оси винта к его диаметру не должно быть менее 80-100 %.

Вопросы для самоконтроля

1. Назовите основные безразмерные кинематические характеристики гребного винта.
2. Что такое *относительная поступь*?
3. Что такое *относительное скольжение*?
4. Что такое *элемент лопасти*?
5. Какие силы действуют на элемент лопасти при вращении гребного винта?
6. Каков характер зависимости подъемной силы и силы профильного сопротивления от угла атаки профиля?
7. Что такое *гидродинамический шаг, шаг свободного вращения*?
8. При каком условии гребной винт работает как движитель, как турбина?
9. Что такое *параль*?
10. Каковы условия подобия при испытании моделей гребных винтов?
11. Что такое *коэффициент упора, коэффициент момента*?
12. Что такое *кривые действия гребного винта* и как они выглядят?
13. Каков принцип построения диаграмм для расчета гребных винтов?
14. Какие задачи расчета гребных винтов решают с помощью диаграмм?
15. Как влияет относительное скольжение на кривые действия винта?
16. Как влияет шаговое отношение на кривые действия винта?
17. Как влияет дисковое отношение на кривые действия винта?
18. Из каких соображений выбирают количество лопастей гребного винта?
19. Для чего используется саблевидный контур лопасти?
20. Для чего делают уклон лопастей в корму?

Глава 4. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ВИНТА И КОРПУСА

4.1. Общие понятия

До сих пор мы рассматривали работу гребного винта в свободной воде. Судовые гребные винты работают за корпусом (за исключением редко встречающихся носовых винтов ледоколов), а за винтом, расположенным в ДП, размещается перо руля (у многовинтовых судов число винтов и рулей часто не совпадает). Указанные элементы взаимодействуют друг с другом по схеме, приведенной на рис. 4.1.



Рис. 4.1. Схема взаимодействия

Взаимодействие винта и корпуса можно разделить на механическое и гидромеханическое. Механическое взаимодействие заключается в следующем. Тяга винта через ступицу, конус гребного вала передается на валопровод, сжимая его, далее на упорный подшипник и через его фундамент – на корпус. Она уравнивается силой сопротивления движению. Сжимающие усилия в валопроводе играют определенную роль – с ними связаны продольные колебания валопровода; напряжения в корпусе судна от действия силы тяги винта незначительны и в расчетах прочности не учитываются. Сопротивление вращению лопастей, преодолеваемое крутящим моментом от двигателя, прикладывается к корпусу в виде кренящего момента и уравнивается восстанавливающим моментом; в расчетах устойчивости этот кренящий момент также не учитывается.

Гидромеханическое взаимодействие значительно сложнее и важнее. Оно заключается в изменении поля скоростей и давлений в системе *корпус-винт-руль*. Именно этот вид взаимодействия мы будем изучать в данной главе. Изучение может производиться теоретическим или экспериментальным путем, причем в обоих случаях возникают серьезные трудности. Теоретическое решение задачи о работе винта за корпусом чрезвычайно сложно. Мы уже указывали, что аналитические расчеты как сопротивления движению, так и гребного винта сами по себе сложны, комплексная же задача неизмеримо сложнее. Поэтому при теоретическом исследовании винта, работающего за корпусом, предварительно решают задачу расчета обтекания корпуса, а затем рассчитывают как бы изолированный винт, но работающий в потоке, измененном корпусом. Аналогично решается задача об обтекании корпуса без винта, но с учетом изменений, вносимых им.

При экспериментальном изучении принципиально невозможно моделирование эффектов, обусловленных вязкостью, что уже указывалось в соответствующих разделах. Так что наиболее надежные результаты можно получить только путем натуральных измерений, что очень сложно и дорого.

4.2. Попутный поток

Этим понятием учитывается влияние корпуса на подтекание воды к винту. Корпус увлекает за собой воду, в результате чего скорость потока, набегающего на винт, v_A оказывается меньше, чем в свободной воде:

$$v_A = v(1 - \psi), \quad (4.1)$$

где ψ – коэффициент попутного потока. Строго говоря, попутный поток имеет не только продольную (осевую) составляющую, но также окружную и радиальную, которые мы пока не затрагиваем.

Движущееся судно вызывает появление дополнительных скоростей во всем объеме воды, но в данном разделе рассматриваются только скорости в диске винта. При исследованиях попутный поток часто определяется при условии отсутствия гребного винта. Такой попутный поток принято называть *номинальным*.

Принято считать, что попутный поток складывается из трех независимых составляющих: потенциального (вытеснения, замещения), трения (вязкого) и волнового.

Потенциальный попутный поток возникает из-за сплошности и практической несжимаемости воды, его величина не зависит от направления движения – при изменении направления вектор скорости попутного потока разворачивается на 180° . Он существует и в идеальной жидкости. В оконечностях потенциальный попутный поток положительный, в средней части – отрицательный (скорость жидкости увеличивается).

Попутный поток трения связан с наличием пограничного слоя, сходящего с корпуса в корме судна. Он дополняет эпюру скоростей в пограничном слое до прямоугольника и зависит от числа Рейнольдса: у модели он больше, чем у судна, поскольку у нее пограничный слой относительно толще. Если буксировать модель носом вперед, в корме измеряется суммарный попутный поток, если кормой вперед – только потенциальный. У обычных морских транспортных судов преобладает именно вязкостная составляющая попутного потока.

Волновой попутный поток обусловлен орбитальным движением частиц воды в кормовой поперечной волне. Как известно, на вершине волны направление движения частиц совпадает с направлением бега волн (т.е. движения судна), на подошве – противоположное. Так как в районе винта находится впадина кормовой волны, волновой попутный поток отрицательный. При малых скоростях ($Fr < 0,2$) он незначителен.

Работающий гребной винт оказывает влияние на попутный поток. Попутный поток, возникающий за корпусом судна при работающем винте, называют *эффективным*. Скорости, вызванные работой винта, при этом не учитываются. Разница между номинальным и эффективным попутным потоком сильно

зависит от характера обтекания кормовой оконечности судна и нагрузки двигателя. При малых значениях полноты судна и нагрузки винта эффективный поток мало отличается от номинального. У крупнотоннажных судов с большой полнотой, двигатели которых обычно являются тяжело нагруженными, а в корме нередко наблюдается отрыв пограничного слоя, винт оказывает большое влияние на попутный поток, причем эффективный попутный поток меньше номинального. В связи с тем что экспериментальное определение эффективного попутного потока затруднительно, в практических расчетах используют коэффициент *расчетного попутного потока*, который определяют путем анализа результатов испытаний самоходных моделей. При этом ставится условие равенства упора и потребляемой мощности винта в свободной воде и за корпусом судна.

По сечению винта все виды попутного потока распределяются неравномерно: чем ближе к корпусу находится точка диска винта, тем, как правило, больше в этой точке попутный поток. Понятно, что при проектировании гребного винта коэффициент попутного потока приходится осреднять. В простейшем случае осреднение производится по всему диску винта. Возможно осреднение для каждого радиуса, что позволяет несколько улучшить характеристики винта, спроектировав винт радиально-переменного шага, приспособленный к попутному потоку.

Неравномерность поля скоростей и давлений в диске винта приводит к некоторому, не очень значительному изменению характеристик гребного винта, несколько слов о чем будет сказано ниже. Намного важнее то обстоятельство, что с этой неравномерностью связано возникновение значительных периодических сил при вращении винта. Вспомним, что упор и сила сопротивления вращению на элементе лопасти зависят от угла атаки элемента, а он, в свою очередь, от скорости потока, набегающего на элемент, т.е. от скорости попутного потока. При увеличении скорости попутного потока обе силы возрастают, при уменьшении – уменьшаются. Таким образом, в течение одного оборота винта происходит один цикл изменения упора и крутящего момента, действующих на любую лопасть. Относительные амплитуды этих периодических сил измеряются десятками процентов. Существенно изменяются упор и крутящий момент, развиваемые гребным винтом в целом, причем частота периодических сил, возникающих на винте, равна nz , где n – частота вращения винта, z – число лопастей. Эта частота называется *лопастной частотой*. Указанные периодические силы вызывают вибрацию конструкций в кормовой оконечности и корпуса судна в целом.

Изучение попутного потока на моделях может осуществляться несколькими принципиально различными способами. Простейший из них – использование вертушки, которая устанавливается на модели судна вместо гребного винта и может свободно вращаться вокруг оси, совпадающей с осью винта. Предварительно она тарируется в свободной воде для установления зависимости между

скоростью набегающего потока и частотой вращения. Вертушка дает осредненное по диску значение коэффициента попутного потока.

Второй способ – установка микровертушки. Она имеет небольшие лопасти, которые могут устанавливаться на разных радиусах. Принцип ее действия тот же, что и у вертушки, но с ее помощью получают значения коэффициента попутного потока на разных радиусах, что, как отмечено выше, дает возможность проектировать винт радиально-переменного шага, наилучшим образом приспособленный к попутному потоку.

Наиболее полные данные получают с помощью трубки Пито-Прандтля, позволяющей измерять попутный поток в отдельных точках. Напомним, что трубка Пито-Прандтля имеет два отверстия, в одно из которых входит жидкость под гидростатическим давлением (таких отверстий на боковой поверхности трубки может быть несколько), а в другое (торцевое) – с добавлением скоростного напора. Трубка устанавливается в нужное место с помощью координатного устройства. Измерения с ее помощью самые трудоемкие, но зато данные позволяют получить наиболее подробное поле скоростей в диске винта и определять силы, возникающие на лопастях, наклоненных под разными углами к вертикали (периодические силы, необходимые для расчетов вибрации от работающего гребного винта).

При практических расчетах часто используют приближенные формулы различных авторов, которые могут приводить к результатам, существенно отличающимся друг от друга. Широкое распространение получили следующие формулы:

Тейлора

$$\psi = 0,5\delta - 0,10 \text{ (в некоторых источниках – } \psi = 0,5\delta - 0,05) - \text{ для винтов в ДП;} \quad (4.2)$$

$\psi = 0,5\delta - 0,16$ (в некоторых источниках – $\psi = 0,55\delta - 0,20$) – для бортовых винтов; δ – коэффициент общей полноты судна;

Папмеля

$$\psi = 0,165\delta^x \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D}} - \Delta\psi; \quad (4.3)$$

где $x = 1$ – для винтов в ДП, $x = 2$ – для бортовых винтов; V – объемное водоизмещение судна; D – диаметр гребного винта; $\Delta\psi = 0,1Fr - 0,20 \geq 0$ – поправка на волновой попутный поток, она вводится только при достаточно больших скоростях судна, которым соответствует развитая кормовая поперечная волна.

4.3. Засасывание

Этот термин учитывает влияние винта на сопротивление корпуса.

Работающий гребной винт увеличивает скорости обтекания кормовой оконечности, что должно приводить к росту сопротивления трения, но этот эффект невелик. Если у судна имеется общий отрыв пограничного слоя, винт смещает точку отрыва к ахтерштевню или вообще устраняет отрыв, но у большинства судов отрыв пограничного слоя отсутствует. Наибольшее значение имеет то, что пониженное давление на засасывающей поверхности лопастей действует на некоторой части длины кормовой оконечности судна, создавая дополнительное сопротивление ΔR – силу засасывания, по природе подобную сопротивлению формы, хотя и не связанную с вязкостью. Логично предположить, что сила засасывания пропорциональна упору винта:

$$\Delta R = tT, \quad (4.4)$$

где t – коэффициент засасывания. Тогда при заданной тяге винта (определяемой из условия равенства суммарной тяги всех винтов полному сопротивлению при заданной скорости; если число винтов $z_p = 1$ или 2 , тяга $T_E = R/z_p$, при большем числе винтов определение тяги каждого является особой задачей) упор должен рассчитываться по формуле:

$$T = \frac{T_E}{1-t}. \quad (4.5)$$

Засасывание – вредное явление. Силу засасывания можно уменьшить, удаляя винт от корпуса или уменьшая углы между поверхностью обшивки и направлением движения судна. Первый способ связан с конструктивными трудностями и не дает большого эффекта, второй может привести к отрыву пограничного слоя, так что обоими следует пользоваться осторожно.

Несколько десятилетий назад была популярна формула Э.Э. Папмеля:

$$t = \frac{t_0}{s_1}; \quad t_0 = k_t \psi, \quad (4.6)$$

где t_0 – коэффициент засасывания на швартовном режиме; s_1 – скольжение относительно шага нулевого упора; k_t – коэффициент, который, по Папмелю, зависит от характера обработки лопастей винта и для хорошо / средне / плохо обработанных лопастей равен соответственно $0,3 / 0,5 / 0,7$.

В современных расчетных схемах зависимость коэффициента засасывания от скольжения не учитывается, имея в виду то, что на рабочем режиме относительное скольжение довольно стабильно по величине. Для одновинтовых судов принимают:

$$\begin{aligned}
 t &= (0,7 - 0,9)\psi && \text{– если за винтом стоит обтекаемый руль;} \\
 t &= (0,9 - 1,05)\psi && \text{– при пластинчатом (плоском) руле;} \\
 t &= (0,5 - 0,7)\psi && \text{– при наличии контрпропеллера.}
 \end{aligned}
 \tag{4.7}$$

Здесь относительное скольжение считается равным $s_1 = 0,3$. Если по расчету скольжение отличается от 0,3, рекомендуется корректировать величину коэффициента засасывания по формуле (4.6).

Коэффициент засасывания двухвинтовых судов можно рассчитать по формулам:

$$\begin{aligned}
 t &= 0,25\psi + 0,14 && \text{– при расположении гребных валов в выкружках;} \\
 t &= 0,7\psi + 0,06 && \text{– если валы поддерживаются кронштейнами.}
 \end{aligned}
 \tag{4.8}$$

Заметим, что однозначной связи между коэффициентами попутного потока и засасывания, которая следует из формул (4.6)-(4.8), фактически нет. При некоторых формах корпуса возможен рост коэффициента попутного потока при одновременном уменьшении засасывания.

4.4. Влияние руля на работу винта

В силу особенностей своей конструкции гребной винт, кроме вызванных осевых скоростей, необходимых для развития упора, создает вызванные окружные скорости (закручивает поток), из-за чего происходит заметное уменьшение КПД. Для уменьшения этих потерь Вагнер в 1905 г. предложил непосредственно за гребным винтом устанавливать контрпропеллер – неподвижный винт с 2-6 узкими лопастями, раскручивающий поток, закрученный винтом. Несколько иное решение – устанавливать контрпропеллер перед винтом – предложил в 1908 г. Хаас. Роль контрпропеллера может играть соответствующим образом профилированный ахтерштевень. На лопастях контрпропеллера создается дополнительный упор, что, по разным данным, может привести к увеличению КПД винта на расчетном режиме от 6-10 до 18-20 %. На других режимах эффект контрпропеллера снижается, а на заднем ходу он вреден, поскольку закручивает поток в ту же сторону, что и гребной винт. Кроме того, контрпропеллер увеличивает диаметр циркуляции, т.е. ухудшает поворотливость (является стабилизатором). В настоящее время контрпропеллеры применяются редко. На некоторых крупнотоннажных судах нашла применение профилированная корма, создающая эффект контрпропеллера. Например, если установлен винт правого вращения, ахтерштевень выше оси винта несколько отклоняют влево, а ниже оси винта – вправо. Это позволяет повысить КПД винта на переднем ходу.

Как было установлено, сходного эффекта можно добиться установкой за винтом обтекаемого руля, который оказывает положительное влияние на винт при всех режимах его работы, включая задний ход, хотя на расчетном режиме выигрыш от обтекаемого руля меньше, чем от контрпропеллера. В результате закручивания по-

тока гребным винтом половинки пера руля, расположенные выше и ниже оси винта, обтекаются потоком, набегающим под некоторым углом атаки. На них возникают силы, направленные преимущественно к бортам (разным для обеих половин), но имеется и продольная составляющая, увеличивающая упор. Пластинчатый руль, обладающий более низким гидродинамическим качеством, такого эффекта не дает.

Для пластинчатых рулей итальянец Коста в 30-е гг. XX в. предложил каплевидные (грушевидные) наделки, иногда называемые его именем. В связи с переходом к обтекаемым рулям, имеющим преимущества и с точки зрения управляемости, наделки не получили широкого распространения.

По схеме Папмеля КПД винта с рулем определялся по формуле:

$$\eta = i_p \eta_p, \quad (4.9)$$

где η_p – КПД винта в свободной воде (снятый с диаграммы); i_p – коэффициент влияния руля, равный

$$i_p = 1 + k_p \sqrt{s_1},$$

k_p можно определить по табл. 4.1 в зависимости от относительной толщины пера руля e/b и расстояния между винтом и рулем, отнесенного к диаметру винта, a/D .

Таблица 4.1

Значения коэффициента k_p

e/b	0,10			0,20		
a/D	0,1-0,2	0,3	0,4	0,1-0,2	0,3	0,4
k_p	0,12	0,07	0,02	0,20	0,12	0,04

В настоящее время влияние руля принято учитывать иначе – через коэффициент засасывания (см. формулы 4.7), что дает возможность учесть не только увеличение КПД, но и дополнительный упор от руля, но при этом теряется зависимость эффективности руля от указанных факторов. С другой стороны, относительная толщина руля часто близка к 0,15, а расстояние между винтом и рулем принимается минимально допустимым. Тогда нет особой нужды в усложнении учета влияния руля.

4.5. Учет влияния корпуса и руля при практическом расчете винта

При работе винта за корпусом судна расчетную скорость потока, набегающего на винт, следует определять по формуле (4.1), а упор, развиваемый винтом, – по формуле (4.5). Но в неравномерном попутном потоке изменяется не только средняя скорость – по сравнению с винтом в свободной воде изменятся

также упор и крутящий момент. Это обстоятельство можно учесть путем введения двух коэффициентов влияния неравномерности поля скоростей на упор и момент – i_T и i_Q . Первый из них бывает немного меньше, а второй – немного больше 1,00. Конкретная величина их зависит не только от обводов кормовой оконечности, но и от способа определения указанных коэффициентов при обработке экспериментальных данных. Согласно методике, принятой в настоящее время в отечественной практике, $i_T = 1,00$ (точно). При определении КПД требуется вводить дополнительный множитель, равный i_T/i_Q . В результате КПД винта, работающего за корпусом, будет

$$\eta = \frac{i_T}{i_Q} \frac{1-t}{1-\psi} \eta_p. \quad (4.10)$$

Множитель, стоящий перед КПД винта в свободной воде (иногда без членов, учитывающих влияние неравномерности попутного потока), называют коэффициентом влияния корпуса на КПД. У одновинтовых судов он обычно несколько больше 1,00, а у двухвинтовых – немного меньше. Это не значит, что корпус оказывает положительное влияние на КПД винта. С увеличением засасывания КПД однозначно снижается. С увеличением коэффициента попутного потока, с одной стороны, растет коэффициент влияния корпуса, с другой – уменьшается КПД винта в свободной воде. Как мы уже отмечали, нет однозначной зависимости между коэффициентами попутного потока и засасывания. Если первый увеличивается, а второй уменьшается, коэффициент влияния корпуса растет. Как показали исследования, этого эффекта можно добиться, применяя бульбовые обводы кормовой оконечности. Сопротивление движению судна при таких обводах незначительно возрастает, но в большей мере растет коэффициент влияния корпуса, что ведет к снижению требуемой мощности главного двигателя.

4.6. Выбор числа, расположения и направления вращения винтов

Часто вопрос о выборе числа гребных винтов решается просто и однозначно: устанавливают один винт в диаметральной плоскости в корме судна. Носовое расположение винтов встречается крайне редко: у ледоколов, где носовой винт создает поток, способствующий снижению сопротивления в битом льду. Но носовые винты легко повреждаются льдинами, поэтому на некоторых ледоколах они были демонтированы.

В пользу выбора одновинтовой установки говорят следующие соображения. Один винт в ДП, как правило, обеспечивает наивысший КПД, в частности, потому, что лучше использует энергию попутного потока (возрастает коэффициент влияния корпуса). Уменьшается сопротивление движению благодаря минимальному количеству выступающих частей. Уменьшаются размеры машинного отделения и состав машинной команды, потери площадей и объемов из-за наличия нескольких линий

валов. По этим причинам на обычных грузовых судах, где можно разместить винт неограниченного диаметра, устанавливается один винт. Используемое в подобных случаях понятие «винт неограниченного диаметра» является несколько условным и, по сути дела, означает, что диаметр винта может быть принят оптимальным для данной частоты вращения (которая в случае использования в качестве малооборотного дизеля без редуктора равна частоте вращения дизеля).

Многовинтовые установки характеризуются следующими особенностями. При ограниченной осадке и увеличенной ширине, например, у судов, плавающих по мелководному фарватеру (суда внутреннего и смешанного плавания) или перевозящих грузы с большой удельной погрузочной кубатурой (контейнеры, колесную технику, пассажиров и т.п.), несколько винтов будут иметь большую по сравнению с одновинтовым вариантом площадь гидравлического сечения, что способствует увеличению КПД. Правда, сопротивление двухвинтового судна примерно на 5 %, а четырехвинтового – на 10 % больше, чем одновинтового. Улучшается управляемость, поскольку поворот судна можно осуществлять за счет неодинаковой частоты вращения винтов разных бортов (или даже реверса одного из винтов). Повышается живучесть энергетической установки и судна в целом, что очень важно для пассажирских судов, ледоколов и боевых кораблей (в том числе и подводных лодок, хотя в настоящее время последние строятся в одновинтовом варианте). Очень крупные винты, особенно расположенные в ДП, вызывают сильную вибрацию. Возможны производственные ограничения по размерам винтов и мощностям двигателей. Иногда приходится учитывать и другие соображения, например, удобство размещения энергетической установки на судне.

Учитывая изложенное, на пассажирских судах бывает 2-3, а на крупнейших лайнерах – 4 винта; на небольших ледоколах – 2, а на больших – 3 винта; на надводных кораблях небольшого и среднего водоизмещения – 2-3, а на авианосцах – 4 винта и т.д.

При размещении винтов на судне очень важно выдержать требуемые зазоры между лопастями винта и корпусом. Обычно эти зазоры, измеренные в любом месте и в любом направлении, составляют 15-20 % от диаметра винта. Примерно те же требования предъявляются к зазорам между винтом и пером руля. Зазор между винтом и пяткой ахтерштевня одновинтового судна (в крайнем нижнем положении) меньше и примерно равен 3-4 % диаметра. Нижние кромки лопастей бортовых винтов стремятся расположить выше основной плоскости примерно на 1 % диаметра (это требование не выполняется у надводных кораблей, винты которых, как и перо руля, опускаются ниже ОЛ – у кораблей имеются и другие выступающие ниже ОЛ части, в первую очередь обтекатели гидроакустических станций).

Если на судне 3 или 4 винта, заботятся о том, чтобы задние винты не работали в струе передних, иначе возникает сильная вибрация, возможно наступление кавитации в связи с попаданием на лопасти закрученного потока. У бортовых винтов стремятся снизить до возможно меньшей величины угол между

гребным валом и направлением потока, набегающего на винт, в связи с тем, что при скосе потока работа винта ухудшается.

Направление вращения единственного винта не играет роли с точки зрения ходкости и полностью определяется направлением вращения двигателя. При наличии одноступенчатого редуктора направление вращения меняется на противоположное.

Винты двухвинтового судна вращаются в противоположные стороны, чтобы не создавался кренящий момент. При этом возможны два варианта: наружное вращение, когда на правом борту стоит правый, а на левом – левый винт, и внутреннее. В этом случае направление вращения влияет на КПД винтов: если винт раскручивает поток, закрученный корпусом (поток частично выходит из-под днища, частично – с бортов, приобретая окружные скорости), то КПД повышается, в противном случае – понижается. Изменение направления вращения может привести к заметному увеличению или уменьшению скорости хода судна, причем рациональное направление вращения устанавливается путем испытания модели судна. При эксплуатации предпочтительным считается наружное вращение, так как судно лучше слушается руля, к винту реже попадают плавающие предметы, например льдины.

Бортовые винты трехвинтового судна вращаются в разные стороны, при этом учитываются соображения, изложенные выше; средний винт может вращаться в любую сторону. У четырехвинтового судна оба винта правого борта могут быть правого вращения, а левого борта – левого вращения, но возможны и иные варианты, что также определяется на основе испытаний модели судна.

Вопросы для самоконтроля

1. Охарактеризуйте механическое взаимодействие винта и корпуса.
2. В чем заключаются трудности теоретического изучения взаимодействия гребного винта и корпуса судна?
3. В чем заключаются трудности экспериментального изучения взаимодействия гребного винта и корпуса судна?
4. Что такое *попутный поток*, из каких слагаемых он состоит?
5. К чему приводит неравномерность попутного потока в диске винта?
6. Каковы способы исследования попутного потока на моделях?
7. В чем суть явления засасывания?
8. Что дает установка контрпропеллера?
9. Что дает установка обтекаемого руля за винтом?
10. Что такое *коэффициент* влияния корпуса на КПД?
11. На каких судах обычно устанавливается один гребной винт?
12. На каких судах обычно устанавливаются несколько гребных винтов?
13. Какие требования предъявляются к размещению гребных винтов на судах?
14. Из каких соображений определяется направление вращения гребных винтов?

Глава 5. КАВИТАЦИЯ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

5.1. Общие понятия о кавитации

Термин *кавитация* латинского происхождения и означает полость, пустоту. При пониженном давлении вода, как и другие жидкости, закипает при меньшей температуре, чем в нормальных условиях, в том числе при комнатной; в ней образуются полости (*каверны* – это тоже латинское слово, также означающее полость), заполненные паром и растворенным воздухом.

Такие каверны можно увидеть, например, в горной речке с каменистым дном. В судостроении с явлением кавитации гребных винтов впервые столкнулись в 90-х гг. XIX в. при испытании английского миноносца «Деринг» с высокооборотной турбинной установкой. Скорость полного хода корабля оказалась ниже расчетной на 3 уз, причем при больших скоростях происходило резкое увеличение частоты вращения винтов и усиление вибрации. Аналогичные явления наблюдались на опытном корабле «Турбиния» также с турбинной энергетической установкой.

Как известно, подъемная сила на элементе (профиле) лопасти создается преимущественно за счет понижения давления на засасывающей поверхности и в меньшей мере – за счет повышения давления на нагнетательной поверхности. Пусть на элемент лопасти набегают поток со скоростью (в бесконечности) c_0 ; давление далеко перед элементом p_0 . Рассмотрим некоторую линию тока, проходящую вдоль засасывающей поверхности (рис. 5.1), и выделим на ней точку, в которой давление равно p_1 , а скорость – c_1 . В дальнейшем нам удобно будет считать, что это давление – минимальное, а скорость – максимальная (хотя это и не обязательно).

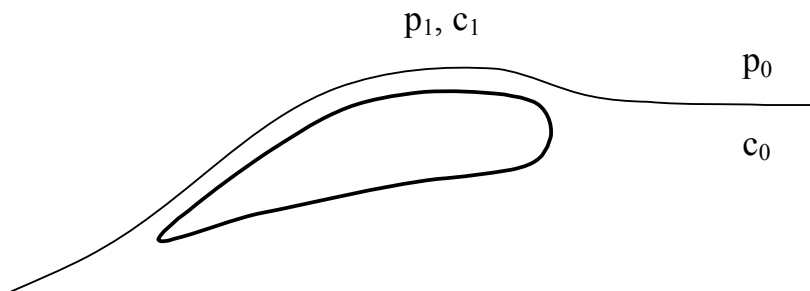


Рис. 5.1. Схема обтекания элемента лопасти

Уравнение Бернулли для выбранной линии тока можно записать в виде:

$$p_0 + \frac{\rho c_0^2}{2} = p_1 + \frac{\rho c_1^2}{2}. \quad (5.1)$$

Отсюда

$$p_0 - p_1 = \rho \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \frac{\rho c_0^2}{2} \left[\left(\frac{c_1}{c_0} \right)^2 - 1 \right].$$

Обозначим

$$\frac{p_0 - p_1}{\frac{\rho c_0^2}{2}} = \left[\left(\frac{c_1}{c_0} \right)^2 - 1 \right] = \xi \quad (5.2)$$

и назовем эту величину коэффициентом местного разрежения. Он зависит от формы профиля, угла атаки, положения точки на профиле, но не зависит от скорости набегающего потока. Как следует из формулы (5.2), минимальное давление на профиле будет равно

$$p_{\min} = p_0 - \xi_{\max} \frac{\rho c_0^2}{2}. \quad (5.3)$$

В нормальных условиях вода не способна воспринимать растягивающие напряжения. Более того, при некотором положительном давлении p_d , которое называется давлением насыщающего пара и зависит от температуры, она закипает – начинается кавитация, на профиле образуется кавитационная каверна. Зависимость p_d от температуры приведена в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Давление насыщающего пара при различной температуре

$t, ^\circ\text{C}$	0	10	20	30	40	50	60	100
$p_d, \text{кПа}$	0,61	1,22	2,32	4,28	7,35	12,3	19,9	101,3

5.2. Стадии кавитации элемента лопасти

Давление воды при обтекании засасывающей поверхности лопасти неравномерно распределяется по ее поверхности. Характер кривой распределения давлений вдоль винтовой линии (вдоль лопастного сечения) показан на рис. 5.2.

Верхняя кривая на рисунке относится к засасывающей, нижняя – к нагнетательной поверхности. Вид кривых зависит от формы профиля лопастного сечения и от угла атаки. Верхняя кривая показывает величины коэффициента местного разрежения, в точке максимума этот коэффициент достигает максимального значения, т.е. в этой точке профиля давление воды будет минимальным. При малых скоростях обтекания минимальное давление ненамного меньше ат-

мосферного, по мере увеличения скорости давление падает. Как только оно станет равным p_d , вода закипит – наступит кавитация.

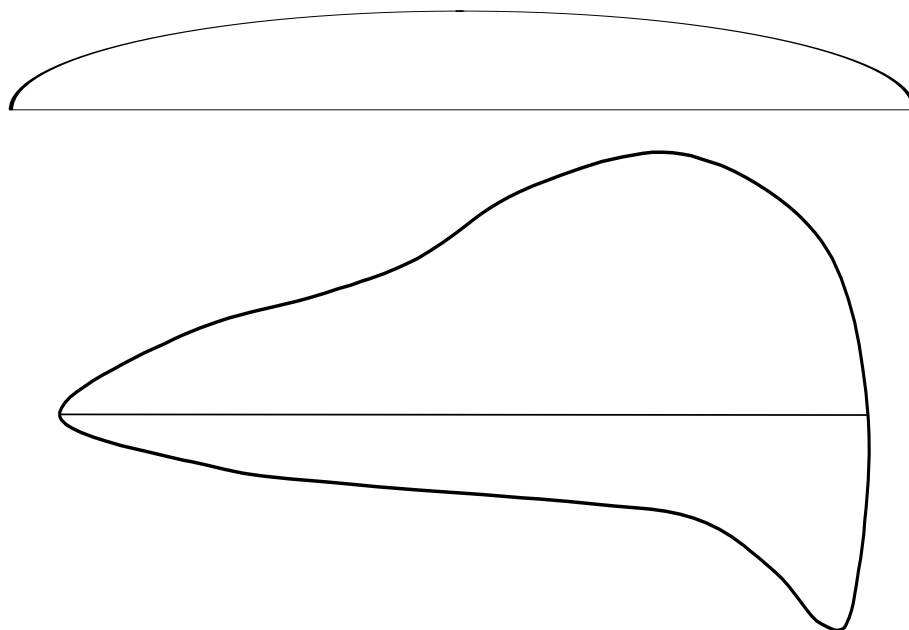


Рис. 5.2. Схема распределения давлений по лопасти

Введем в рассмотрение коэффициент общего разрежения:

$$\bar{P} = \frac{p_0 - p_d}{\frac{\rho c_0^2}{2}}. \quad (5.4)$$

От коэффициента местного разрежения он отличается только тем, что вместо p_1 содержит p_d . Но это, казалось бы, небольшое отличие радикально меняет свойства коэффициента: он не зависит ни от формы профиля, ни от угла атаки и положения точки на профиле, от которых зависит коэффициент местного разрежения, но зависит от скорости потока: чем больше скорость, тем он меньше. На диаграмме (см. рис. 5.2) он изобразится в виде горизонтальной прямой.

С ростом скорости эта прямая будет опускаться, приближаясь к оси абсцисс. Пока кавитации нет, прямая располагается выше кривой разрежений. В момент наступления кавитации она коснется указанной кривой – в соответствующей точке профиля возникнет кавитационная каверна, вначале в виде небольшого пузырька. По мере увеличения скорости обтекания профиля и развития кавитации прямая будет опускаться, отрезая от диаграммы разрежения верхнюю часть, поскольку давление в воде не может быть ниже p_d , а тем более отрицательным. Кавитационная каверна будет сноситься потоком к выходящей кромке профиля, в результате чего срезанный участок диаграммы переместится вдоль потока, причем площадь диаграммы останется неизменной.

Кавитация распространяется очень быстро. Вскоре наступает момент, когда прямая линия, соответствующая \bar{P} , опустится настолько, что диаграмма разрежения превратится в прямоугольник – при этом коэффициент общего разрежения равен критическому ($\bar{P} = \bar{P}_k$). Каверна охватывает весь элемент лопасти. Если продолжать увеличивать скорость, каверна будет замыкаться за лопастью, а диаграмма разрежения будет в виде прямоугольника, площадь которого с ростом скорости уменьшается.

Итак, кавитация отсутствует, если выполняется условие:

$$\bar{P} > \xi_{\max}.$$

При условии

$$\bar{P} \leq \bar{P} \leq \xi_{\max}$$

наблюдается 1-я стадия кавитации – частичная кавитация.

Если

$$\bar{P} \leq \bar{P}_k,$$

кавитация распространяется на всю засасывающую поверхность – наблюдается 2-я стадия кавитации.

Заметим, что мы рассматривали лишь элемент лопасти, а не всю лопасть, по отношению к которой вводятся те же стадии.

Иногда вводят в рассмотрение стадию суперкавитации: если винт кавитирует далеко во второй стадии. Вместо этого используют также термин «сильно-кавитирующие винты».

Скорость судна, при которой начинается кавитация винта, приближенно можно оценить по эмпирической формуле

$$v_{sk} = 28 \sqrt{\frac{1 + 0,1h_0}{1 + \pi^2/J}},$$

где h_0 – глубина погружения гребного вала.

5.3. Влияние кавитации на работу винта

Подъемная сила на лопасти создается за счет перепада давлений на ее нагнетательной и засасывающей поверхности; распределение давлений иллюстрирует рис. 5.2. Пока площадь, ограниченная двумя этими кривыми, постоянна, неизменным будет и упор винта (точнее, безразмерный коэффициент упора).

Коэффициент момента также в первом приближении можно считать неизменным, точнее, он, как правило, незначительно падает благодаря снижению сопротивления трения лопастей (хотя их сопротивление формы, наоборот, несколько возрастает). КПД в первой стадии кавитации, таким образом, может незначительно (примерно на 1 %) увеличиться.

Во второй стадии из-за уменьшения площади диаграммы быстро уменьшается коэффициент упора (хотя сам упор и растет за счет повышения давления на нагнетательной поверхности, величина упора на засасывающей поверхности при этом не меняется), несколько медленнее – коэффициент момента, еще медленнее – КПД.

Казалось бы, выгодно эксплуатировать винты в первой стадии кавитации. Но при этом возникает *кавитационная эрозия* – разрушение лопастей винта, которое может наступить в течение нескольких (8-12) часов. Считается, что основная причина кавитационной эрозии – механическое воздействие. Известно, что винт работает в неравномерном попутном потоке: в верхнем положении (у одновинтовых судов) он достигает максимума, а вблизи нижнего положения – минимума. Соответственно меняются и усилия, действующие на лопасть, они максимальные, когда лопасть проходит верхнее положение, и минимальные – в нижнем. Гидростатическое же давление в верхнем положении меньше, чем в нижнем. Следовательно, кавитация усиливается в верхнем положении лопасти и ослабевает или вообще исчезает в нижнем. Уменьшение размеров кавитационной каверны сопровождается «схлопыванием» кавитационных пузырьков и гидравлическими ударами, подобными тем, что иногда происходят в трубах. Лопасть вначале меняет цвет, затем возникает наклеп, появляются трещины, раковины, из которых выкрашивается металл. В конечном итоге появляются сквозные отверстия и может произойти полное разрушение.

Некоторое влияние на скорость эрозии оказывают химическая (от растворенного в воде кислорода) и электрохимическая (поскольку морская вода – слабый электролит) коррозия.

Во второй стадии кавитации разрушения кавитационных пузырьков на лопасти не происходит, винт может работать довольно долго (но на переходных режимах, когда будет наблюдаться первая стадия кавитации, эрозия будет наблюдаться).

Кавитационная эрозия может возникать в различных местах: у корня, у края лопасти, в районе выходящих кромок, чаще всего на засасывающей поверхности, но при работе сечений с отрицательными углами атаки – также на нагнетательной поверхности.

Кавитация сопровождается сильным шумом, который в значительной мере обусловлен колебаниями размеров кавитационной каверны.

Борьба с кавитационными разрушениями велась различными способами. Например, у корня лопасти могут делаться специальные противозерозионные отверстия, через которые происходит перетекание воды с нагнетательной поверхности лопасти на засасывающую. При этом кавитация усиливается (хотя давле-

ния несколько выравниваются), каверна выходит за пределы лопасти. Такой способ применяют, в частности, при значительном угле наклона гребного вала. На больших радиусах такая мера неприменима из-за значительной потери упора.

Делались попытки смягчить гидравлические удары с помощью податливых покрытий лопастей, но, вероятно, они не дали удовлетворительных результатов. Наибольший эффект дает применение высокопрочных материалов для изготовления винтов (возможно также поверхностное упрочнение материала), если эрозионный процесс не слишком интенсивный. В противном случае необходима корректировка геометрических элементов винтов, в частности, кривизны и шага сечений. Положительного эффекта можно добиться уменьшением дискового отношения или увеличением числа лопастей – это приведет к усилению кавитации и переходу ее во вторую стадию.

Еще один способ – подача в диск винта воздуха, который смягчает гидравлические удары при схлопывании пузырьков. Но количество воздуха должно быть небольшим во избежание чрезмерного ухудшения гидродинамических характеристик винта.

Уменьшению эрозии способствует выравнивание поля скоростей в диске винта за счет совершенствования обводов кормовой оконечности судна и выступающих частей.

5.4. Меры борьбы с кавитацией

Основной способ отдаления кавитации – увеличение дискового отношения. Это не только уменьшает перепад давлений при заданном упоре за счет увеличения площади лопастей, но и снижает относительную толщину лопастей, что приводит к более равномерному распределению давлений по засасывающей поверхности.

Уменьшение числа лопастей, повышение прочности материала также снижают относительную толщину, в первом случае за счет ширины, во втором – за счет толщины лопастей.

Определенного эффекта можно добиться правильным профилированием лопастей – применением сегментных профилей, приданием рационального изгиба средней линии профиля. Положительное влияние оказывает выравнивание потока в диске винта, для этого следует заботиться о плавности обводов судна, в частности батоксов, к которым нередко близки линии тока в корме.

Наряду с увеличением дискового отношения существенного увеличения площади лопастей можно достичь увеличением диаметра винта, но нередко это бывает затруднительным как по габаритным ограничениям, так и в связи с необходимостью снижения частоты вращения винта. На надводных кораблях нижняя кромка лопастей часто располагается заметно ниже основной плоскости, на гражданских судах такого положения избегают. Отметим, что у кораблей, кроме винтов, ниже основной плоскости могут находиться обтекатели гидроакустических станций и другие элементы.

Если указанные меры не позволяют избежать кавитации, для уменьшения эрозии можно переводить кавитацию во вторую стадию.

5.5. Суперкавитирующие винты

Между главным судовым двигателем и движителем существует известное противоречие. Как показывает теория идеального движителя, наиболее высоким КПД обладают движители больших размеров, например, гребные винты максимально возможного по условиям размещения в корме диаметра, с небольшой частотой вращения. С ними хорошо сочетаются малооборотные дизели, также имеющие высокий КПД, но одновременно отличающиеся большими габаритами и массой. Высокооборотные двигатели меньше по размерам и легче, но для приведения во вращение оптимального винта требуют дорогого и тяжелого редуктора, в котором теряется некоторая, пусть и сравнительно небольшая, часть мощности.

В 1938 г. академик В.Л. Поздюнин высказал идею применения суперкавитирующих винтов, например, с прямой передачей на винт от турбины. Смысл идеи вкратце заключается в следующем. Конечно, такие винты будут иметь пониженный КПД как из-за уменьшения диаметра, так и из-за кавитации. Но они дают и некоторые преимущества, позволяя уменьшить массу и габариты двигателя, винта и валопровода. Не исключено, что выигрыш в размерах энергетической установки приведет к снижению водоизмещения судна, следовательно, сопротивления его движению. Это, в свою очередь, может снизить расход топлива и дополнительно уменьшить водоизмещение. Поздюнин предложил и своеобразную форму лопастных сечений суперкавитирующих винтов – в виде клина с тупой выходящей и острой входящей кромками. При кавитации такая форма оказывается выгоднее, чем обычная.

Идея не получила поддержки в стране, но за рубежом в этом направлении были выполнены исследования, которые показали, что при больших скоростях (свыше 40-45 уз у надводных кораблей и 80 уз у подводных лодок), когда размеры энергетической установки очень велики, действительно удается получить положительные результаты, если частоту вращения винтов повысить в 1,5-2 раза по сравнению с обычно принимаемой.

5.6. Шум винтов

Работа гребного винта сопровождается более или менее интенсивным шумом. На судах очень много источников шума. К ним относятся главные и вспомогательные судовые механизмы, системы подачи воды и воздуха и др., но гребные винты являются одним из наиболее значительных источников шума. Проблеме шума судовых гребных винтов в настоящее время уделяется большое внимание, над ней работают большие коллективы исследователей. На судах гражданского флота это связано с санитарными нормами уровней шума в по-

мещениях, в первую очередь на пассажирских судах; шум на рыбопромысловых судах отпугивает рыбу, тем самым снижая уловы. Особую опасность, в буквальном смысле этого слова, представляет шум для подводных лодок, поскольку позволяет их обнаруживать и уничтожать. Основным способом обнаружения подводных лодок – с помощью гидроакустических средств, а при обнаружении лодка с большой вероятностью уничтожается. Шум винтов боевых подводных кораблей также способствует более раннему их обнаружению. Судовой шум затрудняет работу бортовой гидроакустической аппаратуры.

Оценка шумности гребного винта при проектировании крайне затруднительна, поскольку, как показала практика, нередко сравнительно небольшие изменения характеристик заметно влияют на уровень шума. В данном пособии вопросы шума винтов рассмотрены кратко, более полную информацию можно получить в специальной литературе, например в известном Справочнике [2].

Пока усилия, развиваемые винтом, невелики, шум также сравнительно слабый. Он обусловлен нестационарным полем давлений в районе винта. При приближении к кавитации возникает характерный шум неопределенного тона, иногда называемый «хрюканьем», на которое он действительно похож. Природа шума такого рода подобна шуму чайника перед закипанием: из воды выделяется растворенный в ней воздух.

Кавитация винта сопровождается сильным шумом, который обусловлен как схлопыванием кавитационных пузырьков, так и колебаниями каверны при перемещении лопасти в поле переменных давлений. Чем меньше воздуха растворено в воде, тем сильнее шум. Интенсивность кавитационного шума зависит, в частности, от вида кавитационной каверны. Для оценки скорости судна, при которой появится сильный кавитационный шум, и интенсивности этого шума имеются приближенные формулы.

У некоторых винтов встречается шум другого рода – так называемое пение – равномерное гудение определенного тона, существующее в достаточно узком диапазоне скоростей хода. Оно вызывается автоколебаниями выходящих кромок лопастей, подобных трепетанию флагов на ветру, из-за схода вихрей с кромок (вихревая дорожка Кармана). Для избавления от «пения» достаточно чуть заострить выходящие кромки. Для изготовления винтов с большой откидкой лопастей (с сильно саблевидным контуром) применяют сплавы с большим внутренним сопротивлением, например марганцовистую бронзу «Соностон».

5.7. Кавитационные трубы

Кавитационные трубы служат для экспериментального изучения явления кавитации, преимущественно для испытания моделей кавитирующих винтов. Кавитация может возникать на подводных крыльях при скоростях около 100 км/ч, на перьях рулей, а при очень больших скоростях (порядка 100 уз) – даже на корпусах. Создать необходимые для моделирования кавитации условия в обыч-

ном опытовом бассейне трудно. Если говорить о кавитирующих гребных винтах, при моделировании, кроме равенства относительных поступей, требуется обеспечить равенство чисел кавитации σ_k и, как показали исследования, также равенства количества растворенного в воде воздуха. Число кавитации определяется по формуле вида:

$$\sigma_s = \frac{P_0 - P_d}{\rho v_R^2}; \quad (5.5)$$

$v_R = \sqrt{v_A^2 + (2\pi n)^2}$ – местная скорость обтекания элемента лопасти, равная геометрической сумме поступательной и вращательной скоростей. Вместо нее в формуле может стоять поступательная скорость винта или какая-то иная. Чем меньше число кавитации, тем сильнее кавитация.

Кавитационная труба представляет собой замкнутую герметичную конструкцию, расположенную в вертикальной плоскости. В нижнем горизонтальном участке ее находится насос (импеллер), прокачивающий воду по трубе, в верхнем – модель, которая вращается специальным двигателем, а также шахта, в которой имеется свободная поверхность жидкости. Давление в шахте регулируется: оно может понижаться, а в некоторых случаях – повышаться, чтобы получить требуемое число кавитации. Чтобы изменить числитель в формуле (5.5), можно изменять температуру воды, например подогревать ее. Число кавитации регулируется также путем изменения скорости потока.

Для обеспечения равномерности потока в трубе устанавливают направляющие и спрямляющие устройства, например сотовый выпрямитель в виде ячеек, способствующих устранению закручивания потока и выравнивания скоростей по сечению трубы. Имеются устройства для увеличения скорости потока в месте установки модели, чтобы при кавитации на ней не было кавитации насоса. Предусмотрены люки и окна для монтажа модели и наблюдения за развитием кавитации; стробоскопическое устройство (создающее вспышки регулируемой частоты) позволяет как бы остановить вращение модели для наблюдений и фотографирования.

Во время испытаний измеряют скорости потока в разных точках в диске модели винта, а также частоту вращения, упор и крутящий момент. По результатам испытаний строятся кривые действия при различных значениях числа кавитации. Если для некавитирующих винтов строятся диаграммы, объединяющие результаты испытаний серии моделей, то для кавитирующих винтов диаграммы можно построить только для определенного числа кавитации, т.е. их должно быть несколько для одной серии моделей. Вместо диаграмм нередко используют кривые действия, относящиеся к одной модели при разных числах кавитации.

5.8. Понятие о расчете кавитирующих гребных винтов

Расчет кавитирующих гребных винтов может производиться различными методами, включая приближенные, с помощью эмпирических формул и диаграмм, построенных по результатам модельных испытаний, и более точные, основанные на теоретических представлениях о работе таких винтов. Кроме того, как отмечалось выше, могут проводиться специальные модельные испытания. В данном разделе мы ограничимся краткими сведениями о расчете кавитирующих гребных винтов.

В 30-е гг. XX в. известный отечественный специалист в области ходкости судов Э.Э. Папмель предложил полуэмпирический метод проекторочного расчета кавитирующих гребных винтов, который, хотя и не всегда дает надежные результаты, получил широкое распространение. Этот метод был изложен в его книге «Практический расчет гребного винта» (1936 г.); сведения о нем можно найти в книге [21].

Для расчета кавитирующих гребных винтов имеются специальные диаграммы. Их недостаток в том, что шаг изменения основных параметров (шагового и дискового отношений, числа кавитации) довольно велик, в ходе расчетов приходится использовать интерполяцию. Набор опубликованных диаграмм невелик. Схема расчета с помощью диаграмм подобна таковой для некавитирующих винтов, хотя и несколько сложнее.

Приближенный метод расчета основан на нескольких допущениях. Реальная лопасть заменяется условным эквивалентным крыловым профилем, причем во второй стадии кавитации давление по всей засасывающей поверхности постоянное и равно давлению насыщающих паров. Предполагается, что развитие кавитации не отражается на вызванных скоростях и на гидродинамическом качестве профиля.

В книге [21] имеются расчетные формулы и диаграммы для проектирования кавитирующих винтов. Критическую относительную поступь можно рассчитать по приближенной формуле:

$$J_k = \left(\frac{P_1}{D} + \frac{0,4}{A_E/A_0} \right) \frac{(1 + 7,2k)[1 + 4\delta(1 - k)]}{16k},$$

где P_1/D – шаговое отношение нулевого упора; A_E/A_0 – дисковое отношение; k – число кавитации; δ – относительная толщина эквивалентного профиля.

Графики позволяют найти коэффициенты уменьшения упора и КПД. Но при малых числах кавитации точность их невелика.

Приближенный метод проектирования сильнокавитирующих гребных винтов изложен в монографии [17]. Расчет производится в такой последовательности. Вначале определяются элементы некавитирующего винта, создающего на

бесконечности такие же вызванные скорости, как и кавитирующий, и вычисляются распределения циркуляции и подъемной силы по радиусу. Далее определяются углы атаки и кривизны нагнетательной поверхности элементов лопастей в плоскопараллельном потоке. После этого определяется дополнительное искривление нагнетательной поверхности и поправка к шагу винта с учетом телесности кавитационных каверн. Наконец, определяется шаг винта и кривизна нагнетательной поверхности. Метод иллюстрируется примером расчета. Там же приведены несколько диаграмм (в форме Папмеля) для кавитирующих винтов.

Вопросы для самоконтроля

1. В чем суть явления кавитации?
2. Каковы причины возникновения кавитации на элементе лопасти?
3. При выполнении какого условия возникает кавитация на элементе лопасти?
4. Как изменяется распределение давлений на лопасти при кавитации?
5. Что такое *коэффициент местного разрежения*, *коэффициент общего разрежения*?
6. Назовите стадии кавитации элемента лопасти и укажите, что они означают.
7. Как влияет кавитация на безразмерные характеристики работы гребного винта?
8. Какова природа кавитационной эрозии?
9. Как борются с кавитационной эрозией?
10. Каковы способы отдаления кавитации (борьбы с кавитацией)?
11. В чем смысл идеи суперкавитирующих винтов?
12. Что вы знаете о шуме при работе гребного винта?
13. Как производится моделирование работы кавитирующих гребных винтов?
14. Каковы условия подобия кавитирующих гребных винтов?
15. Как устроена кавитационная труба?
16. Как рассчитывают кавитирующие гребные винты?

Глава 6. ГРЕБНЫЕ ВИНТЫ РЕГУЛИРУЕМОГО ШАГА

6.1. Паспортная диаграмма гребного винта

В настоящем пособии опущены разделы, посвященные конструированию винтов, расчетам прочности лопастей. Эти вопросы изложены в специальной литературе; краткие сведения имеются в методических указаниях В.С. Антоненко, С.В. Антоненко и М.Т. Чашкова «Расчет и конструирование гребных винтов» [4]. Расчет паспортной диаграммы также отражен в этих методических указаниях, здесь будут изложены некоторые дополнительные сведения. Кроме того, знание паспортной диаграммы потребуется нам при дальнейшем изложении.

Паспортная диаграмма гребного винта – это совокупность согласованных между собой характеристик корпуса, двигателя и винта при различных скоростях судна и частотах вращения двигателя. Расчет ее ведется в табличной форме (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Расчет паспортной диаграммы гребного винта

№	Величины	Размерн.	Варианты															
			J ₁				J ₂				J ₃				J ₄			
1	Отн. поступь J																	
2	$K_T = f(J, P/D)$																	
3	$s_1 = 1 - J/(P_1/D)$																	
4	$t = t_0 * s_1 / s_{10}$																	
5	$K_E = K_T * (1 - t)$																	
6	$\eta_0 = f(J, P/D)$																	
7	$\eta_D = \frac{i_T}{i_Q} \frac{1-t}{1-\psi} \eta_0$																	
8	n_m	об/мин	n ₁	n ₂	n ₃	n ₄	n ₁	n ₂	n ₃	n ₄	n ₁	n ₂	n ₃	n ₄	n ₁	n ₂	n ₃	n ₄
9	$n = n_m / 60$	об/с																
10	$v_A = J n D$	м/с																
11	$v = v_A / (1 - \psi)$	м/с																
12	$v_s = v / 0,5144$	уз																
13	$T_E = K_E \rho n^2 D^4$	кН																
14	$P_S = \frac{T_E v}{\eta_D \eta_B \eta_{\Pi}}$	кВт																

Значения относительной поступи во 2-й строке задаются. При выполнении курсовой работы рекомендуется выбирать их следующим образом: первое значение берется достаточно малым, например 0,10-0,20 (рекомендуются круглые значения, в соответствии с линиями сетки на расчетной диаграмме, что избавит

от необходимости интерполяции); третье удобнее брать равным тому, которое получилось в последнем приближении; второе берется примерно посередине между ними; наконец, последнее следует принять на 0,1-0,15 больше третьего.

Для расчета берется диаграмма, построенная для серии моделей, у которых число лопастей совпадает с числом лопастей проектируемого винта, а дисковое отношение отличается как можно меньше. Если по каким-либо причинам это требование выполнить не удастся, необходимо пересчитать коэффициент упора и КПД, как указано ниже. На расчетной диаграмме проводится (мысленно – не забывайте о том, что после вас книгой будут пользоваться другие!) кривая, соответствующая шаговому отношению проектируемого винта. На ней находят точки, соответствующие выбранным значениям поступи, и по этим точкам – величины коэффициента упора и КПД, которые записывают в строки 2 и 6.

При несовпадении числа лопастей и дискового отношения коэффициент упора и КПД, снятые с диаграммы, пересчитывают по следующим формулам:

$$K_T = K_{Td} \sqrt[3]{\frac{z(A_E/A_0)}{z_d(A_E/A_0)_d}}; \eta_0 = \eta_{0d} [1 + 0,1((A_E/A_0)_d - (A_E/A_0))].$$

В табл. 6.1 предусмотрен учет зависимости коэффициента засасывания от скольжения s_1 , рассчитанного по шаговому отношению нулевого упора P_1/D . Его лучше всего определять по расчетной диаграмме – оно равно относительной поступи в точке пересечения кривой, соответствующей шаговому отношению рассчитываемого винта, с осью поступей и всегда несколько превышает геометрическое шаговое отношение. В строке 4 индекс «0» относится к расчетному режиму движения (с заданной скоростью), величины без этого индекса относятся к выбранной поступи. Понятно, что при совпадении J_3 с расчетной коэффициенты t и t_0 тоже совпадут.

Пропульсивный КПД, подсчитанный в строке 7, получается умножением КПД, снятого с диаграммы, на коэффициент влияния корпуса, в который, кроме коэффициентов попутного потока и засасывания, входят также два коэффициента i_T и i_Q , учитывающие влияние неравномерности потока в диске винта соответственно на упор и момент. Величины их зависят от способа их определения и чаще всего мало отличаются от единицы; в курсовой работе их можно принимать равными 1,00.

После заполнения первых 7 строк табл. 6.1 каждый столбец делят на 4 части и выбирают 4 значения оборотов винта в минуту. Рекомендуется четвертое (или третье) из них брать равным расчетному (номинальному), первое – минимально возможному, а если оно неизвестно – примерно 0,5-0,6 от номинального, остальные значения берутся через приблизительно равные интервалы.

Примерный вид паспортной диаграммы показан на рис. 6.1. По горизонтальной оси отложены скорости судна в м/с, по вертикали вверх – тяга винта в кН при

различной частоте вращения гребного вала, значения которой в об/с указаны под рисунком, вниз – мощности, потребляемые при этом гребным винтом, в кВт, уменьшенные в 10 раз (знак «-» поставлен условно). Кроме того, в верхней части рисунка построена кривая сопротивления движению судна, а внизу – соответствующей мощности, которую требует судно от винта (она равна частному от деления буксировочной мощности на КПД винта, вала и передачи) – утолщенные линии.

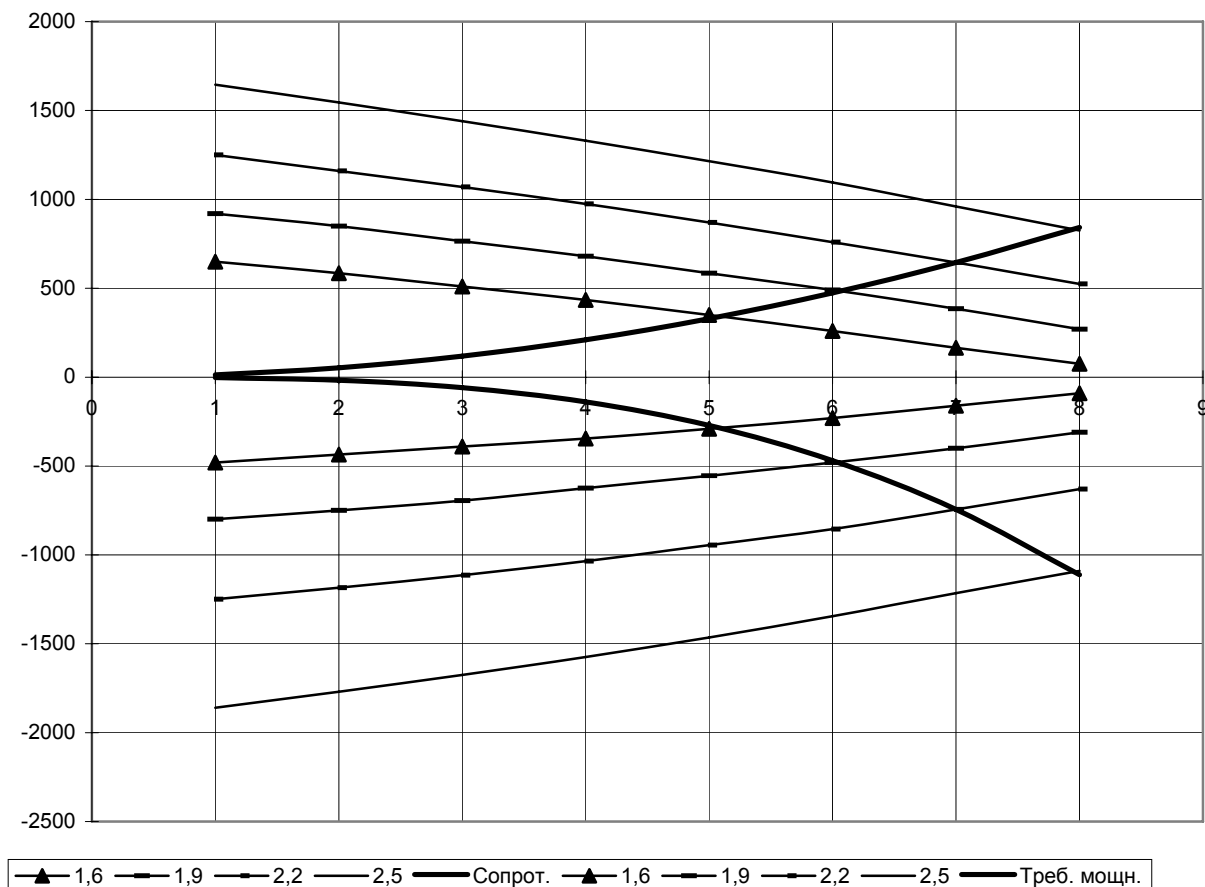


Рис. 6.1. Паспортная диаграмма гребного винта

На диаграмме строятся также некоторые другие кривые, например, изображающие зависимость между мощностью и частотой вращения главного двигателя или сопротивление движению в различных условиях. По такой диаграмме можно решать некоторые задачи, связанные с ходкостью судна. Например, если судно занимается буксировкой другого судна, трала или иного объекта, по известной скорости движения и частоте вращения винта можно определить тягу на гаке, т.е. сопротивление буксируемого объекта. Для этого от точки на оси абсцисс, соответствующей заданной скорости, вверх проводится вертикаль до пересечения с кривой тяги винта при известной частоте вращения. Тяга на гаке определяется как разность между полезной тягой винта и сопротивлением движению судна-буксировщика.

6.2. Взаимодействие винта с судовой энергетической установкой

Судно развивает наибольшую скорость при минимальном расходе топлива только тогда, когда гребной винт точно соответствует и корпусу, и энергетической установке судна. Это значит, что при расчетной скорости он развивает тягу, равную сопротивлению судна, и потребляет номинальную мощность двигателя при его номинальной частоте вращения (см. рис. 6.1).

Пусть, например, по каким-то причинам (обрастание, морское волнение, буксировка другого судна или трала) сопротивление судна возросло. Точка пересечения кривых сопротивления и тяги винта при номинальной частоте вращения сместится в сторону меньшей скорости. При этой скорости мощность, потребляемая винтом, больше номинальной мощности двигателя. Следовательно, двигатель будет снижать обороты до тех пор, пока не наступит равновесие при некоторых меньших значениях скорости хода и оборотов; мощность двигателя соответственно упадет (поскольку у дизеля при приблизительно постоянном крутящем моменте, который связан с давлением газов в цилиндрах, мощность пропорциональна частоте вращения). В таком случае говорят, что винт «тяжелый», точнее – гидродинамически тяжелый – двигатель не может обеспечить номинальный режим работы. Если у судна винт спроектирован на условия испытаний, т.е. на свежескрашенный корпус, отсутствие ветра и волнения, то в условиях эксплуатации он становится тяжелым. В результате двигатель перегревается, срок его службы уменьшается. Распространенный способ достижения соответствия между двигателем и винтом – обрезка концов лопастей, т.е. уменьшение диаметра, что определяется расчетом. Грубо ориентировочно считают, что диаметр винта нужно уменьшить на столько процентов, на сколько недобираются обороты. Итак, признаки тяжелого винта – двигатель не может развить ни обороты, ни мощность.

Возможен и противоположный случай, когда сопротивление оказывается меньше расчетного. Причин этого также может быть несколько. Например, винт спроектирован на режим буксирования или траления, а судно движется свободным ходом; при ходе в балласте в благоприятных погодных условиях; возможно, шаг винта оказался несколько меньше требуемого. Такой винт называют «легким». При равенстве тяги и сопротивления скорость судна получается больше расчетной, а требуемая винтом мощность – меньше номинальной мощности двигателя. Регулятор не позволяет двигателю существенно (ориентировочно более 3 %) увеличить обороты – они остаются приблизительно постоянными, но снижается развиваемая мощность за счет уменьшения подачи топлива. Легкий винт труднее поддается исправлению: приварка концов лопастей (наделок) для увеличения диаметра может привести к недостаточной прочности лопастей; увеличение шага путем правки лопастей технологически сложно. Лучше всего при обнаружении несоответствия между двигателем и винтом выполнить новые расчеты и изготовить новый винт.

Еще раз напомним, что при определении соответствия нельзя ограничиваться рассмотрением только двигателя и винта – большую роль играет и корпус судна. Значит, например, если для какой-то моторной лодки имеется агрегат, состоящий из двигателя и винта, не следует думать, что при установке на любой корпус будет достигнуто соответствие. Более того, даже на этом корпусе при изменениях нагрузки, посадки, условий плавания соответствие будет нарушаться.

Таким образом, обычный гребной винт, называемый также винтом фиксированного шага (ВФШ), соответствует двигателю и корпусу только на одном режиме, который характеризуется совершенно определенными значениями относительной поступи, коэффициентов упора и момента. Но во второй половине XIX в. были предложены винты с поворотными лопастями. Они устанавливались на пароходах с нереверсивными паровыми машинами и обеспечивали реверс, позволяя устанавливать лопасти в два положения: на передний и задний ход. Такие винты были несовершенными и ненадежными, поэтому с появлением реверсивных двигателей от них отказались. С середины 30-х гг. XX в. винты с поворотными лопастями (ВПЛ), называемые чаще всего винтами регулируемого шага (ВРШ), вновь стали распространяться.

Выясним, при каких условиях соответствие не будет нарушаться. Мощность, потребляемая винтом, определяется по формуле:

$$P_D = 2\pi nQ = 2\pi n \cdot K_Q \rho n^2 D^5.$$

Чтобы на любом режиме и мощность, и частота вращения имели постоянные значения, необходимо и достаточно, чтобы постоянным был коэффициент момента K_Q . Для этого при уменьшении скорости хода требуется уменьшать, а при увеличении – увеличивать шаг винта, что достигается поворотом лопастей на некоторый угол.

6.3. Некоторые особенности геометрии лопастей ВРШ

Всякий ВРШ, как и ВФШ, проектируется на совершенно определенный режим работы, на котором его отличия от ВФШ будут минимальными. Этому режиму соответствует *конструктивный шаг*, тоже вполне определенный. Разница между ВРШ и ВФШ заключается в том, что у ВРШ увеличенный диаметр ступицы (примерно в 1,5 раза) и ограниченная ширина сечения у корня, что связано с наличием механизма изменения шага, некоторые узлы которого размещены в ступице, и поворотных фланцев, к которым крепятся лопасти. Кроме того, у ВРШ максимальное дисковое отношение составляет приблизительно 0,75, тогда как у ВФШ оно может достигать 1,2-1,3. Эти особенности ведут к некоторому (1-3 %) снижению КПД и ухудшению кавитационных характеристик.

При повороте лопастей появляются дополнительные особенности. В первых, шаг винта на разных радиусах изменяется по-разному, так как все се-

чения поворачиваются на одинаковый угол, а при конструктивном шаге шаговые углы на разных радиусах различны. Может получиться, что при установке на отрицательный шаг сечения вблизи корня будут работать на передний ход, тогда как все остальные – на задний. Во-вторых, изменяется форма лопастных сечений. Это может на первый взгляд показаться странным, ведь лопасти не деформируются при развороте. Но вспомним, что лопастное сечение получается в результате пересечения лопасти соосным цилиндром, который после поворота лопасти будет пересекать лопасть по другой линии. В результате первоначально плоское сечение превращается в S-образную дужку. Обе эти особенности отрицательно влияют на КПД винта. Наконец, у широколопастных винтов может измениться диаметр – это важно для винтов в насадках, которые после уменьшения шага могут задевать тело насадки.

К числу особенностей ВРШ (не относящихся непосредственно к геометрии) можно отнести необходимость выполнения расчетов прочности не только для лопасти, но также для лопастной заделки, причем в последнем случае, кроме изгибающих, приходится учитывать и крутящие моменты, для вычисления которых требуется знать распределение усилий не только вдоль радиуса, но и вдоль винтовых линий.

6.4. Преимущества и недостатки ВРШ

Одно из важных преимуществ – возможность применения нереверсивных двигателей и упрощения энергетической установки. На турбоходах для реверса используют турбины заднего хода. Дизельная установка упрощается незначительно, но отсутствие реверсов значительно увеличивает срок службы дизеля, который иначе приходится останавливать, а затем запускать в обратном направлении с помощью холодного сжатого воздуха. Возникают повышенные температурные нагрузки, неблагоприятные для двигателя.

ВРШ позволяет получать любые скорости хода, от полного переднего до полного заднего, без изменения частоты вращения двигателя. При этом КПД будет меньше, чем у ВФШ, но скорость хода часто оказывается большей благодаря полному использованию мощности двигателя. Но можно управлять работой двигательного комплекса и иначе: изменять и шаг винта, и частоту вращения двигателя с таким расчетом, чтобы получить наибольший КПД (некоторый промежуточный случай между «чистыми» ВФШ и ВРШ). Некоторым судам требуется, кроме полного хода, иметь возможность двигаться с малыми скоростями. Если судно оборудовано ВФШ, минимальная скорость ограничена минимально устойчивыми оборотами двигателя. Малые скорости, в принципе, можно получить, если на судне имеется активный руль. ВРШ полностью решает проблему обеспечения произвольной скорости хода.

Управление работой ВРШ осуществляется непосредственно с мостика, что повышает оперативность и надежность выполнения команд – это может сыг-

рать большую роль в аварийных ситуациях, когда требуется немедленное принятие решения, возможно, неблагоприятного для двигателя.

Нередко считают, что ВРШ ускоряет время реверса и уменьшает длину выбега судна при торможении, хотя некоторые специалисты с этим не согласны.

ВРШ улучшает ходовые качества многовинтового судна. При остановке (например, на экономическом ходу корабля) или выходе из строя одного или нескольких двигателей нетрудно предотвратить перегрузку остальных, которые в случае ВФШ становятся тяжелыми. Сопротивление неработающих винтов можно уменьшить, развернув их во флюгерное положение, если это позволяет их конструкция (т.е. вдоль потока, но это встречается редко, так как требует обеспечения очень большого диапазона углов поворота лопастей), или установив их на шаг нулевого момента (свободного вращения).

У судов с ВФШ имеется определенная зависимость между скоростью хода и частотой вращения двигателя. Иногда при частоте, меньше номинальной, возникает резонансная вибрация валопровода, что практически запрещает судну иметь скорости хода в некотором диапазоне. С ВРШ можно избежать критических оборотов двигателя, выбрав подходящее сочетание шага и числа оборотов. Наконец, упрощается доводка изготовленного винта, поскольку требования к точности по шагу смягчаются. Имеются и некоторые другие преимущества.

Очевидный и очень серьезный недостаток ВРШ – сложность конструкции, что ведет к повышению стоимости установки и понижению ее надежности, хотя необходимо отметить, что надежность современных ВРШ достаточно высока. На большинстве судов, где имеются ВРШ, они окупаются за несколько лет благодаря указанным преимуществам.

Выше были названы и другие недостатки: увеличенные размеры ступицы, ограниченная ширина лопасти у корня, из-за чего приходится утолщать корневые сечения из условий прочности, что, однако, ускоряет наступление кавитации, для устранения которой требуется увеличивать на 5-10 % дисковое отношение, предельная величина которого существенно меньше, чем у ВФШ. Разработаны ВРШ тандем, у которых одна пара лопастей сдвинута в корму по отношению к другой. Это позволяет уменьшить диаметр ступицы и увеличить дисковое отношение до значений, характерных для ВФШ, но ценой удлинения ступицы на 30-50 % и усложнения конструкции.

6.5. Область применения и особенности проектирования ВРШ

Можно выделить [19, с. 122] три группы судов, для которых проектирование ВРШ обладает специфическими особенностями: 1) суда, совершающие длительные рейсы и обладающие несколькими резко отличающимися режимами хода (траулеры, морские буксиры и т.п.); 2) суда рейдового плавания, работающие в маневренном режиме (портовые буксиры и т.п.); 3) суда, обладающие одним (или близкими) режимом движения и совершающие длительные рейсы

(транспортные суда с нереверсивными главными двигателями, например, газовыми турбинами).

При проектировании ВРШ для судна первой группы стремятся обеспечить наилучшие пропульсивные качества для основного режима. Если трудно установить, какой режим является основным, лучше выбрать более тяжелый режим, соответствующий меньшей скорости, т.е. меньший конструктивный шаг, поскольку при этом падение КПД на других режимах, в том числе на заднем ходу, будет меньше.

Для второй группы судов всегда проектируют винт на наиболее тяжелый режим, причем для улучшения характеристик заднего хода нередко принимают конструктивный шаг на 10-20 % меньше расчетного. Рациональны винты радиально-переменного шага, убывающего к корню на 20-25 %, что делает лопасть более плоской.

ВРШ судов третьей группы всегда проектируется на полный передний ход.

Из изложенного ясно, что преимущества ВРШ наиболее ярко проявляются тогда, когда судно имеет несколько сильно различающихся режимов движения, причем они занимают длительное время. В настоящее время ВРШ устанавливают на буксирах, рыбопромысловых судах, паромах, ледоколах, военных кораблях, пассажирских, транспортных судах и др. Количество судов, оборудованных ВРШ, исчисляется сотнями. Мощность наиболее крупных ВРШ достигает 44 МВт («Куин Элизабет 2», 1987 г.); из отечественных судов отметим серию танкеров типа «Крым» дедвейтом 150 тыс. т с ВРШ в осесимметричной насадке и паротурбинной установкой мощностью 30 000 л.с. (22 МВт).

В ряде случаев выбор расчетного режима для ВРШ требует анализа некоторых факторов, например, необходимости снижения крутящих моментов, преодолеваемых приводом поворота лопастей. Обычно это связано с требованием улучшения характеристик заднего хода.

6.6. Понятие о расчете ВРШ

Возможность разворота лопастей ВРШ значительно увеличивает количество режимов его работы и требует выполнения специфических расчетов. Проектный расчет ВРШ ограничивается определением его геометрических характеристик, обеспечивающих полное использование мощности двигателя на расчетном режиме при максимальном КПД. Для оценки его работы на других режимах рассчитывается и строится паспортная диаграмма, рассмотренная в подразд. 6.1. Применительно к ВРШ объем проектных расчетов увеличивается. Здесь мы не будем их рассматривать подробно, а ограничимся кратким обзором.

Как должно быть ясно из предыдущего параграфа, для ВРШ, как и для ВФШ, необходимо выполнять проектный расчет с целью определения основных геометрических характеристик, в том числе конструктивного шага.

Этот расчет требует выбора расчетного режима и принципиально не отличается от расчета ВФШ. Как и для ВФШ, здесь возможны два основных варианта задания: 1) задается скорость хода, определяются элементы винта и подбирается главный двигатель; 2) задается главный двигатель, определяются достижимая скорость хода и соответствующие элементы винта. Для расчета рекомендуется использовать диаграммы, построенные по результатам испытания моделей ВРШ. При их отсутствии допускается использовать диаграммы для ВФШ, уменьшив КПД на 2-3 %.

Поверочные расчеты гидродинамических характеристик ВРШ на установившихся режимах зависят от того, находятся ли лопасти в положении конструктивного шага или повернуты на некоторый угол. При конструктивном шаге основной особенностью является увеличенный диаметр ступицы. На обтекателе гребного винта появляется дополнительное сопротивление, уменьшающее упор ВРШ. После поворота лопастей, как указано в подразд. 6.3, шаг на разных радиусах становится переменным и изменяется профиль лопастей. Существуют методы расчета характеристик ВРШ с развернутыми лопастями, которые мы не рассматриваем. Для приближенных расчетов имеются специальные диаграммы, на которых указано конструктивное шаговое отношение; различные шаговые отношения на кривых соответствуют не серии моделей, как для ВФШ, а одной модели.

Отдельную задачу представляет расчет реверса ВРШ. Реверс судна при помощи ВРШ – это сложный нестационарный процесс. При практических расчетах используют гипотезу квазистационарности, т.е. каждый из режимов в процессе реверса рассматривается как установившийся. Методы расчета реверса довольно подробно рассмотрены в [19].

После того как элементы ВРШ выбраны, возможен расчет максимальной достижимой скорости хода судна. Для этого вычисляется зависимость максимальной тяги ВРШ от скорости хода и находится точка пересечения кривой тяги с кривой сопротивления.

Расчет кривой максимальной тяги ВРШ имеет свои особенности, поскольку каждой точке кривой соответствует свое значение шагового отношения, обеспечивающее использование полной мощности двигателя при заданной скорости хода. Расчет кривой максимальной тяги можно вести в табличной форме (табл. 6.2). Предварительно должны быть заданы диаметр гребного винта D , м, мощность главного двигателя P_s , кВт, частота вращения n , об/с, коэффициенты попутного потока ψ и засасывания t , КПД валопровода η_v , число винтов Z_p .

По результатам расчета строится график, подобный изображенному на рис. 6.2. Если в условиях эксплуатации сопротивление судна по какой-то причине изменится, скорость хода и требуемый шаг можно получить, нанеся новую кривую сопротивления. То же относится к случаям буксирования и т.п.; в этих случаях график может быть перестроен в кривые избыточной тяги ВРШ (тяги за вычетом собственного сопротивления).

Расчет кривой максимальной тяги ВРШ

Скорость хода v , м/с	v_1	v_2	v_3	v_4
Относительная поступь $J = \frac{v(1-\psi)}{nD}$				
Коэффициент момента $K_Q = \frac{P_s \eta_B}{2\pi \rho n^3 D^5}$				
Шаговое отношение $\frac{P}{D} = f(K_Q, J)$ по диаграмме				
Коэффициент упора $K_T = f(K_Q, J)$				
Упор $T = K_T \rho n^2 D^4$, кН				
Тяга винта $T_E = T(1-t)$, кН				
Тяга винтов $T_E \cdot z_p$, кН				

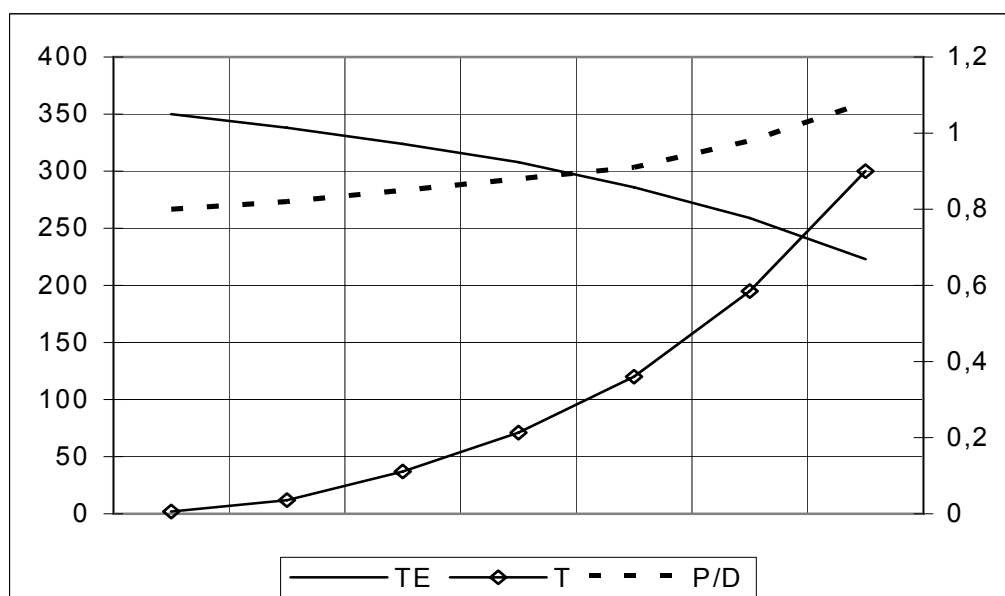


Рис. 6.2. Кривые максимальной тяги и шагового отношения ВРШ

Если необходимо знать частоту вращения и мощность ВФШ при скоростях, меньших максимальной, строится паспортная диаграмма. У ВРШ каждому значению скорости хода, меньшей максимальной, соответствуют различные сочетания шага винта и частоты вращения гребного вала. Это ставит дополнительные задачи, например, нахождения режима, обеспечивающего минимальный расход топлива при заданной скорости хода. Для решения указанной задачи необходимо иметь универсальную характеристику двигателя по расходу то-

плива в форме зависимости удельного расхода топлива от мощности и частоты вращения двигателя (рис. 6.3). Шкалы на рисунке условные.

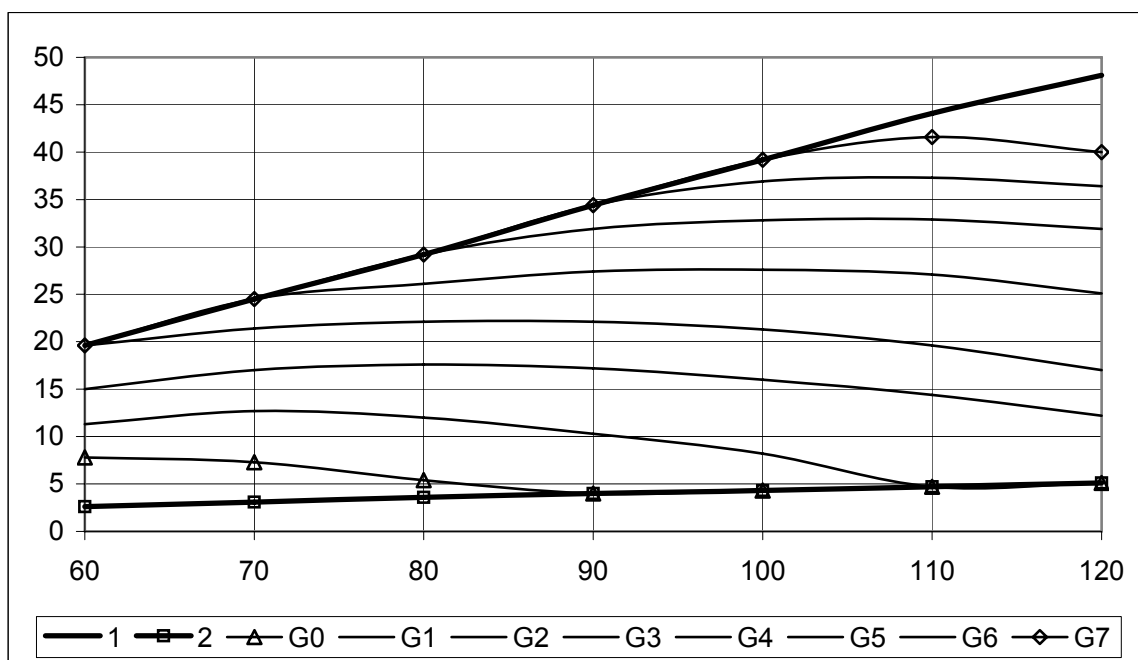


Рис. 6.3. Универсальная характеристика двигателя по расходу топлива:
1 – верхняя ограничительная характеристика; 2 – нижняя ограничительная характеристика; G0 – G7 – кривые постоянного расхода топлива

Рассмотрим принцип построения диаграммы с целью выбора наиболее экономичных режимов свободного хода судна. Для заданной кривой сопротивления строятся графики зависимости шагового отношения от скорости хода при постоянной частоте вращения гребного вала (рис. 6.4), а также вспомогательные графики зависимости потребной мощности и расхода топлива от числа оборотов при постоянном шаговом отношении (рис. 6.5 и 6.6). График расхода топлива строится на основании универсальной характеристики (рис. 6.3). Графики зависимости шагового отношения от скорости хода для заданной частоты вращения строятся в такой последовательности. Вначале рассчитывается величина эффективной тяги, соответствующей различным шаговым отношениям и скоростям хода при заданной частоте вращения. Затем определяется скорость хода при разных значениях шага. Расчет ведется в форме табл. 6.3; данные в последней строке таблицы служат для построения графика (рис. 6.5).

Аналогично можно выполнить расчеты и построить графики для случаев хода буксира с возом или траулера с тралом. Используя результаты всех этих расчетов, можно построить универсальный график ВРШ, позволяющий определить скорость хода, скорость буксировки, шаговое отношение и частоту вращения гребного винта, соответствующие наиболее экономичным режимам хода. Этот график здесь не приводится. При проектировании могут решаться и некоторые другие задачи.

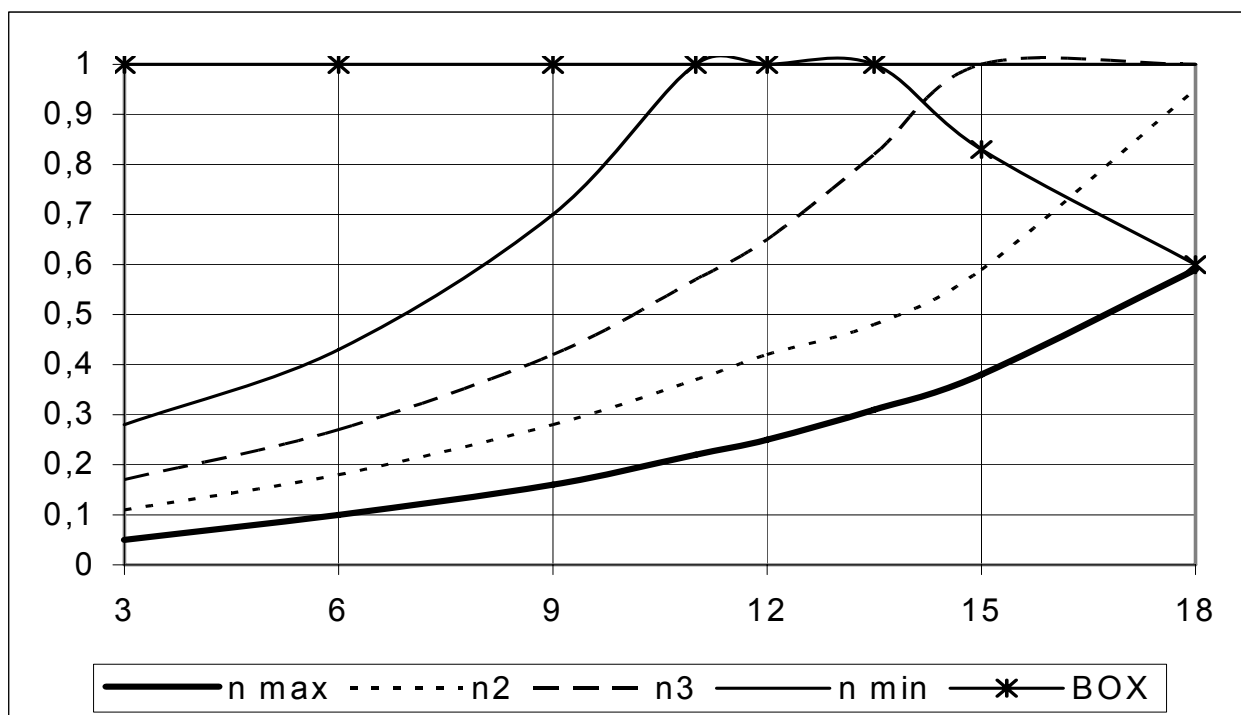


Рис. 6.4. Зависимость шагового отношения от скорости при постоянной частоте вращения (BOX – верхняя ограничительная характеристика)

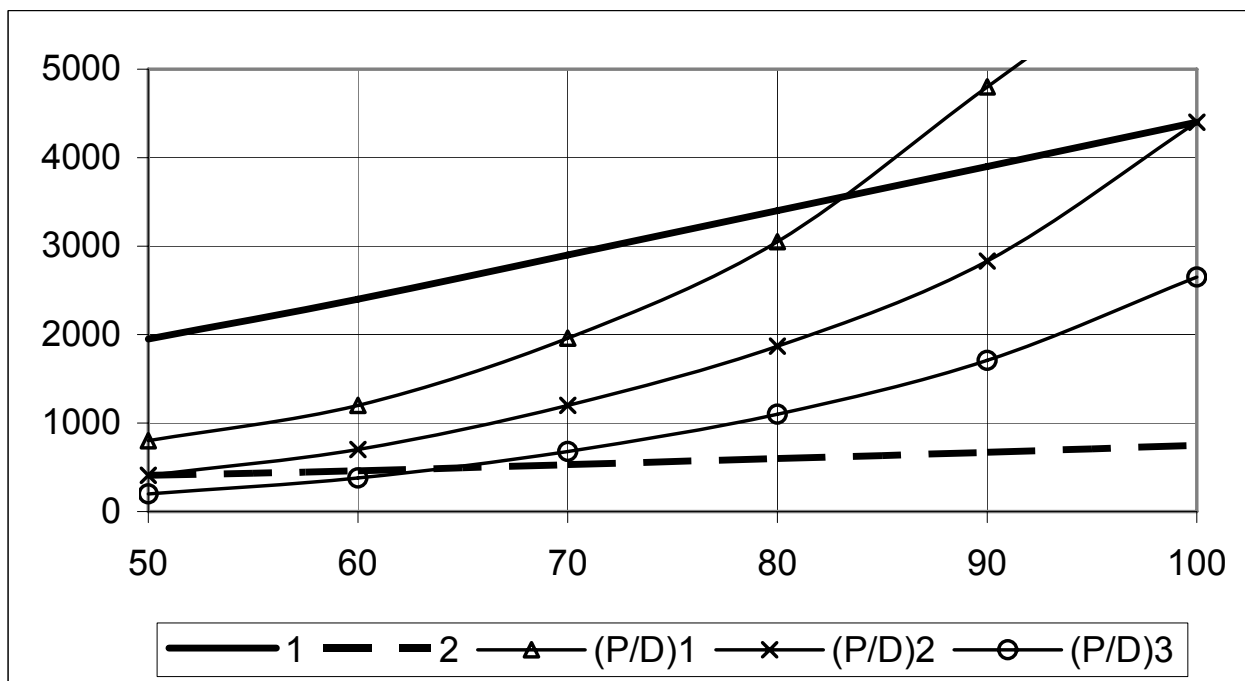


Рис. 6.5. Зависимость мощности от частоты вращения: 1 – верхняя ограничительная характеристика двигателя; 2 – нижняя ограничительная характеристика; P/D – шаговое отношение

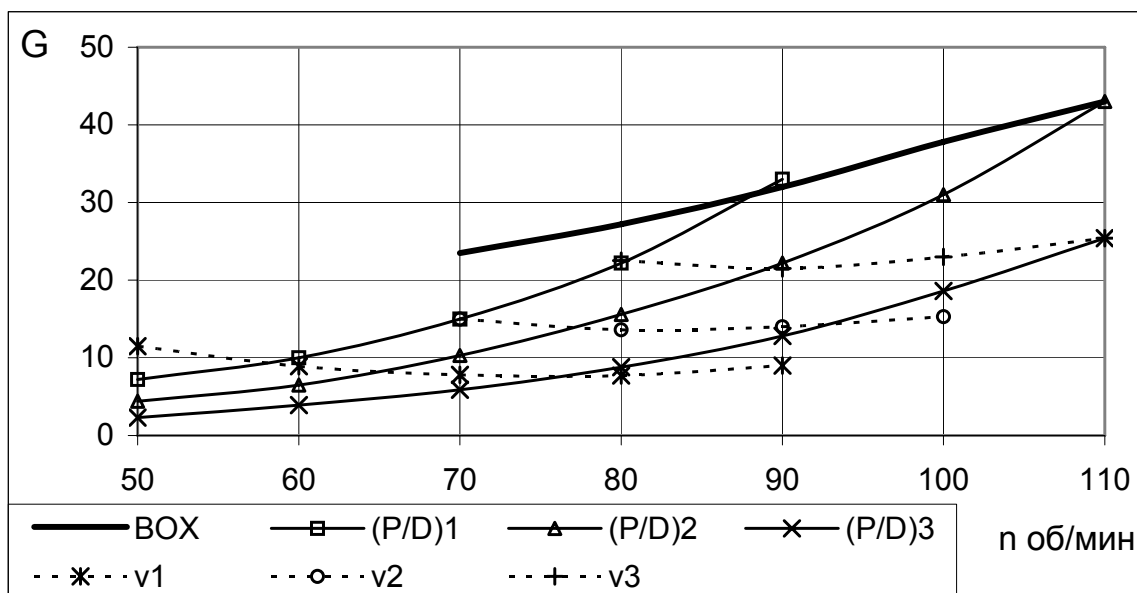


Рис. 6.6. Зависимость расхода топлива от частоты вращения: BOX – верхняя ограничительная характеристика; P/D – шаговое отношение; v – скорость

Таблица 6.3

Расчет зависимости шагового отношения от скорости хода при постоянной частоте вращения

Величины	(P/D) ₁			(P/D) ₂			(P/D) ₃		
	v ₁	v ₂	v ₃	v ₁	v ₂	v ₃	v ₁	v ₂	v ₃
Относительная поступь $J' = \frac{v_i(1-\psi)}{nD}$									
Коэффициент упора $K_T = f(P/D, J')$									
Упор $T = K_T \rho n^2 D^4$									
Тяга винта $T_E = T(1-t)$									
Скорость хода v, м/с (при $T_E = R$)									
Относительная поступь $J = \frac{v(1-\psi)}{nD}$									
Коэффициент момента $K_Q = f(P/D, J)$									
Мощность двигателя, кВт $P_S = \frac{K_Q \cdot 2\pi\rho n^3 D^5}{\eta_B}$									

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое *паспортная диаграмма гребного винта*, как она выглядит?
2. Как с помощью паспортной диаграммы определить тягу на гаке при известных значениях скорости судна и частоты вращения винта?
3. Что значит выражение «винт соответствует двигателю»?
4. Что означает термин «тяжелый винт», по каким признакам можно установить, что винт тяжелый?
5. Что означает термин «легкий винт», по каким признакам можно установить, что винт легкий?
6. Сформулируйте условие, при котором гребной винт на всех режимах хода будет потреблять постоянную мощность при постоянной частоте вращения.
7. Что такое *конструктивный шаг ВРШ*?
8. Перечислите особенности геометрии ВРШ при конструктивном шаге и ВФШ.
9. Перечислите особенности геометрии ВРШ при развороте лопастей на некоторый угол.
10. Назовите основные преимущества ВРШ.
11. Назовите основные недостатки ВРШ.
12. На каких судах наиболее целесообразно применять ВРШ и почему?
13. Каковы основные особенности расчета ВРШ по сравнению с ВФШ?

Глава 7. ЭЛЕМЕНТЫ ВИХРЕВОЙ ТЕОРИИ ГРЕБНОГО ВИНТА

7.1. Вводные положения

Около 100 лет назад было разработано несколько теорий, упомянутых в подразд. 1.1. Наиболее совершенной и перспективной оказалась *вихревая теория*, предложенная Н.Е. Жуковским в 1912 г. Рассматривая фотографии следа за работающим в воде гребным винтом, полученные Фламмом, Жуковский обратил внимание на наличие *свободных вихрей*, расположенных в следе за винтом. На этом основании он пришел к выводу, что взаимодействие винта с жидкостью можно заменить взаимодействием с идеальной жидкостью системы вихрей, *присоединенных* (связанных с лопастями) и свободных. Вихри, сходящие с концов лопастей, называются *концевыми*, они образуются вследствие перетекания жидкости с нагнетательной поверхности на засасывающую. По оси винта располагается *осевой* вихрь. Каждый вихрь создает вызванные скорости, такие же, как у гребного винта. Присоединенные вихри также называются *несущими*, поскольку они создают подъемную силу.

Вихревая теория позволяет выполнять проектировочный и поверочный расчет винта. В первом случае речь идет об определении геометрических характеристик оптимального винта, удовлетворяющего условиям задания, во втором – о расчете гидродинамических характеристик винта с заданной геометрией.

Известно, что между лопастью винта и крылом самолета имеется аналогия. Учитывая ее, вначале рассмотрим вихревую схему крыла конечного размаха, имеющего постоянное сечение. Эта схема представляет собой П-образный вихрь (рис. 7.1). В идеальной жидкости свободные вихри уходят в бесконечность.

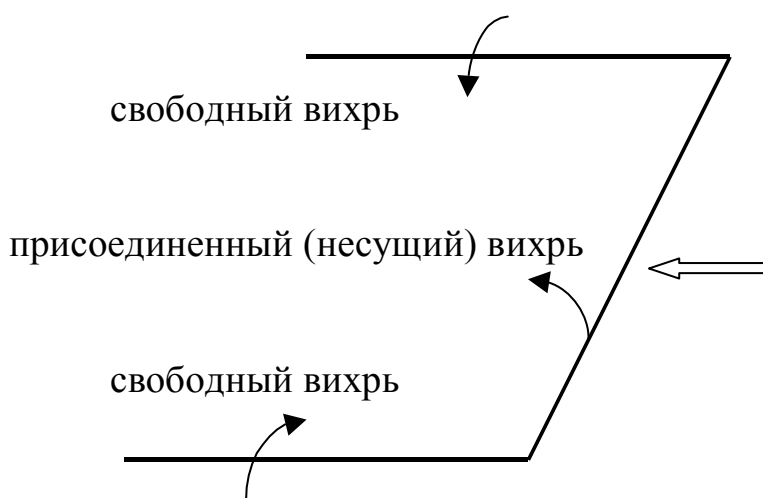


Рис. 7.1. П-образный вихрь у крыла конечного размаха

На рис. 7.2 показана схема вихревой системы двухлопастного винта с постоянной по длине лопасти циркуляцией скорости (винта типа НЕЖ – Н.Е. Жуковского). Свободные вихри по форме близки к винтовым линиям.

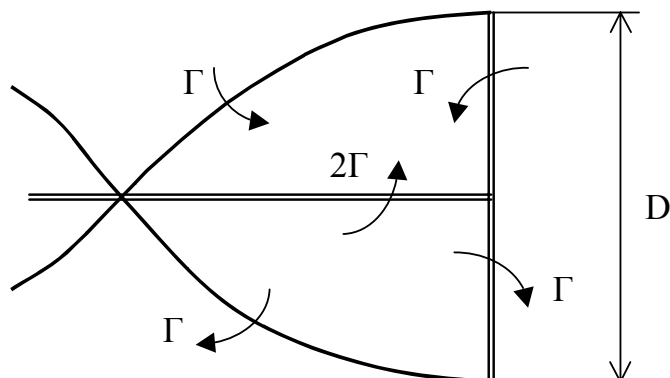


Рис. 7.2. Вихревая система двухлопастного винта: Γ – циркуляция скорости на лопасти; D – диаметр винта

У реальных винтов циркуляция скорости переменная вдоль лопасти. Это обеспечивает более высокий КПД. Соответственно свободные вихри сходят с лопасти на разных радиусах. Переменность циркуляции должна приводить к образованию не дискретных вихрей, а вихревой пелены, но такая система неустойчива и распадается на отдельные вихри. Напомним, что циркуляция скорости – одно из фундаментальных понятий в гидромеханике и представляет собой криволинейный интеграл по замкнутому контуру L от скалярного произведения вектора скорости \vec{v} на дифференциал радиуса-вектора точки контура $d\vec{r}$:

$$\Gamma = \oint_L \vec{v} \cdot d\vec{r}. \quad (7.1)$$

Имеется несколько вариантов вихревой теории гребного винта, отличающихся своими допущениями. Если каждая лопасть (или крыло конечного размаха) схематизируется одним присоединенным вихрем, получается *теория несущей линии*. Если присоединенные вихри располагаются непрерывно или дискретно вдоль опорной поверхности, схематизирующей лопасть, получается *теория несущей поверхности*. При этом толщину лопасти можно учесть путем распределения слоя источников по той же поверхности.

Возможен другой, *нелинейный* подход, который заключается в том, что присоединенные вихри располагаются по засасывающей и нагнетательной сторонам лопасти, что позволяет учесть ее толщину без введения слоя источников.

Закон движения присоединенных вихрей определяется законом движения лопастей, с которыми они связаны, тогда как закон движения свободных вихрей заранее неизвестен, как и их форма и интенсивность. Эти характеристики определяются в процессе решения задачи, причем считается, что силовое взаимодей-

вие между этими вихрями и потоком жидкости отсутствует, поскольку эти вихри не связаны с каким-либо твердым телом. Следовательно, скорость перемещения любого элемента свободного вихря относительно жидкости равна нулю.

В линейной схеме вихревого следа форма свободных вихрей заранее задается и считается независимой от вызванных скоростей (соответствует направлению невозмущенного потока), в нелинейной – определяется с учетом этих скоростей в процессе решения гидродинамической задачи, что намного сложнее. Применительно к гребному винту в линейной схеме свободные вихри представляют собой винтовые линии постоянного шага, расположенные на поверхности цилиндра, соосного с винтом. В нелинейной схеме вихри несколько деформируются (происходит сужение струи) и меняют шаг.

Теория несущей линии обеспечивает достаточную точность для авиационных винтов с узкими лопастями; при слабых или умеренных нагрузках на винт допустимо использовать линейную схему вихревого следа. Судовые гребные винты имеют сравнительно большие шаговые отношения, что требует использования теории несущей поверхности.

7.2. Вызванные скорости

Движение жидкости мы будем рассматривать в относительной системе координат, которая перемещается и вращается вместе с винтом. Предварительно установим некоторые положения.

Для винта типа НЕЖ циркуляция скорости по замкнутому контуру, расположенному в потоке перед винтом, $\Gamma = 0$, поскольку контур не охватывает никаких вихрей.

Если контур охватывает осевой вихрь, циркуляция по контуру равна сумме циркуляций всех лопастей.

Циркуляция по контуру в потоке за винтом, охватывающему весь поток винта, $\Gamma = 0$.

У винта с переменной вдоль лопасти циркуляцией скорости по замкнутому контуру, расположенному в потоке перед винтом, $\Gamma = 0$, как и у винта типа НЕЖ.

Циркуляция по любому контуру в потоке, отброшенном гребным винтом, равна сумме циркуляций всех лопастей на соответствующем сечении (радиусе, если контур располагается на некотором радиусе).

Займемся определением вызванных окружных (тангенциальных) скоростей. Будем считать, что полную вызванную скорость можно представить в виде геометрической суммы скорости, направленной вдоль оси винта (осевой) и по касательной к окружности (окружной), плоскость которой параллельна плоскости винта. Вихри, идущие по спирали, тоже разложим на эти два направления. На некоторой линии тока, пересекающей диск винта, выделим 5 точек: a_1 – в бесконечности перед винтом; a_2 – бесконечно близко к винту перед ним;

a_3 – на оси присоединенного вихря (в диске винта); a_4 – сразу за ним; a_5 – в бесконечности за винтом.

Скорости, индуцированные вихрем в жидкости, пропорциональны интенсивности вихря, длине данного элемента вихря, синусу угла между элементом вихря и радиусом-вектором на данную точку, обратно пропорциональны квадрату длины радиуса-вектора и направлены перпендикулярно плоскости, содержащей рассматриваемый элемент вектора и данную точку – закон (теорема) Био-Савара.

Из этого следует, что вихрь не может создавать скорости в плоскости, параллельной оси вихря. Окружные скорости могут создаваться осевым вихрем, свободными вихрями, параллельными оси, и несущими вихрями. Кольцевые вихри окружных скоростей не создают.

В точке a_1 окружных скоростей нет, поскольку она бесконечно далеко.

В точке a_2 окружных скоростей нет, так как циркуляция скорости по контуру равна 0. Вызванные вихрями скорости взаимно уничтожаются.

В точке a_4 окружная скорость существует (обозначим ее w_t). При этом скорость, создаваемая несущим вихрем, равна $w_t/2$.

В точке a_3 вызванная окружная скорость равна $w_t/2$. В этой точке несущий вихрь не создает окружной скорости, так как точка находится на его оси.

В точке a_5 окружная скорость такая же, как и в точке a_4 . Хотя здесь несущий вихрь и не создает вызванную скорость, но скорости, вызванные остальными вихрями, увеличиваются в 2 раза (вихри от этой точки уходят в обе стороны).

Жуковский ввел допущение о том, что реальный винт можно заменить винтом с бесконечным числом лопастей при условии равенства циркуляции скорости ($z\Gamma$, где z – число лопастей реального винта, Γ – циркуляция на одной лопасти). Тогда вызванные скорости на контуре, представляющем собой окружность с центром на оси винта, будут постоянными ($w_t = \text{const}$). Циркуляция скорости на текущем радиусе r в этом случае определится выражением:

$$z\Gamma = \int_0^{2\pi} w_t r d\theta = 2\pi r w_t. \quad (7.2)$$

В общем случае для винта с переменной вдоль лопасти циркуляцией:

$$z\Gamma_r = 2\pi r w_t,$$

откуда вызванная скорость:

$$w_t = \frac{z\Gamma_r}{2\pi r}. \quad (7.3)$$

Для определения вызванных осевых (аксиальных) скоростей необходимо учесть, что осевой вихрь и концевые вихри, параллельные осевому, вызванных

осевых скоростей не создают. Каждый несущий вихрь создает свою систему вызванных осевых скоростей; например, для двухлопастного винта эти скорости схематично можно изобразить, как показано на рис. 7.3.

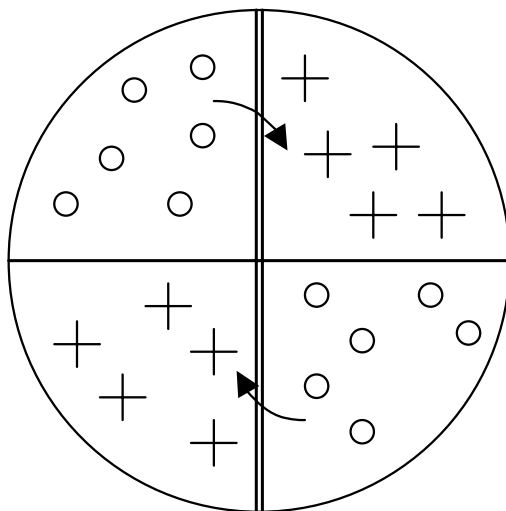


Рис. 7.3. Схема вызванных осевых скоростей от двух присоединенных вихрей

Здесь лопасти расположены вертикально, стрелки показывают направление вихрей, крестиками обозначено направление вызванной скорости от наблюдателя (видно как бы оперение летящей стрелы), кружочками – направление к наблюдателю. Чем больше число лопастей, тем больше зон положительных и отрицательных скоростей; в пределе при бесконечном числе лопастей вызванные осевые скорости равны нулю.

Кольцевые вихри создают осевые скорости, которые в потоке за винтом направлены назад (что вполне очевидно для реактивного движителя, который отбрасывает струю жидкости назад), а реакция отброшенной жидкости – упор движителя – направлена вперед.

В точке a_1 (в бесконечности перед винтом) вызванные осевые скорости отсутствуют, так как все вихри расположены далеко. В точках $a_2 - a_4$ вызванные осевые скорости одинаковы и равны $w_a/2$ – половине полной вызванной скорости, что вполне соответствует теории идеального движителя (теореме Фруда-Финстервальдера). Наконец, в точке a_5 вызванная скорость имеет полную величину – w_a . По длине струи скорость нарастает постепенно, особенно быстро – в диске винта.

Результирующая скорость потока в точке a_1 :

$$c = \sqrt{u^2 + v^2},$$

где u – окружная скорость винта (элемента лопасти); v – поступательная скорость. В бесконечности за винтом скорость равна

$$c_2 = \sqrt{(u - w_t)^2 + (v + w_a)^2}.$$

Давление в этих точках составляет соответственно p_0 и p_2 . Если (в первом приближении) пренебречь влиянием центробежных сил, тогда в обеих точках давление оказывается одинаковым (равным p_0). При этом условии можно получить зависимость

$$\frac{w_a}{w_t} = \frac{u - \frac{w_t}{2}}{v + \frac{w_a}{2}}. \quad (7.4)$$

План скоростей в трех сечениях по длине потока изображен на рис. 7.4. Здесь скорость c – в бесконечности перед винтом; c_1 – в диске винта; c_2 – в бесконечности за винтом, причем $c_2 = c$. Кроме того, v – поступательная скорость винта, $u = 2\pi r n$ – окружная скорость на текущем радиусе; w_a и w_t – вызванные скорости. В соответствии с вышеизложенным вызванные скорости в диске винта составляют половину полных вызванных скоростей, причем осевая скорость нарастает плавно, а окружная меняется скачкообразно. Нетрудно показать, что вектор полной вызванной скорости перпендикулярен вектору скорости относительного движения в диске винта. В относительном движении винт не меняет полной скорости потока, а только изменяет ее направление. Как мы уже знаем, для создания упора окружная скорость не нужна, но осевую скорость нельзя создать гребным винтом (без дополнительных устройств) без соответствующей по величине окружной скорости.

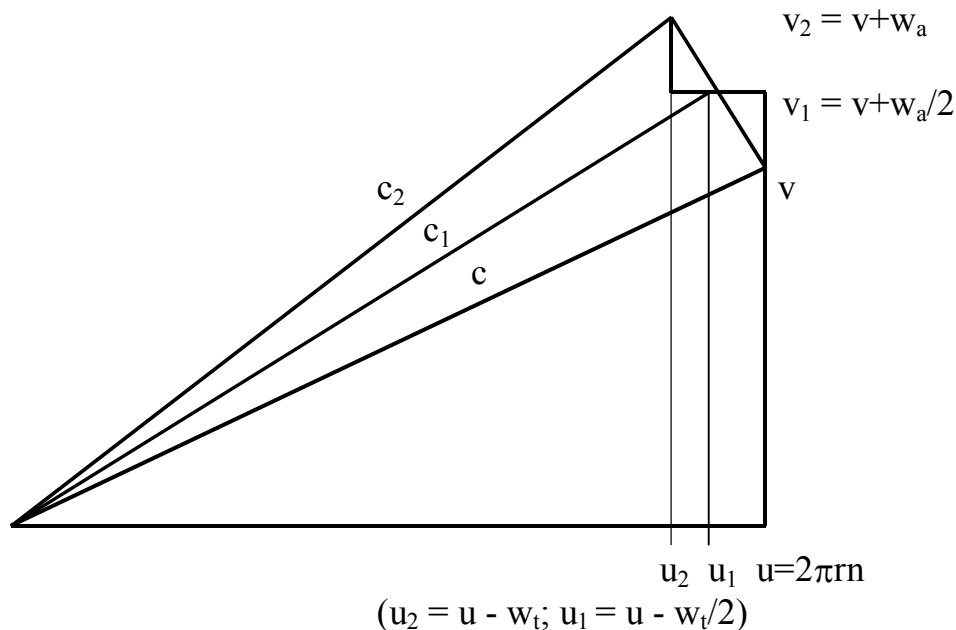


Рис. 7.4. План скоростей гребного винта

Выше было указано, что в первом приближении влиянием центробежных сил обычно пренебрегают. Рассмотрим, как эти силы влияют на работу винта. Для этого выделим элементарный объем жидкости двумя цилиндрическими сечениями радиуса r и $r + dr$; площадь элемента обозначим $d\sigma$, а плотность жидкости – ρ . К этому объему будет приложена центробежная сила:

$$d\sigma \cdot dr \cdot \rho \frac{w_t^2}{r}.$$

Эта сила уравновешивается разностью давлений с двух сторон элементарного объема dr :

$$d\sigma \cdot dr \cdot \rho \frac{w_t^2}{r} = d\sigma \cdot dp,$$

откуда

$$dp = \rho w_t^2 \frac{dr}{r}.$$

Если проинтегрировать данное выражение в пределах от текущего до внешнего радиуса, получим:

$$\int_r^R \rho \frac{w_t^2}{r} dr = p_0 - p_2,$$

где p_0 и p_2 – давления в потоке далеко перед и за винтом соответственно (см. выше). После несложных преобразований можно получить:

$$w_a \left(v + \frac{w_a}{2} \right) = w_t \left(u - \frac{w_t}{2} \right) + \int_r^R \frac{w_t^2}{r} dr = (1 + \mu) w_t \left(u - \frac{w_t}{2} \right), \quad (7.5)$$

где $\mu = \frac{\int_r^R \frac{w_t^2}{r} dr}{w_t \left(u - \frac{w_t}{2} \right)}$ – поправка, учитывающая увеличение вызванной осевой скорости в результате действия центробежных сил. Эта поправка сравнительно слабо зависит от характера изменения циркуляции скорости вдоль лопасти, которая определяет величину вызванной окружной скорости. Для практической оценки этого влияния можно считать циркуляцию постоянной. В этом случае поправку μ можно определить по табл. 7.1.

Зависимость поправки μ от относительного радиуса

r/R	0,25	0,50	0,75	1,00
μ	0,179	0,031	0,008	0,000

Из таблицы видно, что для сечений, расположенных вблизи ступицы, влияние центробежных сил существенно. Но развиваемый этими сечениями упор и создаваемое сопротивление вращению незначительны. Это дает возможность пренебрегать влиянием центробежных сил на относительных радиусах $r/R > 0,7$.

7.3. Вызванные силы на элементе лопасти и КПД элемента

Выделим элемент лопасти, как обычно, разрезав ее двумя бесконечно близкими соосными цилиндрами радиуса r и $r + dr$. Развернув их на плоскость, получим элемент лопасти, расположенный вдоль гипотенузы шагового треугольника, подобно тому, как это мы делали в подразд. 3.1 (см. рис. 3.1). Но в этот раз учтем наличие вызванных скоростей, которые, как мы уже знаем, в диске винта равны половине полных вызванных скоростей.

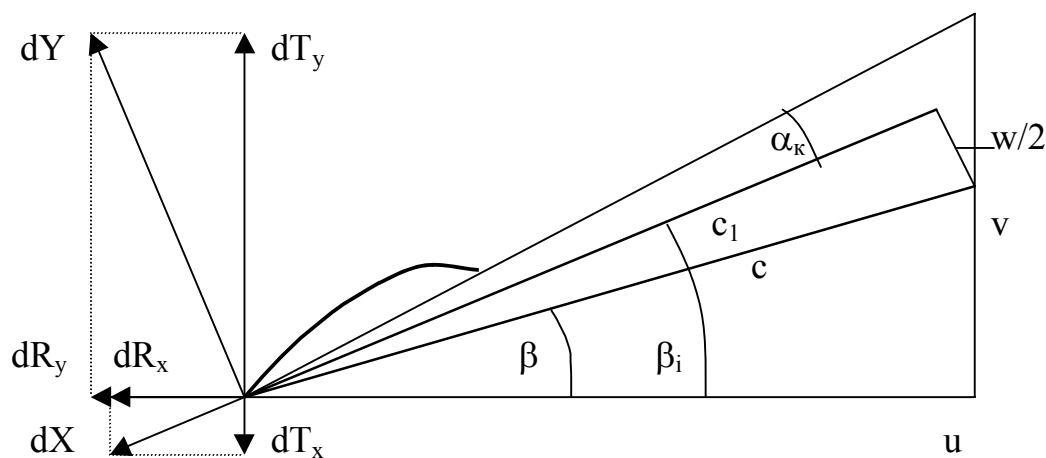


Рис. 7.5. Схема скоростей и сил на элементе лопасти

На рисунке c – результирующая скорость потока в бесконечности перед винтом; c_1 – в диске винта; $w/2$ – полная вызванная скорость в диске винта; dX и dY – сила сопротивления и подъемная сила на элементе лопасти; dT – упор элемента; dR – сопротивление вращению; α_k – кромочный угол атаки; β – гидродинамический угол; β_i – индуктивный гидродинамический угол. Углы α_k и β_i вместе образуют шаговый угол φ . Вектор подъемной силы dY перпендикулярен направлению набегающего потока (вектору скорости c_1), а вектор силы сопротивления dX ему параллелен.

Очевидно, что упор элемента лопасти можно найти как

$$\begin{aligned} dT &= dT_y - dT_x = dY \cos \beta_i - dX \sin \beta_i = \\ &= dY \cos \beta_i (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i) = \rho \Gamma u_1 dr (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i), \end{aligned} \quad (7.6)$$

где ε – обратное качество профиля ($\varepsilon = X/Y$).

Элементарная сила сопротивления:

$$\begin{aligned} dR &= dR_y + dR_x = dY \sin \beta_i + dX \cos \beta_i = \\ &= dY \sin \beta_i \left(1 + \frac{\varepsilon}{\operatorname{tg} \beta_i} \right) = \rho \Gamma v_1 dr \left(1 + \frac{\varepsilon}{\operatorname{tg} \beta_i} \right). \end{aligned} \quad (7.7)$$

Момент этой силы:

$$dQ = r \cdot dR = r \rho \Gamma v_1 dr \left(1 + \frac{\varepsilon}{\operatorname{tg} \beta_i} \right). \quad (7.8)$$

Напомним, что $v_1 = v + \frac{w_a}{2}$, а $u_1 = u - \frac{w_t}{2}$ (см. рис. 7.4).

Элементарные силы зависят только от циркуляции скорости в рассматриваемом сечении и не зависят от других элементов, поэтому их можно рассматривать по отдельности, а затем проинтегрировать по длине лопасти и умножить на число лопастей.

Согласно теореме Н.Е. Жуковского, $dY = \rho \Gamma c_1 dr$. Стандартной обработкой экспериментальных данных получают зависимость $dY = C_y \frac{\rho c_1^2}{2} dF$. Отсюда получается зависимость:

$$\Gamma = C_y b \frac{c_1}{2}, \quad (7.9)$$

называемая «уравнение связи потока с лопастью».

КПД элемента лопасти определяется как отношение полезной мощности к затраченной и равен

$$\eta_3 = \frac{v \cdot dT}{u \cdot dR} = \frac{v}{v + \frac{w_a}{2}} \cdot \frac{u - \frac{w_t}{2}}{u} \cdot \frac{1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i}{1 + \frac{\varepsilon}{\operatorname{tg} \beta_i}}. \quad (7.10)$$

Первый множитель в формуле (7.10) учитывает потери на создание вызванных осевых скоростей; он всегда меньше единицы и существует у любого реактивного движителя, в том числе у идеального (вспомним формулу (1.4) из теории идеального движителя). Второй множитель также меньше единицы и учитывает потери на создание вызванных окружных скоростей, которые неизбежно существуют у всякого гребного винта. Наконец, третий множитель, который также меньше единицы, обусловлен вязкостью жидкости, в которой работает винт. Его нередко называют профильным КПД. Таким образом, КПД элемента гребного винта, работающего в вязкой жидкости, можно представить в виде произведения КПД элемента, работающего в идеальной жидкости, и профильного КПД, учитывающего вязкостные потери:

$$\eta_{\text{э}} = \eta_t \eta_r; \quad \eta_t = \frac{v}{v + \frac{w_a}{2}} \cdot \frac{u - \frac{w_t}{2}}{u}; \quad \eta_r = \frac{1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i}{1 + \frac{\varepsilon}{\operatorname{tg} \beta_i}}. \quad (7.11)$$

7.4. Понятие об оптимальном гребном винте

Задачу об оптимальном гребном винте (с наименьшими индуктивными потерями) решил Бетц (Германия) в 1919 г. методами вариационного исчисления при следующих допущениях: 1) винт слабо нагружен (вызванные скорости относительно невелики); 2) винт имеет бесконечное число лопастей, так что вызванные скорости равномерно распределены по окружности; 3) винт работает в идеальной жидкости. Оптимальным является винт, у которого во всех сечениях $\eta_t = \text{const}$.

Из формулы (7.11) следует, что

$$\frac{v}{v_1 \eta_t} = \frac{u}{u_1};$$

$$\frac{v}{u \eta_t} = \frac{v_1}{u_1}.$$

Поскольку $v = \text{const}$, отношение $\frac{v}{\eta_t} = \text{const} = v'$. Здесь введена кажущаяся поступательная скорость гребного винта v' , показанная на рис. 7.6. Она получается геометрически в предположении, что направление набегающего потока задано, а вызванная окружная скорость отсутствует:

$$\frac{v'}{u} = \frac{v_1}{u_1} = \operatorname{tg} \beta_i.$$

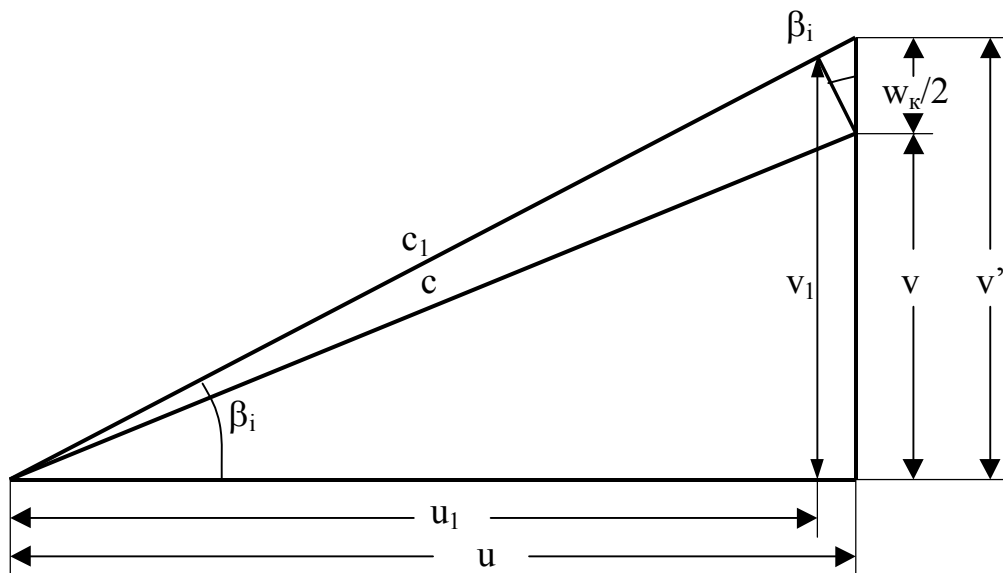


Рис. 7.6. Схема скоростей на элементе лопасти

Ей соответствует кажущаяся вызванная скорость:

$$\frac{w_k}{2} = v' - v.$$

При этом скорости v_1 и u_1 не остаются постоянными, но скорость w_k постоянна для всех радиусов.

Рассмотрим, как изменяется соотношение между вызванными осевыми и окружными скоростями на разных радиусах. Учтем, что угол между векторами кажущейся и истинной вызванной скорости равен β_i . Это значит, что концы вектора полной (истинной) вызванной скорости для разных радиусов будут лежать на окружности, диаметр которой равен кажущейся вызванной скорости в диске винта $w_k/2$. Сказанное иллюстрирует рис. 7.7, на котором для простоты у всех вызванных скоростей опущен знаменатель (равный 2). Обозначения скоростей и угла указаны для одного (среднего из показанных) радиуса:

$$\frac{w}{2} = \frac{w_k}{2} \cos \beta_i;$$

$$\frac{w_a}{2} = \frac{w}{2} \cos \beta_i = \frac{w_k}{2} \cos^2 \beta_i;$$

$$\frac{w_t}{2} = \frac{w}{2} \sin \beta_i = \frac{w_k}{2} \cos \beta_i \sin \beta_i;$$

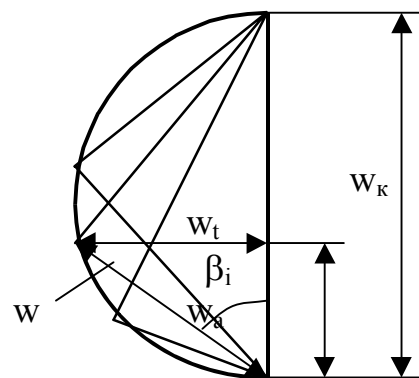


Рис. 7.7. Схема вызванных скоростей в диске винта

$$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{v + \frac{W_k}{2}}{u}.$$

Характер распределения вызванных скоростей вдоль лопасти показан на рис. 7.8.

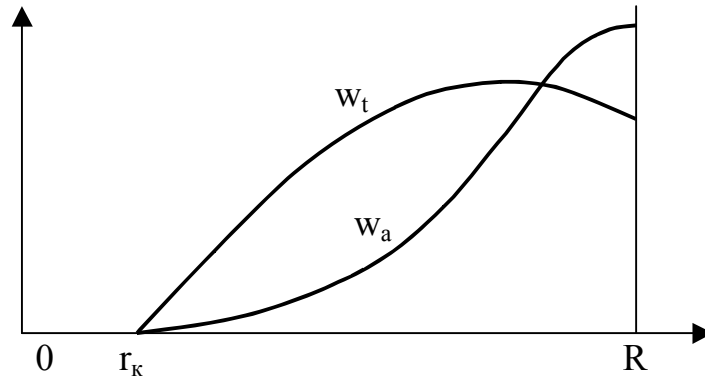


Рис. 7.8. Распределение вызванных скоростей вдоль лопасти

Кажущуюся скорость можно вычислить следующим образом. Упор элемента лопасти в идеальной жидкости определяется по формуле:

$$dT = \rho \Gamma_r u_1 dr;$$

для всех лопастей:

$$\Gamma_r = 2\pi r w_t;$$

$$u_1 = u - \frac{w_t}{2} = 2\pi r n - \frac{w_t}{2}.$$

Подстановкой получаем:

$$dT = \rho \cdot 2\pi r w_t \cdot \left(2\pi r n - \frac{w_t}{2} \right) dr. \quad (7.12)$$

Чтобы получить упор винта в целом, нужно проинтегрировать это выражение по всей длине лопасти. В связи с тем что на малых радиусах упор незначителен, для упрощения расчета интегрирование выполним от оси винта (условно считая, что ступица отсутствует, а ее заменяют лопасти) до внешнего радиуса:

$$T = 2\pi\rho \int_0^R r \cdot w_k \cdot \cos\beta_i \sin\beta_i \left(2\pi r n - \frac{w_k}{2} \cos\beta_i \sin\beta_i \right) dr.$$

Для слабонагруженных винтов можно пренебречь зависимостью β_i от вызванных скоростей и принять $\beta_i = \beta$. Тогда окончательно можно получить:

$$T = \rho \pi R^2 v w_k \left[1 - J'^2 \ln \left(1 + \frac{1}{J'^2} \right) \right]. \quad (7.13)$$

Здесь относительная поступь записана в форме

$$J' = \frac{v}{\pi n D} = \frac{J}{\pi}; \quad (7.14)$$

$J = \frac{v}{nD}$ – обычная относительная поступь.

Введем обозначение:

$$\chi = \left[1 - J'^2 \ln \left(1 + \frac{1}{J'^2} \right) \right]. \quad (7.15)$$

Тогда можно записать:

$$\frac{T}{\rho \pi R^2 v^2 \chi} = \frac{w_k}{v} = \frac{C_{TA}}{2\chi}. \quad (7.16)$$

Здесь $C_{TA} = \frac{T}{\frac{\rho v^2}{2} \frac{\pi D^2}{4}}$ – уже известный нам (см. подразд. 1.3) коэффициент

нагрузки движителя (гребного винта) по упору, равный отношению перепада давлений в движителе к скоростному напору.

Задавшись скоростью, диаметром и частотой вращения, находят упор винта. Определив C_{TA} и χ , можно найти w_k .

Здесь мы рассмотрели упрощенную задачу. В общем случае судового гребного винта, расположенного за корпусом, задача усложняется и в настоящее время полностью не решена.

7.5. Понятие об умеренно нагруженном винте

В этом случае нельзя пренебрегать влиянием вызванных скоростей на обтекание элемента лопасти. Путем последовательных приближений можно найти w_k и β_i . После соответствующих преобразований можно получить:

$$\frac{w_k}{v} = \frac{\varphi}{\varphi'} \left(\sqrt{\frac{\varphi'}{\varphi^2} C_{TA} + 1} - 1 \right), \quad (7.17)$$

где

$$\varphi = 1 - J_{iR}^2 \ln \left(1 + \frac{1}{J_{iR}^2} \right); \quad (7.18)$$

$$\varphi' = 2\varphi - \frac{1}{1 + J_{iR}^2}. \quad (7.19)$$

Здесь J_{iR} – индуктивная поступь:

$$J_{iR} = \frac{v + w_k/2}{2\pi R n} = \left(1 + \frac{w_k}{2v} \right) J'. \quad (7.20)$$

Умеренно нагруженный винт вначале можно рассчитывать как слабонагруженный, определяя w_k по соответствующей формуле. Полученное значение подставляют в формулы (7.20), (7.18) и (7.19), после чего рассчитывают отношение w_k/v в первом приближении по формуле (7.17). Затем цикл расчетов повторяют до тех пор, пока два последующих приближения не дадут близких результатов. Обычно процесс последовательных приближений быстро сходится. Наиболее сложно здесь определение w_k , которое производится один раз.

Вышеуказанные расчеты выполняются в предположении, что число лопастей винта бесконечное. При этом распределение вызванных окружных скоростей вдоль окружности равномерное. Из-за конечности числа лопастей скорости распределяются неравномерно: у лопасти они больше, чем в промежутках между лопастями, как показано на рис. 7.9 для четырехлопастного винта. Для расчета вызванную скорость необходимо осреднять (см. горизонтальную пунктирную линию на рисунке).

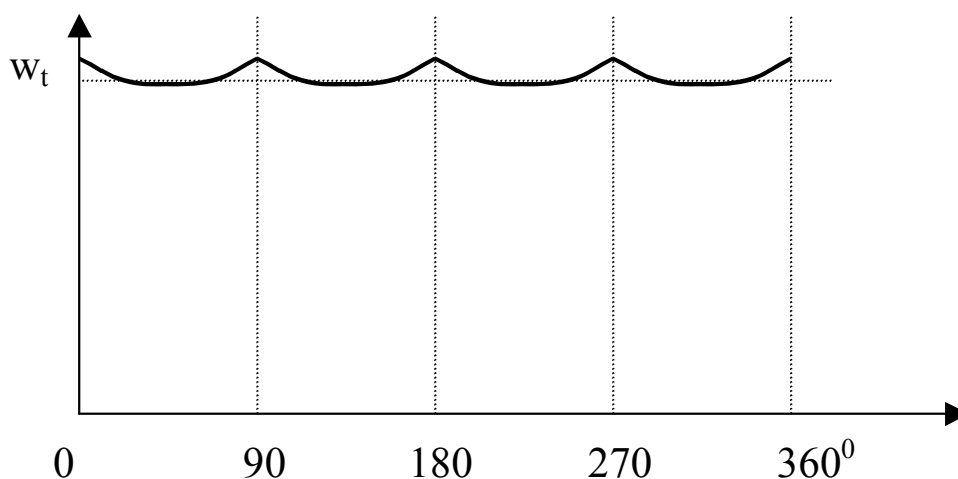


Рис. 7.9. Схема распределения вызванных окружных скоростей вдоль окружности у четырехлопастного винта

Среднее значение вызванной окружной скорости можно представить в виде произведения:

$$w_{\text{тср}} = k_1 k_2 w_t, \quad (7.21)$$

где k_1 учитывает конечность числа лопастей, $k_1 = f(\bar{r}, \chi)$; $\bar{r} = r/R$ – относительный радиус; $\chi = \frac{z}{2} \frac{\sqrt{1 + \bar{h}^2}}{\bar{h}}$, где z – число лопастей; $\bar{h} = \bar{r} \text{tg} \beta_1$. k_1 необходимо рассчитывать для каждого лопастного сечения. В литературе имеются графики, облегчающие эту работу.

Конечность числа лопастей сильнее сказывается у концов лопастей, вблизи ступицы это влияние мало.

Поправка k_2 учитывает конечность толщины лопастей. Выполним хорошо известную нам операцию: рассежем винт соосным цилиндром радиуса r , разрежем его вдоль образующей и развернем на плоскость. До сих пор мы ограничивались изображением сечения одной лопасти. Но фактически в сечение попадут все z лопастей (рис. 7.10). Вместе они образуют решетку профилей, которая стесняет поток.

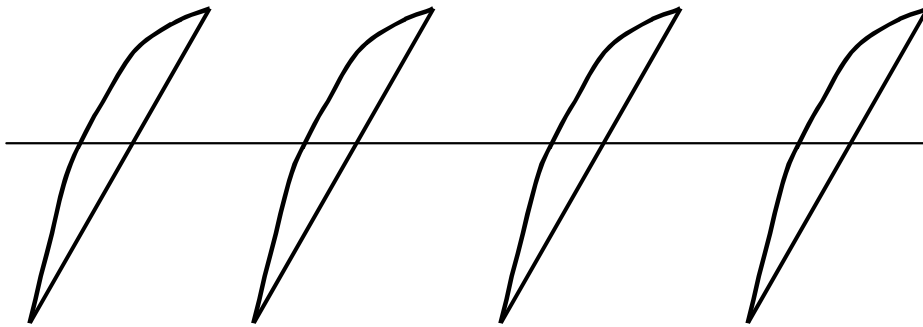


Рис. 7.10. Схема решетки профилей

Величину коэффициента k_2 можно определить как отношение суммы длин отрезков горизонтальной прямой внутри профилей лопастных сечений на рис. 7.10 (прямая проведена по линии наибольших толщин) к длине всей этой прямой, которая равна длине окружности $2\pi r$.

Обозначим шаговый угол на рассматриваемом радиусе φ , толщину профиля – e , а его хорду – b . Тогда

$$k_2 = 1 - \frac{\gamma \sqrt{1 + \text{tg}^2 \varphi}}{\text{tg} \varphi}; \quad \gamma = \frac{ez}{2\pi r}. \quad (7.22)$$

У бесконечно-лопастного винта упор и крутящий момент при прочих равных условиях больше, чем у винта с конечным числом лопастей. При проектировании винта вначале число лопастей можно считать бесконечным, диаметр и

суммарную циркуляцию скорости принять такими же, как у реального винта, но соответственно увеличить упор. Возможен и другой способ: принять, что вызванные скорости и упоры обоих винтов одинаковы, но у бесконечнолопастного винта диаметр несколько меньше. Отношение диаметров можно рассчитать по формуле, предложенной Прандтлем:

$$\frac{D_{\infty}}{D} = 1 - \frac{1,336J_{iR}}{z\sqrt{1 + J_{iR}^2}}. \quad (7.23)$$

Расчеты судовых гребных винтов по теории несущей линии требуют учета конечности не только толщины, но и ширины лопастей, особенно при больших дисковых отношениях. Для этой цели вводятся специальные поправки, которые здесь не рассматриваются.

7.6. Учет профильного сопротивления

КПД винта в целом определяется зависимостью:

$$\eta = \frac{Tv}{2\pi nQ} = \frac{v}{2\pi n} \cdot \frac{\int_0^R (dY \cos \beta_i - dX \sin \beta_i) dr}{\int_0^R r(dY \sin \beta_i + dX \cos \beta_i) dr}. \quad (7.24)$$

У оптимального винта величина $\eta_t = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta_i} = \frac{v}{2\pi n r \operatorname{tg} \beta_i} = \operatorname{const}$ для всех сечений. Следовательно, для оптимального винта $r \operatorname{tg} \beta_i = \operatorname{const}$.

Выполнив соответствующие преобразования, можно получить формулу:

$$\eta = \eta_t \cdot \frac{1 - \varepsilon \frac{\int_0^R dY \sin \beta_i \cdot dr}{\int_0^R dY \cos \beta_i \cdot dr}}{1 + \varepsilon \frac{\int_0^R dY \cos^2 \beta_i / \sin \beta_i \cdot dr}{\int_0^R dY \cos \beta_i \cdot dr}}. \quad (7.25)$$

Здесь считается $\varepsilon = \operatorname{const}$ для всех сечений, что не вполне верно, но дает небольшую погрешность.

Для винта типа НЕЖ:

$$\eta = \eta_t \cdot \frac{1 - 2\varepsilon J'_i}{1 + \frac{2\varepsilon}{3J'_i}}; \quad J'_i = \frac{v + w_a/2}{2\pi r n}$$

$$\eta_t = \frac{v}{u} \cdot \frac{u_1}{v_1} = \frac{1}{1 + \frac{w_k}{2v}}$$

Если винт работает в идеальной жидкости, для него выгодно делать скорость w_k как можно меньше. Но в вязкой жидкости диаметр винта можно увеличивать лишь до определенного предела, т.е. существует некоторый оптимальный диаметр, превышение которого ведет к падению КПД из-за вязких потерь. С этим фактом мы встречались при изучении теории идеального движителя (говоря о применимости ее к реальным движителям).

Остановимся на определении коэффициентов подъемной силы и профильного сопротивления.

Как известно, гидродинамические силы на профиле принято представлять в виде

$$Y = C_y \frac{\rho v^2}{2} S; \quad X = C_x \frac{\rho v^2}{2} S,$$

где C_x , C_y – безразмерные коэффициенты подъемной силы и сопротивления, которые получаются, например, путем продувки соответствующих профилей в аэродинамической трубе; S – площадь крыла в плане.

При малых углах атаки нередко используется приближенная зависимость

$$C_y = \frac{\alpha^0}{10,4},$$

где α^0 – угол атаки в градусах, измеренный относительно направления нулевой подъемной силы; $\alpha^0 = \alpha_k + \alpha_0$; α_k – кромочный угол атаки. Угол между линией кромок и направлением нулевой подъемной силы α_0 зависит от относительной стрелки прогиба средней линии профиля δ_c :

$$\alpha_0 = C_0 \delta_c,$$

где $C_0 = 100$ – для сегментного профиля; $C_0 = 90$ – для авиационного профиля.

В специальной литературе имеются графики для коэффициентов C_x и C_y применительно к профилям различной формы. По этим же графикам можно определить коэффициент обратного качества профиля $\varepsilon = C_x/C_y$.

7.7. Определение оптимальной формы лопасти

Здесь имеется в виду получение наивысшего КПД при определенных условиях задания.

Принимая во внимание зависимости (7.12) и (7.4), для упора элемента лопасти в идеальной жидкости можно получить:

$$dT = k\rho \cdot 2\pi r w_a \left(v + \frac{w_a}{2} \right) dr, \quad (7.26)$$

причем $dT = dY \cos \beta_i$.

В свою очередь, по определению:

$$dY = C_y \rho \frac{c_1^2}{2} \cdot bz \cdot dr.$$

Тогда получается:

$$C_y b = \frac{4k\pi r w_a \left(v + \frac{w_a}{2} \right)}{z c_1^2 \cos \beta_i}; \quad (7.27)$$

$$c_1^2 = \left(v + \frac{w_a}{2} \right)^2 + \left(u - \frac{w_t}{2} \right)^2. \quad (7.28)$$

Рассчитав w_k , w_a , w_t , можно найти c_1 , $\cos \beta_i$ и $C_y b$. Формула (7.28) позволяет для каждого радиуса рассчитать произведение $C_y b$. Это делает неоднозначным решение задачи проектирования винта, поскольку дает возможность брать различные сочетания C_y и b . В вязкой жидкости эти сочетания влияют на КПД. Для профиля имеется угол атаки, обеспечивающий максимальное качество (минимальное обратное качество ε), которому соответствуют определенный коэффициент подъемной силы C_y и угол атаки α . Это дает возможность рассчитать шаговый угол

$$\varphi = \beta_{ш} + \alpha - \alpha_0$$

и шаг винта на данном радиусе

$$P = 2\pi r t \operatorname{tg} \varphi.$$

Очевидно, хорда профиля однозначно определится как $b = \frac{C_y b}{C_y}$.

Таким образом, поставленная задача решена.

7.8. Поверочный расчет винта по вихревой теории

Расчет оптимального гребного винта является проектировочным, он позволяет выбрать характеристики винта, обеспечивающего судну заданную скорость или потребляющую мощность, развиваемую главным двигателем. Нередко требуется решение обратной задачи: для винта с заданной геометрией и частотой вращения определить развиваемый им упор и потребляемую мощность (или построить кривые действия гребного винта). Этот расчет называется поверочным. Существуют различные методики такого расчета, здесь мы рассмотрим сравнительно простую схему, предложенную Э.Э. Папмелем.

Расчет ведется в табличной форме (табл. 7.2) по отдельным сечениям. Исходными данными для него служат: диаметр винта D , число лопастей z , шаг на каждом радиусе P , ширина лопасти на каждом радиусе b_r и дисковое отношение винта A_E/A_0 , толщина профиля на каждом радиусе e и толщины относительно

линии кромок e_1 и e_2 . Вводится ряд вспомогательных величин: $\delta = \frac{e}{b}$, $\delta_1 = \frac{e_1}{b}$, $\delta_2 = \frac{e_2}{b}$, $\delta_c = \frac{e_c}{b} = \frac{e_1 - e_2}{2b}$, $\operatorname{tg}\varphi = \frac{P}{2\pi r}$, $\sigma = \frac{zb}{2\pi r}$, $\gamma = \frac{ze}{2\pi r}$, $\alpha_0 = C_0\delta_c$, $k_2 = 1 - \frac{\gamma\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\varphi}}{\operatorname{tg}\varphi}$. Такая таблица соответствует одному относительному радиусу; в простейшем случае можно ограничиться расчетом для радиуса $\bar{r} = 0,7$.

Таблица 7.2

Поверочный расчет винта

1	α_k (задаются)	$\alpha_{k1} = -\alpha_0$	α_{k2}	α_{k3}	α_{k4}
2	$\alpha = \alpha_k + \alpha_0$				
3	$\beta_i = \varphi - \alpha_k$				
4	$\operatorname{tg}\beta_i$				
5	$\operatorname{tg}^2\beta_i$				
6	$\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\beta_i}$				
7	$\bar{h} = \bar{r}\operatorname{tg}\beta_i$				
8	$\chi = \frac{z}{2} \frac{\sqrt{1 + \bar{h}^2}}{\bar{h}}$ (или по графику)				
9	$k_1 = f(\bar{r}, \chi)$ (по графикам)				
10	$b_1 = \frac{41,6k_1k_2}{\sigma\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\beta_i}}$				
11	$b_2 = \frac{C_0}{4} \frac{\operatorname{tg}\beta_i}{1 + \operatorname{tg}^2\beta_i}$				

12	$b_1 + b_2$				
13	$x = \frac{\alpha}{b_1 + b_2}$ – коэффициент вызванной окружной скорости				
14	$a_2 = \frac{x}{1+x}$				
15	$\delta'_2 = \delta_2 + \frac{xb_2}{C_0}$				
16	$\delta'_1 = \delta - \delta'_2$				
17	$C_y = \frac{xb_1}{10,4}$				
18	$C_x = \varepsilon C_y$				
19	$C_x \operatorname{tg} \beta_i$				
20	$\frac{C_x}{\operatorname{tg} \beta_i}$				
21	(17) – (19)				
22	(17) + (20)				
23	$\frac{\sigma}{4} \pi^3 \bar{r}^3 (1 - a_2)^2 \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta_i}$				
24	$\frac{dK_T}{d\bar{r}} = (21) \cdot (23)$				
25	$\frac{dK_Q}{d\bar{r}} = (22) \cdot (23) \cdot \frac{\bar{r}}{2} \operatorname{tg} \beta_i$				
26	$y = \frac{x}{\operatorname{tg}^2 \beta_i}$				
27	$a_1 = \frac{y}{1-y}$				
28	$J = \frac{1 - a_2}{1 + a_1} \pi \bar{r} \operatorname{tg} \beta_i$				
29	$\bar{a}_{0,7} = k_1 k_2 a_2 \bar{r}^2$				
30	$\bar{z} = \frac{1,1 \bar{a}_{0,7}}{\bar{r}^2}$				
31	$y' = \frac{y}{1 - \bar{z}}$				

32	$a'_1 = \frac{y'}{1-y'}$				
33	$J' = \frac{1-a_2}{1+a'_1} \pi \bar{r} t g \beta_i$				

На небольших относительных радиусах рассчитывается вся таблица, на радиусах свыше 0,7 расчет ограничивается 28-й строкой, в последних строках учитываются центробежные силы, которыми в этом случае можно пренебречь. По данным строк (28) и (29) строят график зависимости $\bar{a}_{0,7} = f(J)$. Результаты расчетов обрабатываются графически. Строят графики зависимости $\frac{dK_T}{d\bar{r}} = f(J)$ и $\frac{dK_Q}{d\bar{r}} = f(J)$ для всех относительных радиусов, которые затем перестраивают в форму $\frac{dK_T}{d\bar{r}} = f(\bar{r})$ и $\frac{dK_Q}{d\bar{r}} = f(\bar{r})$ при различных относительных поступях J . Интегрируя полученные кривые по всей длине лопасти, получают кривые действия $K_T, K_Q, \eta = f(J)$. Кстати, популярные в прошлом диаграммы Папмеля для расчета гребных винтов получены именно расчетом по вихревой теории с последующей экспериментальной проверкой некоторых точек.

Вопросы для самоконтроля

1. В чем заключается проектировочный и поверочный расчет гребного винта?
2. Изобразите вихревую схему крыла конечного размаха.
3. Изобразите вихревую схему двухлопастного винта.
4. Что такое *циркуляция скорости*?
5. Какие вы знаете варианты вихревой теории гребного винта? Какова область их применения?
6. Каковы принципы определения вызванных окружных и осевых скоростей по вихревой теории?
7. Каково влияние центробежных сил на работу гребного винта?
8. Как определяют вызванные силы на элементе лопасти?
9. Прокомментируйте структуру выражения для КПД элемента лопасти.
10. Что означает выражение *оптимальный гребной винт* в вихревой теории?
11. В чем смысл учета конечности числа лопастей и как он производится?
12. Каковы принципы определения оптимальной формы лопасти?
13. Каков порядок поверочного расчета гребного винта по вихревой теории?

Глава 8. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

8.1. Потери в гребных винтах и способы их уменьшения

Основные виды потерь мощности в гребных винтах следующие:

- 1) потери на создание вызванных осевых скоростей;
- 2) потери на создание вызванных окружных скоростей;
- 3) профильные потери;
- 4) индуктивные (концевые) потери.

Первый вид потерь существует в любом гидравлическом движителе, в том числе в идеальном. Как следует из теории идеального движителя, эти потери тем больше, чем больше отношение вызванной осевой скорости к скорости движения судна. Основной путь уменьшения этого вида потерь – увеличение в допустимых пределах площади гидравлического сечения. У обычных морских транспортных судов небольших и средних размеров диаметр винта нередко принимается близким к предельному. У крупнотоннажных судов с большой осадкой предельно допустимый по условиям размещения в корме диаметр винта больше, чем позволяют производственные возможности заводов-изготовителей гребных винтов. К тому же, частота вращения винта предельного диаметра оказывается очень низкой (порядка 1 об/с и меньше), тогда как применяемые на таких судах малооборотные дизели характеризуются большей частотой вращения. Громоздкие и дорогие редукторы в данных случаях практически не применяются, но в мире интенсивно ведутся работы по созданию малооборотных дизелей, размеры и масса которых получаются очень большими.

Предложены перекрывающиеся гребные винты – пара бортовых винтов, приближенных к ДП и разнесенных по длине судна, так что их диски перекрывают друг друга (расстояние между осями винтов составляет 70-75 % диаметра вместо обычных 170-180 %). Этим достигается некоторое уменьшение сопротивления выступающих частей, увеличение коэффициентов попутного потока и влияния корпуса, что позволяет получить экономию мощности на крупнотоннажных судах до 13-15 % и на быстроходных судах – до 7 %. Такая схема имеет и другие преимущества, которые мы не рассматриваем, но не лишена определенных недостатков, в частности, создает повышенную вибрацию. При большой мощности энергетической установки проблема вибрации, вызванной гребным винтом, стоит весьма остро.

Вопрос о зависимости эффективности винта от его диаметра не так прост, как может показаться. КПД изолированного винта с увеличением диаметра растет, но одновременно растет и коэффициент засасывания при приблизительно постоянном коэффициенте попутного потока, в результате чего рост пропульсивного КПД (с учетом влияния корпуса) замедляется; оптимальный диаметр винта за корпусом меньше, чем в свободной воде. Одновременно несколько изменяется форма кормовой оконечности, из-за чего происходит рост сопротивления воды движению судна.

Один из сравнительно новых способов повышения эффективности винта – установка за ним свободно вращающегося турбопропеллера (СВТ – «колеса профессора Грима»), предложенного в Германии. СВТ представляет собой винт с узкими лопастями, свободно вращающийся на валу за основным винтом с небольшой частотой, составляющей 35-45 % от частоты вращения гребного вала. Диаметр СВТ несколько больше, чем у основного винта, причем внутренняя часть СВТ работает как турбина, т.е. раскручивается потоком от винта, а наружная, выходящая за габариты основного винта, – как движитель. Упор движительной части больше, чем сопротивление турбинной части, в результате СВТ создает дополнительный упор, повышая КПД установки. Отмечается, что такой пропульсивный комплекс несколько менее эффективен, чем один гребной винт, диаметр которого равен диаметру СВТ, но требует большей частоты вращения гребного вала (т.е. меньших размеров двигателя) и допускает меньшие по величине зазоры между винтом и корпусом. При постоянной мощности упор комплекса на 10-13 % больше, чем одиночного винта, КПД повышается до 10 %.

При больших отношениях В/Т часто бывает выгодной установка двух, редко – большего числа винтов, в результате чего удается увеличить КПД благодаря увеличению площади гидравлического сечения. Особенно остро эта проблема стоит у мелкосидящих судов внутреннего плавания. Для таких судов предложены туннельные (тоннельные) обводы кормовой оконечности: винты располагаются в специально спрофилированных туннелях, так что их диаметр может превышать осадку судна кормой Т, достигая 1,25 Т. На переднем ходу туннель заполняется водой; благодаря увеличению площади гидравлического сечения (до 3 раз) требуемая мощность снижается, несмотря на увеличение сопротивления судна.

На некоторых судах, плавающих по мелководному незасоренному фарватеру, применяют полупогруженные винты, ось которых располагается выше уровня воды. По сравнению с полностью погруженным винтом такого же диаметра их КПД заметно меньше из-за прорыва воздуха к лопастям и волнообразования, но увеличение площади гидравлического сечения по сравнению с полностью погруженным винтом (винтами) нередко дает положительный эффект. К достоинствам полупогруженных винтов можно отнести простоту дейдвудного устройства, к недостаткам – большие массу и габариты.

Потери на создание вызванных окружных скоростей можно существенно снизить, применяя контрпропеллеры или обтекаемые рули. Эти вопросы нами рассмотрены в соответствующем разделе. В последние годы на некоторых судах зарубежной постройки стали применять специальное профилирование кормовой оконечности по типу контрпропеллера. Но наибольшего эффекта позволяют достичь соосные винты противоположного вращения (СВПВ). Принцип их действия вполне соответствует названию. Валопровод состоит из двух валов, один из которых проходит внутри другого. Передний винт сидит на наружном валу, задний, с несколько меньшим диаметром и большим шагом, – на внутреннем, они вращаются в разные стороны. На любом режиме такая конструкция

позволяет практически полностью устранить окружные потери. Пара соосных винтов всегда выигрывает в КПД по сравнению с винтом, за которым расположен обтекаемый руль. Рост КПД винта в свободной воде составляет 10-12 %, коэффициент влияния корпуса увеличивается на 10-15 %, что приводит к снижению необходимой мощности до 20 %. Но такой комплекс сложнее при проектировании, изготовлении, монтаже, эксплуатации и ремонте; размещение одного вала внутри другого создает серьезные трудности и является источником дополнительных потерь на трение. Эти трудности, очевидно, отпугивают проектировщиков, так что в мире в настоящее время имеется немного гражданских судов и военных кораблей с соосными винтами, среди них американская атомная подводная лодка. В нашей стране проводились серьезные исследования в данном направлении, однако судов с такими винтами нет.

Кстати, некоторое время назад рекламировались гребные винты тандем – соосные, но вращающиеся в одну сторону. По сравнению с одновинтовым вариантом они позволяют разнести упор на два диска, по сравнению с двумя бортовыми винтами – лучше используют энергию попутного потока. Более внимательное рассмотрение показывает, что это, по сути дела, один винт с удвоенным числом лопастей (см. ВРШ типа тандем). Такие винты применялись на некоторых рыбопромысловых судах германской постройки.

Профильные потери снижают двумя путями: правильным выбором формы лопастных сечений и тщательной обработкой поверхности лопастей. Известно, что при работе на передний ход предпочтительны авиационные сечения лопастей, их входящие кромки притупляют, чтобы избежать отрыва потока при неизбежных колебаниях углов атаки. Средней линии профиля придается изгиб, определенный специальным расчетом из так называемого условия безударного входа: имеется в виду, что поток на расчетном режиме должен набегать на лопасть в направлении касательной к средней линии у входящей кромки. Обычно сечения вблизи корня получаются двояковыпуклыми, а на больших радиусах – выпукло-вогнутыми.

Обработка лопастей не только уменьшает сопротивление их движению в воде, но и делает профиль более близким к теоретическому. Как показали опыты, при высоте бугорков шероховатости не более 0,005 мм лопасти могут считаться гидравлически гладкими, т.е. КПД винта имеет максимальное значение. У шлифованного латунного винта высота бугорков шероховатости составляет примерно 0,025 мм, увеличиваясь на 0,015 мм в год, КПД нового винта получается примерно на 1 % меньше максимального. У хорошо обработанного винта из чугуна или углеродистой стали высота бугорков шероховатости около 0,175 мм, что ведет к снижению КПД на 5 %; за год эксплуатации она увеличивается на 3,5 мм. В настоящее время эти материалы почти не используются для изготовления гребных винтов. Углеродистая сталь и чугун – достаточно дешевые материалы, но отлитый и полностью обработанный стальной винт нередко оказывается дороже латунного или бронзового, к тому же перерасход топлива, обусловленный повышенной шероховатостью, делает винты из этих не-

дорогих материалов неэкономичными. Практически при выборе материала гребного винта ориентируются на размеры и мощность судна: чем они больше, тем более прочный материал для них берут.

Учитывая большое влияние состояния поверхности лопастей на эффективность винта, при каждом доковании винт снимают, тщательно проверяют его состояние, обнаруженные дефекты вырубают и заваривают, после чего зачищают и проверяют качество работы.

Индуктивные (концевые) потери возникают из-за перетекания воды с нагнетательной поверхности на засасывающую, т.е. из области повышенного в область пониженного давления, через край лопасти. Как известно из теории крыла, наименьшие концевые потери имеет крыло эллиптической в плане формы. Примерно то же относится к гребному винту, контур которого делается скругленной формы. Если чрезмерно расширять концевые сечения, уменьшается ширина лопасти у корня, что затрудняет обеспечение ее прочности, и растут концевые потери. Если, наоборот, расширять лопасть у корня и сужать у края, уменьшаются размеры сечений на больших радиусах, которые создают основную часть упора (вследствие больших скоростей обтекания).

Эффективным средством снижения потерь этого вида служат направляющие насадки, к рассмотрению которых мы и переходим.

8.2. Направляющие насадки

В отечественной литературе иногда указывают, что идея направляющей насадки впервые была высказана отечественным ученым Бриксом, который в 1887 г. предложил судно наименьшего сопротивления, по всей длине которого проходит канал, сужающийся к миделю, где расположен винт. Корт (Германия) предложил направляющую насадку в ее современном виде – кольцевое крыло, верхней своей частью закрепленное на корпусе, внутри которого в самом узком месте располагается гребной винт. Радиальный зазор между лопастями винта и телом насадки порядка 1 % диаметра винта, в результате чего перетекание воды через конец лопасти становится незначительным. Важно также то, что диаметр винта в насадке меньше, чем открытого винта. Схема расположения гребного винта в неподвижной насадке показана на рис. 8.1.

Насадка работает следующим образом. Гребной винт формирует струю, которая постепенно сужается, особенно в диске винта. В результате на профиль насадки поток набегаёт под некоторым углом атаки со скоростью c , создавая гидродинамическую силу F , одна составляющая которой S направлена к оси винта и сжимает насадку (аналогично гидростатическому давлению), другая T_n – по направлению движения, создавая дополнительный упор. На швартовах, когда угол атаки максимальный, упор, создаваемый насадкой, может достигать 50 % упора винта. На тихоходных судах выигрыш в скорости хода может достигать 2-3 %. С увеличением относительной поступи упор насадки снижается и становится отрицательным, т.е. при достаточно большой поступи насадка будет создавать допол-

нительное сопротивление. Сравнение кривых коэффициента упора для открытого винта и винта в насадке показано на рис. 8.2. Оба винта имеют одинаковые число лопастей (4), дисковое отношение (0,58), относительную толщину (0,06) и примерно одинаковое шаговое отношение нулевого упора.

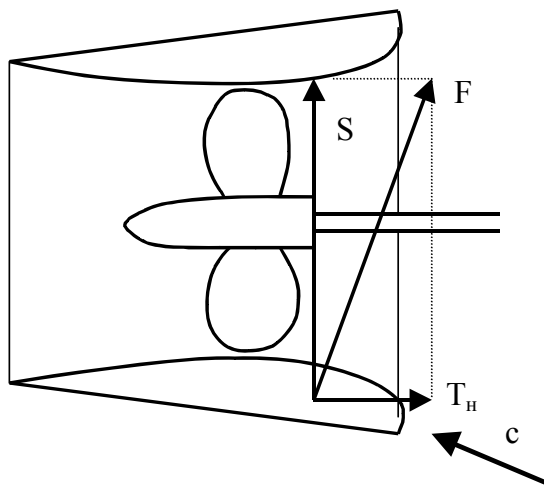


Рис. 8.1. Винт в насадке

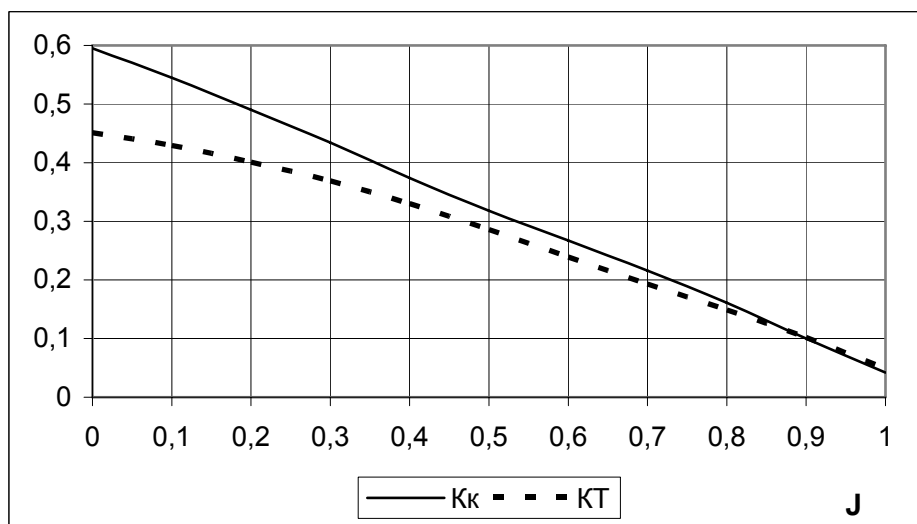


Рис. 8.2. Сравнение коэффициента упора комплекса «винт-насадка» (Кк) и открытого винта (КТ) в зависимости от поступи J

Ввиду того что на профиле насадки создается циркуляция скорости, увеличивается скорость протекания воды через диск винта, что способствует увеличению его КПД. Дополнительная скорость, созданная насадкой, тем больше, чем меньше скорость хода судна. В результате улучшается использование мощности главного двигателя на различных режимах благодаря тому, что скорость потока в диске винта меняется медленнее, чем скорость хода судна. Более равномерным становится поток в диске винта, ослабевают вибрация (гребной винт – основной источник вибрации на судне). В.К. Турбал предложил теоретические основы рас-

чета осенесимметричных насадок, каждый элемент сечения которых устанавливается под своим углом к оси винта. При этом форма входного и выходного сечения получается близкой к эллиптической, причем большая ось входного сечения перпендикулярна ДП, а большая ось выходного сечения – перпендикулярна плоскости ватерлинии. Это позволяет значительно снизить неравномерность потока в диске винта, периодические силы и моменты. Осенесимметричные насадки применены на крупнейших танкерах отечественной постройки типа «Крым».

Оптимальный диаметр гребного винта в насадке примерно на 10 % меньше, чем открытого; это уменьшает массу и стоимость винта. Но наибольший диаметр насадки на 3-4 % больше оптимального диаметра открытого винта при равной нагрузке на них. Насадка несколько уменьшает вероятность оголения винта на волнении и повреждения его, хотя последнее может быть спорным. У винта в насадке уменьшается нагрузка на валопровод и упорный подшипник, так как часть упора комплекса развивается непосредственно на насадке.

В эксплуатации насадки обладают и определенными недостатками. При обрастании насадки винт быстро становится тяжелым, скорость судна заметно падает. При малом погружении насадки к винту может прорываться воздух (прорыв воздуха к открытому винту при малом погружении также возможен). Корпус насадки в том месте, где лопасти подходят наиболее близко, подвергается сильной эрозии. При переключках руля во время маневрирования из-за возникающего схода потока наблюдается сильная вибрация. Неподвижная насадка ухудшает управляемость судна, особенно на заднем ходу. Вполне очевидно, что винт в насадке сложнее по конструкции и несколько дороже.

На некоторых судах применяются предвинтовые насадки, которые также создают дополнительный упор и позволяют получить экономию мощности 5-7 %. Они менее эффективны, чем обычные, но не подвергаются повышенной эрозии.

Мы не рассматриваем подробно особенности расчета и проектирования комплекса «винт-насадка», а лишь коснемся геометрических характеристик насадки. К ним относятся безразмерные параметры: *коэффициент раствора* – отношение площади входного отверстия насадки к площади диска винта; *коэффициент расширения* – отношение площади выходного отверстия насадки к площади диска; относительное удлинение насадки, т.е. отношение ее длины к диаметру винта. Укажем также, что коэффициенты попутного потока и засасывания (последним учитывается упор насадки) ориентировочно составляют 70 % от таковых для открытого гребного винта (более подробные данные имеются в специальной литературе). Для выбора характеристик насадок имеются соответствующие рекомендации, а для расчета комплекса «винт-насадка» – диаграммы, подобные диаграммам для расчета винтов.

Кроме неподвижных, применяют *поворотные насадки*, которые крепятся на баллере и одновременно играют роль руля. Они обеспечивают судну хорошую поворотливость при работающем винте, но при ходе по инерции практи-

чески не создают поперечную силу. Часто поворотная насадка имеет стабилизатор в виде вертикального крыла, расположенного за ней и иногда выступающего несколько вверх. Стабилизатор может крепиться к насадке жестко или иметь возможность поворота.

Сравнивая неподвижные и поворотные насадки, можно отметить следующее [14]. Неподвижные насадки проще по конструкции, прочнее, более надежны в ледовых условиях. Поворотные насадки улучшают управляемость судна по сравнению с комплексом «винт-руль»; боковая сила у насадки примерно на 40 % больше, чем у руля, при одинаковой площади боковой проекции. Суммарная стоимость движительного комплекса с поворотной насадкой и рулевого устройства меньше, чем при неподвижной насадке. При наличии неподвижной насадки ухудшается поворотливость (по сравнению с открытым винтом и рулем), что требует увеличения площади руля на 20-30 %; усложняются демонтно-монтажные работы с винтом или его лопастями; удлиняется кормовой подзор. У комплексов с поворотной насадкой возрастает опасность вибрации комплекса и смежных конструкций.

Насадки нашли широкое применение на буксирах, траулерах, которым необходимо развивать большую тягу на малых скоростях, и на многих других подобных судах, в том числе ледового плавания. На обычных морских транспортных судах они применяются сравнительно редко, поскольку винты этих судов нагружены умеренно. Применение насадок на крупнотоннажных судах обусловлено использованием винтов с диаметром, заметно меньшим предельно допустимого, и по этой причине тяжело нагруженных (упор действует на меньшую площадь диска винта).

Проектирование комплекса «винт-насадка» отличается некоторыми особенностями, в частности, обусловленными необходимостью выбора характеристик не только винта, но и насадки. Последние зависят от особенностей работы комплекса на судне. Применяют три способа проектирования комплекса: 1) по результатам испытаний серии моделей комплекса в свободной воде с различными параметрами винтов и насадок; 2) по диаграммам испытаний открытых гребных винтов (без насадок); 3) по вихревой теории. Наиболее простым и надежным считается первый способ. В 1975 г. был введен отраслевой стандарт ОСТ 5.4129-75 по расчету и проектированию винтов (ВФШ и ВРШ) в насадках, содержащий обширные материалы по расчетам комплекса.

Диаграммы для расчета винтов в насадках принципиально мало отличаются от диаграмм для обычных винтов. Одна из специфических особенностей расчета связана с тем, что упор комплекса складывается из упора винта и насадки. Это оказывает влияние, например, на кавитационные характеристики. В большинстве случаев насадка, увеличивая скорость потока в диске винта, разгружает его, что отдаляет начало кавитации. Но связанное с этим понижение давления вблизи винта, наоборот, приближает начало кавитации. В результате при одинаковой площади лопастей кавитация винта в насадке начинается раньше, чем без насадки.

Вопросы для самоконтроля

1. Перечислите виды потерь в гребных винтах.
2. Каковы способы уменьшения потерь на создание вызванных осевых скоростей?
3. Что представляет собой свободно вращающийся турбопропеллер?
4. В чем преимущества и недостатки судов с туннельной кормой?
5. Каковы способы уменьшения потерь на создание вызванных окружных скоростей?
6. Каковы особенности соосных винтов противоположного вращения?
7. Что представляют собой гребные винты тандем?
8. Каковы способы уменьшения профильных потерь?
9. Как влияет на КПД гребного винта выбор материала его лопастей?
10. Что такое *направляющая насадка*, какие они бывают?
11. Каковы особенности работы гребного винта в направляющей насадке?
12. Назовите преимущества и недостатки направляющих насадок. В каких случаях целесообразно применять направляющие насадки?
13. Сравните между собой неподвижные и поворотные насадки.

Глава 9. ВОДОМЕТНЫЕ ДВИЖИТЕЛИ

9.1. Конструкции водометных движителей

В подразд. 1.1 было представлено краткое описание *водо­метных движителей*. Напомним, что в общем случае они имеют систему водопро­точных каналов, расположенных внутри корпуса судна, по которым с помощью насоса (осевого типа «винт в трубе» или, реже, центробежного) перемещается забортная вода. В частном случае канал может быть один. Предложена своеобразная модификация водометного движителя, который располагается вне корпуса (типа неподвижной насадки в его кормовой части). Схема типичного водометного движителя показана на рис. 9.1.

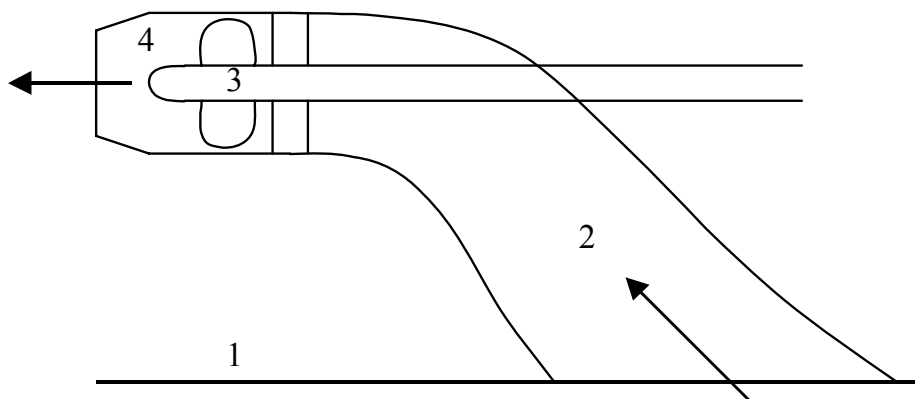


Рис. 9.1. Схема водометного движителя: 1 – днище судна; 2 – водозаборник; 3 – насосная часть; 4 – сопло (стрелки показывают направление потока воды через движитель)

На водоизмещающих и глиссирующих судах забор воды осуществляется через отверстие в днище судна. На судах на подводных крыльях водозаборник располагается под корпусом и может иметь различную конструкцию. Если отверстие направлено против потока, водозаборник называется полнапорным, поскольку в его сечении действует и гидростатический, и скоростной напор воды. Если же отверстие располагается в днище и направление невозмущенного потока совпадает с его плоскостью, водозаборник называется статическим. Встречаются промежуточные варианты.

Осевой насос водометного движителя имеет от одного до трех рабочих колес на одном валу; увеличение числа колес способствует отдалению кавитации. За рабочими колесами располагаются направляющие аппараты, уменьшающие закручивание потока. Сопло обеспечивает поджатие потока и регулирование его скорости. Струя воды может выбрасываться как в воду (ниже ватерлинии), так и в воздух (выше ватерлинии); возможен случай, когда ватерлиния пересекает струю.

Ступени центробежного насоса располагают не последовательно, как у осевого, а параллельно, что требует разветвления трубопровода.

В прежних конструкциях водометных движителей управление судном осуществлялось за счет разветвляющихся каналов, с помощью заслонок можно было направлять поток в различные каналы, что позволяло получить передний, задний ход и поворот почти на месте. Но гидравлическое сопротивление разветвляющихся каналов довольно велико. Поэтому в современных конструкциях используют реверсивно-рулевые устройства, расположенные за кормой судна.

Вопросам проектирования и расчета водометных движителей посвящена монография [16].

9.2. Понятие о расчете водометных движителей

Согласно закону количества движения упор реактивного, в том числе водометного, движителя равен

$$T = m(v_1 - v), \quad (9.1)$$

где m – масса воды, протекающей через сечение движителя за единицу времени (1 с); v_1 – скорость в струе движителя на бесконечности за ним; v – скорость хода судна.

Для изолированного движителя упор совпадает с тягой.

Масса воды определяется как

$$m = \rho F_c v_1, \quad (9.2)$$

где F_c и v_1 – соответственно площадь и скорость струи на выходе из сопла. Предполагается, что скорость струи на бесконечности и на выходе из сопла одинакова. Таким образом, получается зависимость, аналогичная зависимости (1.3) из теории идеального движителя.

Используем уравнение Бернулли для потока жидкости в канале движителя. Для участка линии тока до движителя (который удобно считать бесконечно тонким, как и в упомянутой теории) получаем:

$$p_0 + \frac{\rho v^2}{2} = p_1 + \frac{\rho v_s^2}{2} + \Delta p_1, \quad (9.3)$$

где v_s – скорость в диске рабочего колеса; p_1 – давление непосредственно перед ним; Δp_1 – потери напора на рассматриваемом участке, включая гидравлические потери и потери на подъем воды.

Для участка линии тока за движителем соответственно имеем:

$$p_2 + \frac{\rho v_s^2}{2} - \Delta p_2 = p_0 + \frac{\rho v_1^2}{2}, \quad (9.4)$$

где p_2 – давление непосредственно за ним; Δp_2 – потери напора на рассматриваемом участке. Тогда перепад давлений на насосе:

$$\Delta p_n = \left(\frac{\rho v_1^2}{2} - \frac{\rho v^2}{2} \right) + \Sigma \Delta p - \text{напор насоса } H, \quad (9.5)$$

измеряемый обычно в миллиметрах водяного столба :

$$H = \left(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v^2}{2g} \right) + \Sigma \frac{\Delta p}{\gamma}, \quad (9.6)$$

где γ – удельный вес воды.

Гидравлические потери состоят из потерь на входе в проточную часть, потерь в проточной части перед колесом и в сопле. Их приводят к безразмерным коэффициентам сопротивления $\zeta = 2g \cdot \Delta p / v^2$, причем в качестве характерной скорости v для потерь перед колесом и на подъем воды принимают скорость судна, а для потерь в сопле – скорость в струе водомета. Тогда выражение для напора можно записать в виде:

$$H = \frac{v_1^2}{2g} (1 - \zeta_{\text{соп}}) - \frac{v^2}{2g} (1 - \zeta_{\text{вх}} - \bar{h}), \quad (9.7)$$

где
$$\bar{h} = \frac{2gh}{v^2}.$$

Полезная мощность насоса определяется выражением:

$$P = HQ_0 \gamma, \quad (9.8)$$

где $Q_0 = F_p v_s$ – секундный расход жидкости через насос; F_p – гидравлическое сечение насоса.

После подстановок полезная мощность составит

$$P = \left[\frac{v_1^2}{2g} (1 + \zeta_{\text{соп}}) - \frac{v^2}{2g} (1 - \zeta_{\text{вх}} - \bar{h}) \right] \gamma F_p v_s. \quad (9.9)$$

Если выразить скорость в плоскости рабочего колеса v_s через скорость на выходе из сопла v_1 и коэффициент поджатия сопла $\beta = F_c / F_p$, формула (9.9) преобразуется к виду:

$$P = \left[\frac{v_1^2}{2g} (1 + \zeta_{\text{соп}}) - \frac{v^2}{2g} (1 - \zeta_{\text{вх}} - \bar{h}) \right] \gamma F_p v_1 \beta. \quad (9.10)$$

Полная мощность P_D , потребляемая насосом, будет больше найденной по формуле (9.10) за счет КПД рабочего колеса:

$$P_D = \frac{P}{\eta_{\text{рк}}}. \quad (9.11)$$

КПД водометного движителя в целом после некоторых преобразований получается в виде:

$$\eta = \frac{C_T \eta_{\text{рк}}}{\left[\bar{v}_1^2 (1 + \zeta_{\text{соп}}) - 1 + \zeta_{\text{вх}} + \bar{h} \right] \bar{v}_1 \beta}, \quad (9.12)$$

где

$$C_T = \frac{\Gamma}{\frac{\rho v^2}{2} F_p}; \quad \bar{v}_1 = \frac{v_1}{v}.$$

КПД водометного движителя нередко представляют в виде:

$$\eta = \eta_{\text{рк}} \eta_{\text{ст}},$$

где второй множитель – КПД струи, формулу для которого нетрудно получить из выражения (9.12).

Исследования показывают, что КПД насоса при различных режимах работы может достигать $\eta_{\text{рк}} = 0,80-0,85$. Зависимость КПД струи от коэффициента нагрузки по площади сопла, отнесенного к его поджатию, при постоянных значениях суммы потерь $\zeta + \bar{h}$ показана на рис. 9.2 [1]. Каждому значению C_T соответствует оптимальное поджатие сопла и отношение C_T/β , при котором достигается наибольший КПД движителя.

Соппротивление водозаборников в настоящее время определяют путем модельных испытаний. Кривые зависимости коэффициента входного сопротивления от относительной скорости \bar{v}_s для двух заборников – статического и полнонапорного – показаны на рис. 9.3. При малых \bar{v}_s сопротивление полнонапорного водозаборника меньше, чем статического, при больших – наоборот. Это связано с наличием у полнонапорного водозаборника двух поворотных колен, а у статического – одного. Вообще сопротивление полнонапорного водозаборника сильно зависит от углов поворота в коленах, площади входного патрубка и в меньшей степени – от возвышения сопла над входным патрубком.

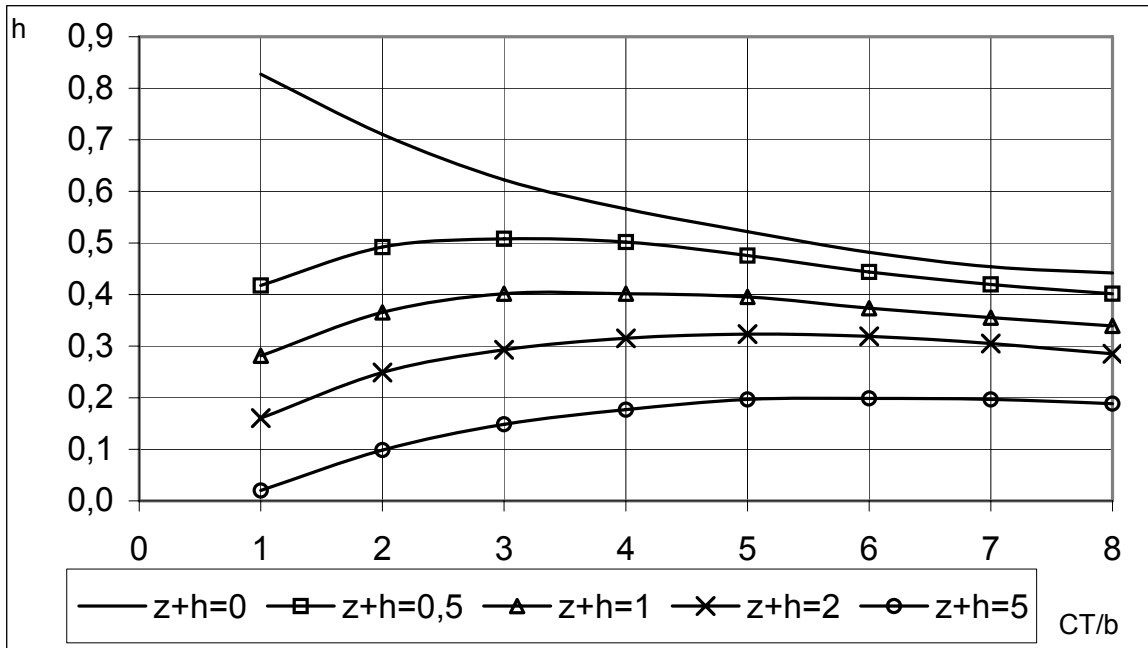


Рис. 9.2. КПД струи водометного движителя

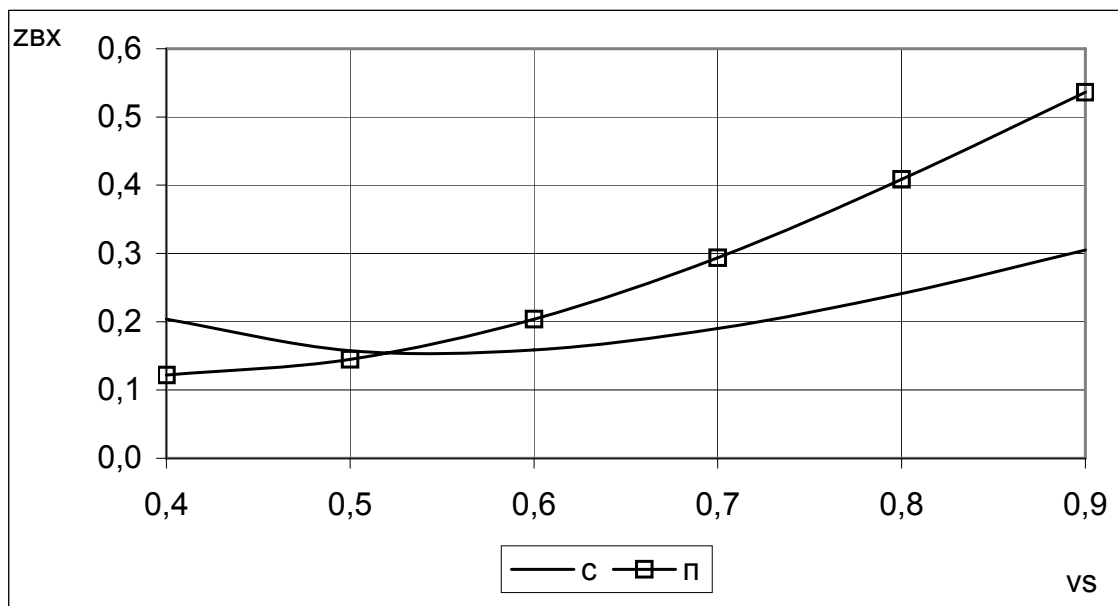


Рис. 9.3. Коэффициент гидравлических потерь в водозаборниках

Величина коэффициента \bar{h} определяется конструкцией водозаборника и скоростью хода судна. Он имеет значительную величину у мореходных судов на подводных крыльях с большой высотой подъема струи (4-5 м), тогда как у обычных водоизмещающих судов и у глиссеров он мал. С ростом скорости \bar{h} уменьшается.

Коэффициент сопротивления сопла в приближенных расчетах принимается равным 0,02.

Приведенные выше формулы предполагают горизонтальный выброс струи. Если струя наклонена к горизонту под углом α , то упор движителя:

$$T = m(v_1 \cos \alpha - v_0).$$

Одновременно образуется вертикальная сила:

$$T_y = mv_1 \sin \alpha.$$

Если струя направлена вниз, сила T_y направлена вверх, что приводит к уменьшению сопротивления судна. Наличие воды в водопроточном канале выше свободной поверхности приводит к уменьшению эффективного упора. Водозаборные устройства могут являться дополнительными выступающими частями и создавать дополнительное сопротивление.

На водоизмещающих судах при проектировании водометного движителя необходимо учитывать его взаимодействие с корпусом судна. В настоящее время недостаточно данных для оценки коэффициентов взаимодействия, которые приходится определять по результатам модельных испытаний. Но, поскольку при этом большую роль играют силы вязкостной природы, при моделировании проявляется масштабный эффект (мы уже знаем, что при моделировании равенство чисел Рейнольдса недостижимо). По рекомендациям А.А. Русецкого коэффициент попутного потока можно пересчитать с модели на натуру (судно) по формуле:

$$\Psi_n = \Psi_m \left(\frac{\lg Re_m}{\lg Re_n} \right)^{2,75}.$$

Особую задачу представляет проектирование рабочих колес осевых насосов водометных движителей. Существуют специальные диаграммы, построенные по результатам модельных испытаний, на которых имеются кривые коэффициентов напора и момента, а также критических чисел кавитации. С помощью этих диаграмм можно по заданным значениям напора и расхода подобрать насос, обеспечивающий наивысший КПД. Пример такой диаграммы [1, с. 268] приведен на рис. 9.4. Если одна ступень не обеспечивает необходимый напор, то применяют две или три ступени. Эта мера может применяться и для отдаления кавитации. Путем применения многоступенчатых насосов и рационального выбора коэффициента поджатия струи можно добиться отсутствия кавитации при больших скоростях хода.

В заключение отметим, что при умеренных скоростях КПД водометных движителей заметно меньше, чем гребных винтов. С ростом скорости судна КПД струи растет, а КПД рабочего колеса остается неизменным, если отсут-

вует кавитация. Считают, что при скоростях 60-65 уз КПД водометного движителя достигает 60-65 % и становится больше, чем у гребного винта.

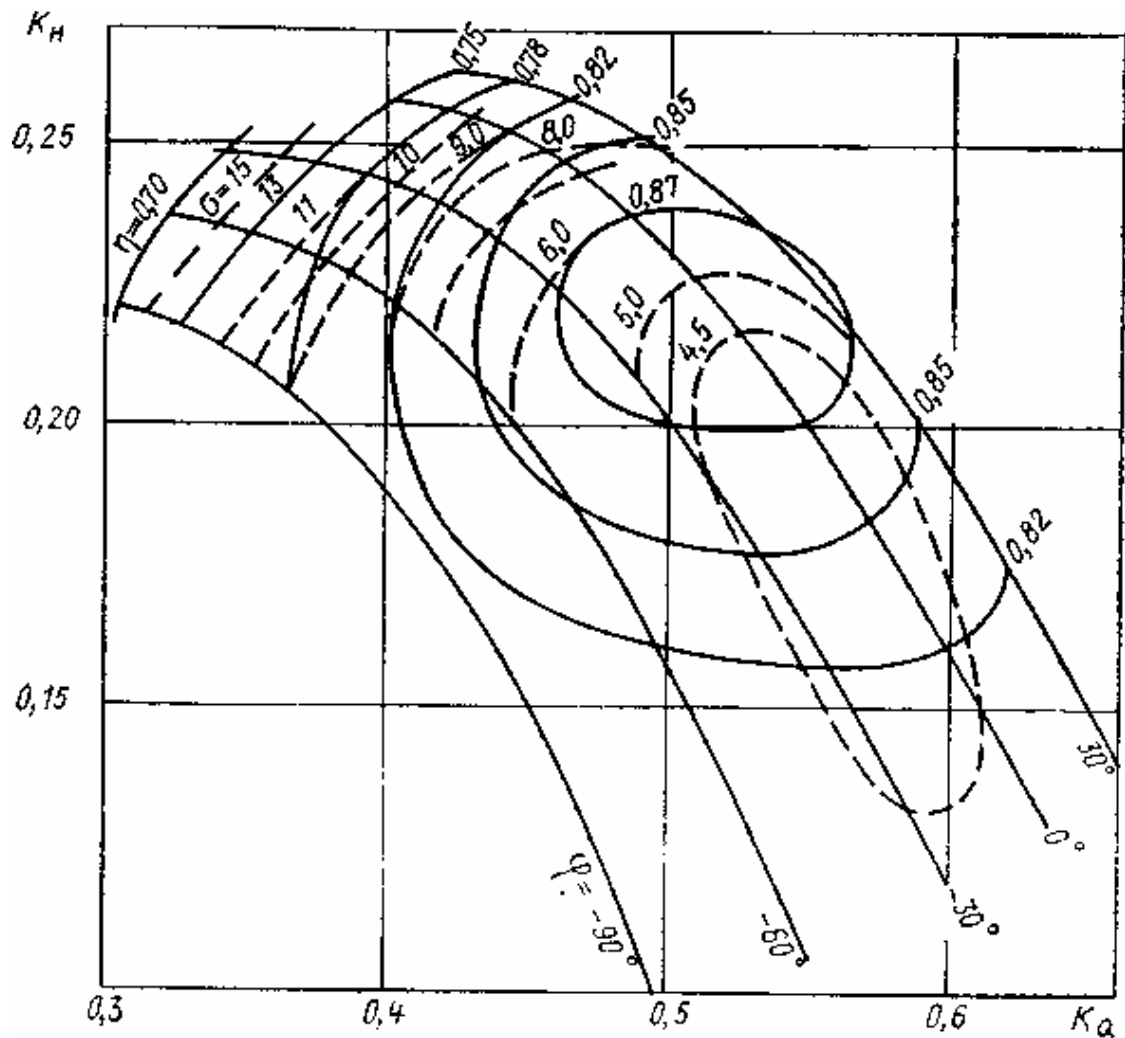


Рис. 9.4. Диаграмма характеристик насоса

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое *водометный движитель*? Изобразите его схему.
2. Какие водозаборники применяют у водометных движителей?
3. Какие типы насосов применяют у водометных движителей?
4. Каковы принципы расчета водометных движителей?
5. Сравните эффективность водометного движителя и гребного винта.

Глава 10. КРЫЛЬЧАТЫЕ ДВИЖИТЕЛИ

10.1. Принцип действия и конструкция крыльчатого движителя

В первой главе мы очень кратко ознакомились с *крыльчатыми движителями*. Они состоят из барабана (ротора) с вертикальной или почти вертикальной осью вращения, расположенного над днищем судна так, что нижний торец ротора совпадает с днищем, и нескольких лопастей в виде крыльев, совершающих вращательное движение вместе с ротором и колебательное движение вокруг собственных осей. Крыльчатый движитель (при его использовании в качестве основного движителя, а не подруливающего устройства) на судах располагается или в кормовой, или в средней части, а, например, на плавучих кранах, корпус которых по форме близок к прямоугольному понтону, может быть и в носу. Схема размещения движителя (вид сбоку) показана на рис. 10.1. Конструкция и расчет крыльчатых движителей более подробно рассмотрены в книге [8].

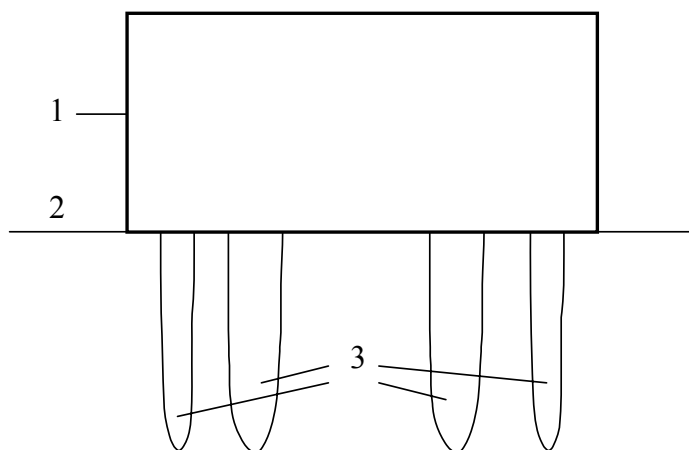


Рис. 10.1. Схема размещения крыльчатого движителя на судне: 1 – барабан; 2 – днище судна; 3 – лопасти

Лопастей крыльчатого движителя располагаются так, что в любой точке окружности их хорды перпендикулярны радиусу-вектору, проведенному к ним из некоторой точки O_1 , называемой *точкой управления* (рис. 10.2). При отсутствии хода эта точка совпадает с осью вращения барабана O . Точка управления может располагаться в любом месте внутри круга, диаметр которого обычно составляет 70-80 % диаметра по осям лопастей. Число лопастей – от 3 до 8, чаще всего 5 или 6.

Направление упора крыльчатого движителя перпендикулярно отрезку OO_1 , а его величина в первом приближении может считаться пропорциональной длине этого отрезка (эксцентриситету). Таким образом, крыльчатый движитель является также весьма эффективным средством управления судном благодаря возможности создания упора любого направления. Упрощается проблема согласования двигателя и движителя.

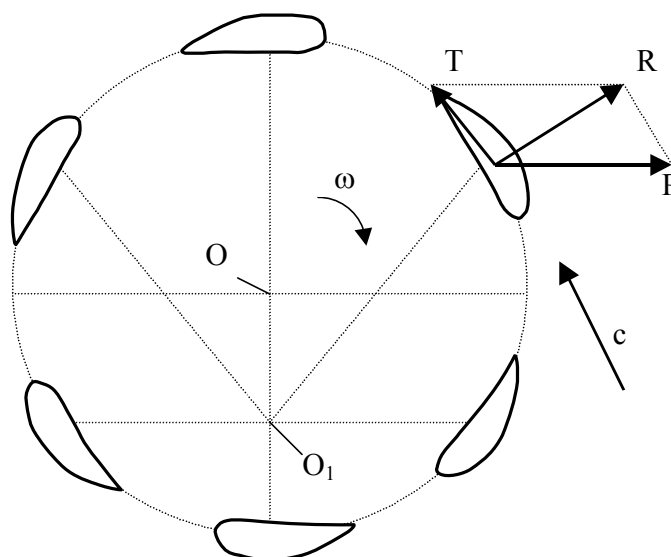


Рис. 10.2. Схема действия крыльчатого движителя: O – ось вращения ротора; O₁ – точка управления; c – вектор скорости набегающего потока; ω – угловая скорость вращения ротора; R – полная гидродинамическая сила на лопасти; P – упор лопасти; T – сопротивление вращению

Отмечается, что с ростом эксцентриситета растет не только упор, но и КПД движителя. В какой-то мере эксцентриситет крыльчатого движителя аналогичен шагу гребного винта, а возможность его изменения в процессе работы делает крыльчатый движитель подобным ВРШ.

По конструкции крыльчатые движители подразделяются на три группы: 1) движители с горизонтальными приводными валами и приводом от автономного двигателя; 2) движители с вертикальными приводными валами; 3) движители со встроенными двигателями. Наиболее распространены движители первой группы. Движители с вертикальными приводными валами, как правило, имеют малую мощность и применяются во вспомогательных установках. Крыльчатые движители подруливающих устройств располагаются в поперечном канале в корпусе судна. Направление упора такого движителя совпадает с направлением оси канала, что несколько упрощает управление движителем.

10.2. Основы расчета крыльчатых движителей

Основными размерными характеристиками крыльчатого движителя, как и других движителей, являются упор T и крутящий момент Q на оси ротора. В безразмерном виде эти характеристики выглядят так:

- гидродинамический коэффициент упора

$$K_T = \frac{T}{\frac{\rho u^2}{2} F_p}; \quad (10.1)$$

- гидродинамический коэффициент момента

$$K_Q = \frac{Q}{\frac{\rho u^2}{2} F_p \frac{D}{2}}, \quad (10.2)$$

где $F_p = DL$ – площадь гидравлического сечения крыльчатого движителя; L – длина лопасти; D – диаметр крыльчатого движителя; $u = \pi nD$ – окружная скорость лопастей.

КПД крыльчатого движителя определяется через эти коэффициенты почти так же, как и у гребного винта:

$$\eta_0 = \frac{K_T}{K_Q} J, \quad (10.3)$$

где $J = \frac{v_A}{u}$ – относительная поступь крыльчатого движителя.

Для оценки эффективности движителей при режиме их работы, близком к швартовному, когда их КПД стремится к нулю, используют коэффициент качества, представляющий собой отношение КПД реального движителя к идеальному при том же коэффициенте нагрузки (см. формулу 1.11, подразд. 1.3):

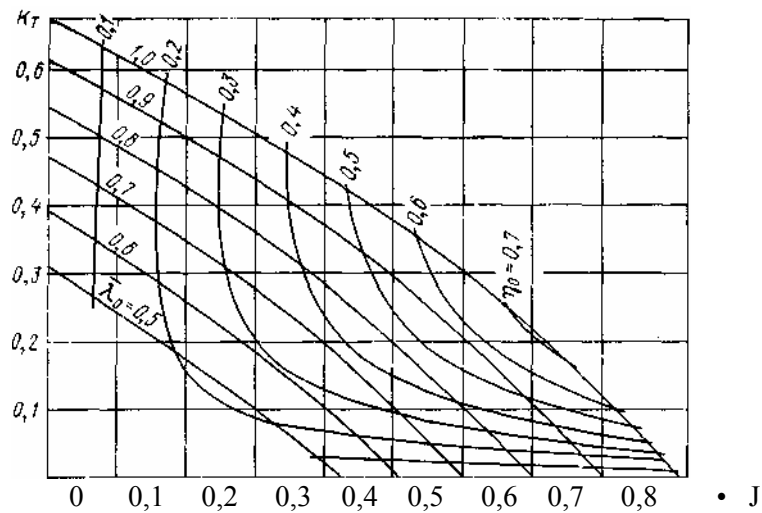
$$\zeta_{кд} = \frac{\eta_0}{\eta_i} = \frac{JK_T + K_T \sqrt{K_Q + J^2}}{2K_Q}.$$

На швартовном режиме
$$\zeta_{кд} = \frac{K_T}{2\sqrt{K_Q}}.$$

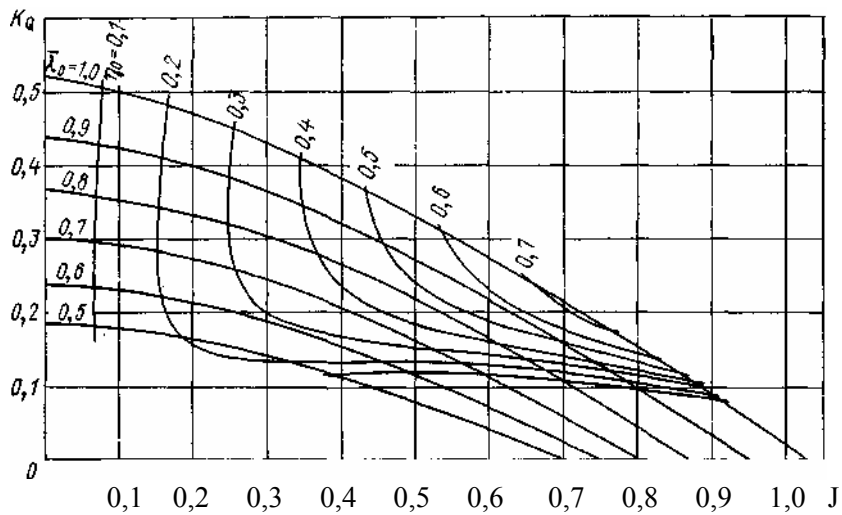
Безразмерные гидродинамические характеристики крыльчатого движителя для практических расчетов обычно представляют в виде кривых действия, подобных диаграммам для ВРШ. На рис. 10.3 приведен пример такой диаграммы [2, с. 699]. В качестве параметра диаграммы используется относительный эксцентриситет движителя $\lambda_0 = \frac{OO_1}{R}$, где OO_1 – эксцентриситет (см. рис. 10.2),

R – радиус по лопастям. На рис. 10.3 $\bar{\lambda}_0 = \lambda_0/0,75$.

Гидродинамические характеристики крыльчатого движителя определяют с помощью модельных экспериментов или расчетом по вихревой теории. Имеются результаты систематических исследований, которые позволяют выявить влияние основных геометрических и кинематических характеристик крыльчатого движителя на его гидродинамические характеристики и получить материал для выбора основных элементов движителя при проектировании.



а



б

Рис. 10.3. Кривые действия крыльчатого движителя: а – $K_T = f(J)$; б – $K_Q = f(J)$

Важное значение имеет эксцентриситет крыльчатого движителя. В большинстве конструкций крыльчатых движителей относительный эксцентриситет не превышает 1,0. По данным Ван-Манена, КПД крыльчатого движителя имеет максимум при относительном эксцентриситете $\lambda_0 = 1,75$.

Другая важная геометрическая характеристика крыльчатого движителя – дисковое отношение, которое определяется по формуле

$$\tau = \frac{b_{cp} z}{D}$$

Характер влияния дискового отношения на эффективность движителя зависит от коэффициента нагрузки: при малой нагрузке выгоднее небольшое дисковое отношение, при большой – большее. Минимально допустимое значение

дискового отношения выбирается из условия отсутствия кавитации; ориентировочно его можно рассчитать по формуле:

$$\tau = \frac{C_{TA} + 0,32}{0,47\sigma},$$

где C_{TA} – коэффициент нагрузки движителя по упору; $C_{TA} = \frac{T}{\frac{\rho v_A^2}{2} DL}$;

σ – число кавитации; $\sigma = \frac{101,3 + 10,25h}{\frac{\rho v_A^2}{2}}$,

где h – глубина погружения движителя, м.

В специальной литературе имеются рекомендации по выбору числа лопастей, формы контура лопасти и профиля лопастных сечений, положения оси вращения.

Для проектирования механизма крыльчатого движителя и расчета прочности его элементов необходимо знать гидродинамический момент относительно оси поворота лопасти, который определяется через безразмерный коэффициент:

$$C_{mr} = \frac{M_r}{\rho n^2 D^5}.$$

Указанный момент зависит от положения оси вращения (коэффициента компенсации, подобного таковому у рулей). Для тяжело нагруженных движителей он принимается равным 0,35-0,40, для слабо нагруженных – уменьшается.

Судно обычно оборудуется двумя крыльчатыми движителями, что позволяет получить хорошую маневренность. Рекомендуется устанавливать движители противоположного вращения, чтобы исключить влияние реактивного момента. Движители располагают попарно в носу (что характерно для буксиров) или в корме. На пароме и плавучих кранах встречается диагональное расположение движителей. Наилучшие пропульсивные качества, как правило, обеспечиваются при кормовом расположении движителей, кроме случаев тихоходных судов с большой полнотой. Перед движителем и за ним должны иметься площадки длиной не менее диаметра перед движителем и двух диаметров за ним, что необходимо для улучшения подтекания воды к движителю и взаимодействия с корпусом. Особое внимание обращается на плавность обводов судна в районе крыльчатых движителей.

Коэффициенты взаимодействия движителя с корпусом находят путем самоходных испытаний. В предварительных расчетах принимают $\psi = 0,05-0,10$, $t = 0,1-0,15$ – для судов с острыми обводами и транцевой кормой; $\psi = 0,20-0,30$,

$t = 0,10-0,20$ – для судов с полными обводами типа буксиров, плавкранов и паромов.

Рассмотрим вкратце порядок проектирования крыльчатого движителя для случая, когда задана скорость судна и известно сопротивление его движению при этой скорости.

Диаметр крыльчатого движителя определяется из условий размещения на судне. Длина лопастей крыльчатого движителя выбирается с учетом соображений прочности и обычно составляет 60-65 % диаметра. Промышленность выпускает несколько типовых крыльчатых движителей, отличающихся размерами и мощностью; их характеристики можно найти в Справочнике [2].

Определив коэффициенты взаимодействия, вычисляют расчетную скорость потока, набегающего на движитель, и его упор.

По выбранным предварительно характеристикам крыльчатого движителя находят минимально допустимое по условиям отсутствия кавитации значение дискового отношения. Вычисляют среднюю ширину лопастей в зависимости от их количества, выбирают форму контура и сечений лопасти. Обычно сечения имеют искривленную среднюю линию (в соответствии с окружностью, по которой они вращаются) и относительную толщину 0,10-0,15.

Задав несколько значений частоты вращения ротора, вычисляют соответствующие значения коэффициента упора K_T , по кривым действия находят эксцентриситет и частоту вращения, при которых КПД достигает максимума. Далее рассчитывается мощность, потребляемая движителем, и требуемая мощность двигателя, с учетом механического КПД движителя (0,80-0,82) и коэффициента, учитывающего потери на трение ротора о воду (0,97). Выбирают коэффициент компенсации лопасти.

Если судно имеет несколько сильно отличающихся режимов плавания (буксиры, траулеры и т.п.), расчет выполняется приблизительно так, как для подобных судов с ВРШ. Используются кривые действия крыльчатого движителя для различных эксцентриситетов.

Иногда нужен расчет маневрирования судна, оборудованного крыльчатыми движителями. Он довольно сложен, обычно требует предварительного получения ряда характеристик экспериментальным путем и здесь не рассматривается.

Вопросы для самоконтроля

1. Как устроен крыльчатый движитель?
2. Каков принцип работы крыльчатого движителя?
3. Как регулируется упор крыльчатого движителя?
4. Каковы принципы расчета крыльчатого движителя?
5. Каковы основные геометрические характеристики крыльчатого движителя?
6. Каковы особенности проектирования крыльчатого движителя?

Глава 11. ПРОПУЛЬСИВНЫЕ ИСПЫТАНИЯ СУДОВ

11.1. Цели и задачи испытаний

Каждое построенное судно проходит сдаточные испытания, программа которых зависит от того, является ли судно головным или серийным, насколько оно сложное и т.д. Среди прочих проверяются пропульсивные (ходовые) качества, о которых и будет идти речь в данной главе.

Цель проведения испытаний – не только подтверждение возможности достижения проектных ходовых качеств судна, но также проверка расчетов ходкости, выполненных в процессе проектирования, достоверности использованных методик расчетов, получение экспериментальных материалов, которые, возможно, послужат для уточнения и корректировки последующих расчетов.

Основная задача испытаний – проверить совместную работу двигателя и движителя судна на различных режимах, развиваемую судном скорость. Испытания дают возможность убедиться в том, что все расчеты ходкости были выполнены верно, а иногда показывают, что в расчетах имелись принципиальные недостатки, требующие углубленной научной проработки. Например, в 60-е гг. XX в. наблюдался быстрый рост размеров судов, особенно танкеров, с увеличением их полноты. При испытаниях скорость таких судов оказалась больше расчетной. Это потребовало определенного пересмотра взглядов на методы практического расчета сопротивления – появилась схема II расчета сопротивления с разделением на вязкостное и волновое (в дополнение к старой схеме, подразделяющей полное сопротивление на сопротивление трения и остаточное). Термин «надбавка на шероховатость» был заменен новым 2 «корреляционный коэффициент», причем в схеме I для полных крупнотоннажных судов он стал отрицательным, что привело результаты расчетов в соответствие с данными натуральных испытаний. При создании судов с необычными формами корпусов модельные испытания не всегда дают правильные результаты вследствие того, что вязкостное сопротивление в принципе не поддается точному моделированию. Надежные данные получают только в ходе натуральных испытаний.

В общем случае комплекс пропульсивных испытаний включает скоростные, буксировочные и тяговые динамометрические испытания.

Скоростным испытаниям подвергаются все построенные суда. В результате этих испытаний получают зависимость скорости судна от частоты вращения и мощности главного двигателя, определяют максимально достижимую скорость хода и др.

Во время *буксировочных* испытаний получают зависимость сопротивления судна от его скорости. Такие испытания проводятся редко, преимущественно для исследовательских целей, что связано с их сложностью. Особенно трудно провести буксировочные испытания крупных быстроходных судов в связи с необходимостью подобрать соответствующее судно-буксировщик.

Тяговым динамометрическим испытаниям подвергают суда, движители которых работают в широком диапазоне нагрузок (траулеры, буксиры, ледоколы и т.п.). При этих испытаниях с помощью динамометра измеряют тягу на гаке (для буксира) на швартовном режиме или в процессе буксировки при различной частоте вращения винтов.

11.2. Швартовные испытания

После окончания постройки на судне проводятся *швартовные испытания* – у стенки завода, без выхода в море. Предварительно проверяется работа главных и вспомогательных механизмов на разных режимах. На швартовных испытаниях обычный гребной винт будет тяжелым, так что без принятия специальных мер главный двигатель не сможет развить номинальные мощность и обороты. Для облегчения винта можно подводить к нему воздух по перфорированному трубопроводу – плотность двухфазной смеси (воды и воздуха) уменьшится, что позволяет добиться соответствия двигателя и винта. Другой способ – установка на лопасти винта кольцевого разгрузочного устройства. Устройство разъемное, оно надевается на концы лопастей и как бы уменьшает диаметр винта, исключая из работы сечения на больших радиусах. Наконец, можно вместо гребного винта установить гидротормоз, который закручивает поток, но не создает упора. Преимущество этого способа в том, что уменьшается размывание дна и загрязнение воды. Понятно, что применение любого указанного способа требует проведения расчетов с целью выбора характеристик устройства.

11.3. Ходовые испытания

После швартовных проводятся *ходовые испытания*, связанные с выходом в море. Испытания проводятся на специально оборудованной акватории, называемой «*мерная миля*» («*мерная линия*»). Это трасса определенной протяженности (например, одна миля), начало и конец которой обозначены секущими створами – парой береговых деревянных щитов с накрашенной на них вертикальной черной полосой. Когда для наблюдателя, находящегося на судне, полосы сливаются в одну, судно находится в створе. Один створ отмечает начало, а другой – конец мерного участка. Направление движения судна задается или направляющими створами, или курсом, указанным на карте.

Для проведения испытаний формируется комиссия, все результаты ее работы оформляются в виде протоколов, куда, в частности, заносят фамилии и должности членов комиссии, время и условия проведения испытаний, сведения об используемых измерительных приборах, результаты измерений.

К судну на момент испытаний, самой мерной миле, условиям проведения испытаний и измерительным средствам предъявляются определенные требования.

Судно должно быть свежеекрашенным (не более 15 дней, а в холодной воде – 30 дней после выхода из дока), не должно иметь крена и дифферента. При ходовых испытаниях водоизмещение обычно бывает меньше, чем в полном грузу, что при обработке результатов учитывается. С этой целью рекомендуется измерить осадки в оконечностях и с обоих бортов на миделе, что даст возможность учесть крен и общий изгиб судна. Во время докования обследуют состоящие выступающих частей и при необходимости устраняют их повреждения. Особые требования предъявляются к состоянию судовых движителей. Проверяют геометрические характеристики гребных винтов, при наличии поврежденных лопастей их устраняют.

Испытания проводятся при тихой погоде: допускается сила ветра ориентировочно до 3 баллов (для малых судов – до 1000 т – до 2 баллов, для крупных – свыше 20000 т – до 4 баллов), а волнение – до 2 баллов (тоже для малых судов – меньше, а для крупных – больше; более подробные данные имеются в Справочнике [2, с. 750]), причем створные знаки должны быть хорошо видны. В районе мерной мили не должно быть сильного течения, особенно в поперечном направлении, что искажает результаты измерения скорости. Очень важно, чтобы глубина на мерной миле была достаточно велика для избежания влияния мелководья на сопротивление. Напомним, что резкий рост сопротивления начинается при числе

Фруда по глубине $Fr_H = \frac{v}{\sqrt{gH}} > 0,5$, где H – глубина воды на мерной миле. Считается, что глубина воды на мерной миле должна превышать большую из двух величин, подсчитанных по формулам $H > 3\sqrt{VT}$ и $H > 2,75 \frac{v^2}{g}$, где V и T – соответ-

ственно ширина и осадка судна; v – наибольшая скорость судна во время испытаний. Таким образом, при обычных для транспортных судов скоростях хода 15-16 уз необходимая глубина составляет примерно 25-30 м (если осадка судна не очень велика). С ростом скорости необходимая глубина быстро растет.

Погрешности измерений скорости не должны превышать 0,5 %, времени прохождения мерного участка – 0,2 с, числа оборотов гребного вала в минуту – 0,2 %, крутящего момента на гребном валу – 3 % от момента при номинальной мощности, расхода топлива – 0,5 %, скорости ветра – 2 %, направления ветра – 5 %, осадки судна – 2 см, температуры воды и воздуха – 1°, времени начала и окончания пробега – 1 мин.

Программа ходовых испытаний предусматривает движение судна на нескольких режимах, соответствующих оборотам главного двигателя от минимальных до максимальных, включая номинальные. Для головных транспортных судов с ДВС обязательными являются следующие режимы: $n = n_{ном}$, $n = 1,03n_{ном}$, $n = 0,91n_{ном}$, $n = 0,80n_{ном}$, $n = 0,63n_{ном}$. На каждом режиме судно делает три пробега (схема движения показана на рис. 11.1; кривая, которую описывает судно при развороте в обратном направлении, называется «координат»). Для

этого оно ложится на заданный курс, который должен точно выдерживаться, устанавливается нужная частота вращения, набирается установившаяся скорость. На судне находятся наблюдатели с секундомерами, число которых должно быть не меньше трех. При прохождении первого створа секундомеры запускаются, второго – останавливаются. Результаты заносят в протокол; если один из трех результатов существенно отличается от других, он отбрасывается. Скорость судна во время пробега рассчитывается как частное от деления длины мерной мили на среднее время. Средняя скорость по трем пробегам на одном режиме рассчитывается по формуле:

$$v = (v_1 + 2v_2 + v_3) / 4.$$

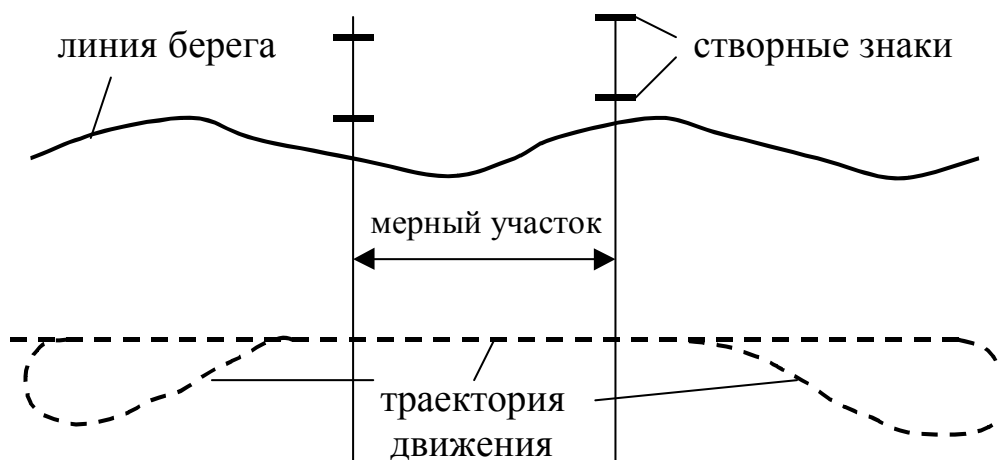


Рис. 11.1. Схема движения судна на мерной миле

Тем самым учитывается возможная скорость течения, которая дважды будет учтена с плюсом и дважды – с минусом. Более того, если в ходе испытания скорость постепенно изменялась приблизительно по линейному закону, формула позволяет устранить влияние течения. Это быстрее и точнее, чем определение средней скорости по четырем пробегам.

Современные навигационные системы позволяют с высокой точностью определять положение судна в любой точке Мирового океана и в любой момент времени, что дает принципиальную возможность проводить скоростные испытания в местах, специально не оборудованных для этой цели. Однако при этом должно учитываться возможное течение.

Другая важная измеряемая характеристика – частота вращения двигателя. На судах в условиях эксплуатации она измеряется тахометрами, но для условий испытаний их точность недостаточна. Здесь используют тахоскоп – механический или электрический прибор, имеющий в одном корпусе счетчик оборотов и секундомер. Валик тахоскопа упирается в вал двигателя на носовом торце, при нажатии начинают работать и секундомер, и счетчик оборотов, при отпускании они останавливаются.

Имеются импульсные тахоскопы, работающие на различных физических принципах. Они используются и в тех случаях, когда нет возможности подключить тахоскоп к торцу вала.

Весьма желательно измерять также мощность двигателя и упор или тягу винта. Эти измерения технически более сложны и менее точны. Один из способов измерения мощности дизельных установок – по расходу топлива. Для этого в топливный трубопровод включают мерный бачок, на входе и выходе которого имеются прозрачные трубки с рисками. В какой-то момент топливный трубопровод перекрывают, начинает расходоваться топливо из бачка. В момент, когда уровень топлива сравняется с входной риской на бачке, секундомер запускают, с выходной – останавливают. Зная удельный расход топлива в г/кВт·ч и измерив фактический расход в г/ч, рассчитывают мощность. Но удельный расход топлива – характеристика не вполне стабильная и не гарантирующая точность. Погрешность этого способа – примерно 4-5 %.

Мощность дизеля можно также измерить по индикаторной диаграмме – записи давления в цилиндре двигателя в функции от перемещения поршня. Для этой цели имеются специальные приборы. Сумма мощностей всех цилиндров дает индикаторную мощность; эффективная мощность двигателя меньше из-за потерь в двигателе (на трение), что учитывается механическим КПД, величина которого может быть определена при стендовых испытаниях дизеля на заводе-изготовителе, но также не является вполне стабильной.

Мощность паро- и газотурбинных установок определяется иными способами, которые мы не рассматриваем. На судах с электродвижением мощность можно определить по параметрам тока.

Есть и другие, более сложные способы. Поскольку мощность P_D однозначно связана с крутящим моментом Q , передаваемым валопроводом ($P_D = 2\pi n \cdot Q$), можно с помощью торсиометров измерять крутящий момент через угол закручи-

вания вала φ на некоторой базе l . При этом $Q = \frac{GI_p \varphi}{l}$. Здесь I_p – полярный момент инерции сечения вала; для сплошного круглого сечения диаметром D

$I_p = \frac{\pi D^4}{32}$. Отметим, что в учебнике [1] в этой формуле (16.1) допущена опечатка (взято φ^3), которой нет в Справочнике [2].

По принципу действия различают электрические и акустические торсиометры. Для пересчета угла закручивания в крутящий момент требуется знание модуля сдвига G , который не является вполне стабильной характеристикой материала. Если предварительно выполнить тарировку мерного участка вала для определения модуля сдвига, погрешность определения момента составляет 2-3 %.

С помощью тензодатчиков, наклеенных под углом 45° к оси вала, можно измерить касательные напряжения в валу (строго говоря, деформации вала от кручения), которые легко пересчитать в крутящий момент и мощность на валу. Но здесь возникает серьезная проблема передачи сигнала с вращающегося

вала на неподвижную измерительную аппаратуру. Деформации металла измеряются сотыми долями процента, такого же порядка изменения электрического сопротивления датчиков, которые требуется измерить с высокой точностью. Если показания снимаются с помощью контактных колец и щеток, в контакте возникает сопротивление, колебания которого могут быть одного порядка с измеряемым сигналом. Чтобы уменьшить это сопротивление, во-первых, подбирают силу прижатия щеток, во-вторых, делают попытки применения легкоплавких металлов, например сплавов галлия (температура плавления чистого галлия составляет 30 °С). Можно избежать этих погрешностей, если на вращающемся валу разместить также предварительный усилитель и радиопередатчик, а рядом – приемник и остальную измерительную аппаратуру. Заметим, что дополнительная погрешность при таком способе возникает из-за неточного знания модуля сдвига материала вала.

Измерения упора или тяги винта выполнить еще сложнее. Например, тягу винта на швартовах можно определить по усилию натяжения троса, соединяющего судно с берегом, для чего используют мощные динамометры или металлические пластины с наклеенными на них тензодатчиками.

Наиболее точные результаты можно получить, заменяя один из промежуточных валов специальной вставкой, оборудованной приборами для измерения и упора, и крутящего момента. Такая вставка делается специально для определенной серии судов. Упоромер (гидравлический или электрический) может устанавливаться также в упорном подшипнике. Погрешность измерения упора обычно превышает 5 %.

Результаты испытаний обрабатываются и анализируются. Для пересчета с водоизмещения в момент испытаний на полное обычно используют адмиралтейскую формулу. Желательно, чтобы на номинальном режиме работы двигателя судно развило проектную скорость. Иногда скорость на испытаниях оказывается меньше проектной. Возможно, это связано с недостаточной глубиной на мерной миле или с шероховатостью обшивки – эти случаи следует исключать в ходе подготовки к испытаниям. Как мы отмечали, ошибки могут быть обусловлены недостаточным уровнем развития науки и особенностями построенного судна. Бывают и случаи, когда скорость на испытаниях превышает проектную.

Если в ходе испытаний были измерены скорость судна, частота вращения гребного вала и мощность (упор часто не удается измерить), то по их результатам могут быть откорректированы коэффициенты попутного потока и влияния неравномерности поля скоростей на момент, которые предварительно были известны по данным модельных испытаний. Далее, рассчитав сопротивление судна, можно при несовпадении с результатами модельных испытаний исправить или сопротивление, или коэффициент засасывания.

Иногда по результатам испытаний корректируют элементы гребного винта.

Более подробные сведения об обработке результатов испытаний судов содержатся в специальной литературе.

Вопросы для самоконтроля

1. С какой целью проводятся пропульсивные испытания построенного судна?
2. Какие задачи решаются в ходе испытаний?
3. Что входит в комплекс пропульсивных испытаний?
4. Почему во время швартовых испытаний гребной винт фиксированного шага оказывается «тяжелым»?
5. Какими способами «облегчается» винт при проведении швартовых испытаний?
6. Какие требования предъявляются к судну при проведении ходовых испытаний?
7. Какие требования предъявляются к месту проведения ходовых испытаний?
8. Какие требования предъявляются к условиям проведения ходовых испытаний?
9. Как определяют скорость судна при испытаниях?
10. Как определяют частоту вращения главного двигателя при испытаниях?
11. Как определяют мощность главного двигателя при испытаниях?
12. Как анализируют результаты ходовых испытаний?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Основной

1. *Артюшков Л.С., Ачкинадзе А.Ш., Русецкий А.А.* Судовые движители. Л.: Судостроение, 1988.
2. Справочник по теории корабля: в 3 т. Т. 1. Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители / под ред. Я.И. Войткунского. Л.: Судостроение, 1985.

Дополнительный

3. *Алферьев М.Я.* Ходкость и управляемость судов. Сопротивление воды движению судов. М.: Транспорт, 1967.
4. *Антоненко В.С., Антоненко С.В., Чашков М.Т.* Расчет и конструирование гребных винтов: метод. указ. для студентов направления 552600 «Кораблестроение и океанотехника». Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 1999.
5. *Афонин З.М., Кацман Ф.М., Луковников А.А.* Гребные винты. Расчеты и требования к изготовлению. М.: Морской транспорт, 1959.
6. *Ван-Ламмерен, Троост, Конинг.* Сопротивление, пропульсивные качества и управляемость судов. Л.: Судпромгиз, 1957.
7. Гребные винты. Современные методы расчета / В.Ф. Бавин, Н.Ю. Завадовский, Ю.Л. Левковский, В.Г. Мишкевич. Л.: Судостроение, 1983.
8. *Грузинов В.И. и др.* Крыльчатые движители. Л.: Судостроение, 1973.
9. *Дорогостайский Д.В., Жученко М.М., Мальцев А.Я.* Устройство и теория корабля. 2-е изд. Л.: Судостроение, 1973.
10. *Емельянов Н.Ф.* Ходкость судов флота рыбной промышленности с ВРШ: Учеб. пособие. Владивосток: Дальрыбвтуз, 2000.
11. *Емельянов Н.Ф.* Ходкость водоизмещающих морских судов: Учеб. пособие. Владивосток: Дальрыбвтуз, 2003.
12. *Жинкин В.Б.* Устройство и теория корабля. Л.: Судостроение, 1993.
13. *Жинкин В.Б., Товстых И.Е.* Теория корабля. Ходкость судна: Учеб. пособие. СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2000.
14. *Кацман Ф.М., Кудреватый Г.М.* Конструирование винто-рулевых комплексов морских судов. Л.: Судостроение, 1974.
15. *Каשתелян В.И., Позняк И.И., Рывлин А.Я.* Сопротивление льда движению судна. Л.: Судостроение, 1968.
16. *Куликов С.В., Храмкин М.Ф.* Водометные движители. Л.: Судостроение, 1980.
17. *Мавлюдов М.А., Русецкий А.А., Садовников Ю.М., Фишер Э.А.* Движители быстроходных судов. Л.: Судостроение, 1973.

18. Морские инженерные сооружения. Ч. 1. Морские буровые установки: учебник / Р.В. Борисов и др.; под общ. ред. В.Ф. Соколова. СПб.: Судостроение, 2003.

19. *Русецкий А.А.* Гидродинамика винтов регулируемого шага. Л.: Судостроение, 1968.

20. *Турбал В.К., Шпаков В.С., Штумпф В.М.* Проектирование обводов и движителей морских транспортных судов. Л.: Судостроение, 1983.

21. *Хейфец Л.Л.* Гребные винты для катеров. Л.: Судостроение, 1980.

22. Ходкость и управляемость судов / под ред. В.Г. Павленко М.: Транспорт, 1991.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	3
Глава 1. Общие сведения о судовых движителях	4
1.1. История развития типов и теорий судовых движителей.....	4
1.2. Классификация и краткое описание судовых движителей	9
1.3. Элементы теории идеального движителя	11
Глава 2. Геометрия гребного винта	18
2.1. Геометрия винтовой поверхности	18
2.2. Образование лопасти и ее элементы	20
2.3. Распределение толщин по лопасти	22
2.4. Чертежи гребного винта	22
Глава 3. Серийные испытания моделей винтов и построение расчетных диаграмм	24
3.1. Кинематические и гидродинамические характеристики винта	24
3.2. Испытания моделей винтов и представление результатов	28
3.3. Диаграммы для расчета гребных винтов	29
3.4. Влияние характеристик винта на его работу	34
Глава 4. Взаимодействие винта и корпуса.....	38
4.1. Общие понятия	38
4.2. Попутный поток.....	39
4.3. Засасывание.....	42
4.4. Влияние руля на работу винта	43
4.5. Учет влияния корпуса и руля при практическом расчете винта	44
4.6. Выбор числа, расположения и направления вращения винтов	45
Глава 5. Кавитация гребных винтов	48
5.1. Общие понятия о кавитации.....	48
5.2. Стадии кавитации элемента лопасти.....	49
5.3. Влияние кавитации на работу винта.....	51
5.4. Меры борьбы с кавитацией	53
5.5. Суперкавитирующие винты	54
5.6. Шум винтов.....	54
5.7. Кавитационные трубы.....	55
5.8. Понятие о расчете кавитирующих гребных винтов.....	57
Глава 6. Гребные винты регулируемого шага	59
6.1. Паспортная диаграмма гребного винта.....	59
6.2. Взаимодействие винта с судовой энергетической установкой	62
6.3. Некоторые особенности геометрии лопастей ВРШ.....	63

6.4. Преимущества и недостатки ВРШ.....	64
6.5. Область применения и особенности проектирования ВРШ	65
6.6. Понятие о расчете ВРШ	66
Глава 7. Элементы вихревой теории гребного винта	73
7.1. Вводные положения	73
7.2. Вызванные скорости	75
7.3. Вызванные силы на элементе лопасти и КПД элемента	80
7.4. Понятие об оптимальном гребном винте.....	82
7.5. Понятие об умеренно нагруженном винте	85
7.6. Учет профилевого сопротивления.....	88
7.7. Определение оптимальной формы лопасти.....	90
7.8. Поверочный расчет винта по вихревой теории.....	91
Глава 8. Повышение эффективности гребных винтов	94
8.1. Потери в гребных винтах и способы их уменьшения.....	94
8.2. Направляющие насадки	97
Глава 9. Водометные движители	102
9.1. Конструкции водометных движителей	102
9.2. Понятие о расчете водометных движителей	103
Глава 10. Крыльчатые движители	109
10.1. Принцип действия и конструкция крыльчатого движителя	109
10.2. Основы расчета крыльчатых движителей.....	110
Глава 11. Пропульсивные испытания судов.....	115
11.1. Цели и задачи испытаний	115
11.2. Швартовные испытания.....	116
11.3. Ходовые испытания	116
Библиографический список.....	122

Учебное издание

Судовые движители

Учебное пособие

Антоненко Сергей Владимирович

*Редактор Р.С. Слободнюк
Электронная верстка А.А. Устьянцевой*

Подписано в печать 26.11.07. Формат 60x84/16
Гарнитура Times New Roman PS MT, Century Gothic.
Усл. печ. л. 7,44. Уч.-изд. л. 8,5. Тираж 100 экз. Заказ 4795.
Издательство ДВГТУ. 690950, Владивосток, ул. Пушкинская, 10.
КГУП «Типография № 1». 690017, г. Владивосток, ул. Коммунаров, 21.